JAERI-Data/Code
98-037

110万kW級BWRプラントを解析対象とした熱水力解析コードTRAC-BF1用入力データの作成

1998年11月

玉越　武・渡辺憲夫・平野雅司

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。
入手の問合わせは，日本原子力研究所研究情報部研究情報課（〒319-1195　茨城県那珂郡東海村）あて，お申し越しください。なお，このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-1195　茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

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

© Japan Atomic Energy Research Institute, 1998

編集兼発行　　日本原子力研究所

JAERI-Data/Code 98-037

110万kW級BWRプラントを解析対象とした熱水力解析コードTRAC-BF1用入力データの作成

日本原子力研究所東海研究所安全性試験研究センター原子炉安全工学部
玉越　武*・渡辺　憲夫・平野　雅司

(1998年10月22日受理)

原子力発電プラントで実際に起きた事故・故障事例の解析や複数の炉に共通する安全問題の解析等に適用することを目的として、電気出力110万kW級の沸騰水型軽水炉(BWR:Boiling Water Reactor)を解析対象とした熱水力解析コードTRAC-BF1用入力データを作成した。作成に際しては、国内の複数のBWRの設置許可申請書及びその他の公開文献を参照した。したがって、解析対象炉は特定のBWRではなく、いわば仮想的なものである。

TRAC-BF1コードはBWRの過渡熱水力挙動を詳細に解析する機能を有しており、米国原子力規制委員会により開発された。本コードでBWRを解析する場合、構成する機器や系統の幾何形状や熱水力特性等に関する詳細な情報が必要なため、入力データの作成には多大な労力を必要とする。一方、TRAC-BF1コードは世界的にも広く使用され、実炉を対象とした解析も多数実施されてきたが、それらの入力データは公開されていない。

本報告書は、作成した入力データの内容を記述するとともに、その適用性の検討と問題点の摘出のために実施した計算の結果についてとりまとめたものである。

東海研究所：〒319-1195　茨城県那珂郡東海村白方白根2-4
*　外来研究員：中部電力株式会社

JAERI-Data/Code 98-037

Development of Input Data for Thermal-Hydraulic Computer Code TRAC-BF1 for Analyses of 1,100MW BWRs

Takeshi TAMAKOSHI※, Norio WATANABE and Masashi HIRANO

Department of Reactor Safety Research
Nuclear Safety Research Center
Tokai Research Establishment
Japan Atomic Energy Research Institute
Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken

(Received October 22, 1998)

An input data set for the thermal-hydraulic analysis code TRAC-BF1 has been developed for the analysis of a commercial Boiling Water Reactor (BWR) with 1,100MW electric power to be used for the analyses of events which actually occurred in the commercial BWR plants, generic safety issues and so forth. In developing this input data, open documents such as safety analysis reports of several Japanese BWRs have been referred to. Thus, the BWR plant to be analyzed is not a real one but a hypothetical one.

TRAC-BF1 is capable of analyzing transient thermal-hydraulic behaviors of BWRs, developed by US Nuclear Regulatory Commission. In general, it requires a lot of man power to develop an input data set for a BWR plant, since the code requires in-depth information on the geometrical data and thermal-hydraulic characteristics of its systems and components. Although TRAC-BF1 has been widely used in the world and a lot of analyses have been done for BWRs so far, the input data for BWR plants are basically not available.

This report describes the input data mentioned above and the results from the calculations which were performed to discuss their applicability and needs for further improvements.

Keywords: TRAC-BF1, BWR, Thermal-Hydraulic Analysis, Transient Analysis, Input Data for BWR, Accident Analysis

※ On leave from CHUBU Electric Power Co., Inc.

目　　次

1. はじめに 1
2. TRAC-BF1 コード入力データの概要 3
3. 110万kW級BWRプラント入力データの作成 4
3.1 入力データの作成方針 4
3.2 入力データの作成 5
3.2.1 機器・系統単体モデル入力データの作成 5
3.2.2 BWRモデル入力データの作成 － 機器・系統単体モデルの接続 － 6
4. 作成した入力データの適用性及び問題点の検討 24
4.1 プラント安定性解析 24
4.1.1 原子炉水位設定点15 cm増加 24
4.1.2 圧力設定点0.7 kg/cm^{2}増加 24
4.2 運転時の異常な過渡変化の解析 25
4.2.1 再循環ポンプ２台トリップ 25
4.2.2 再循環ポンプ１台トリップ 26
4.2.3 主蒸気隔離弁閉鎖 26
4.2.4 負荷遮断（タービンバイパス弁不作動） 27
4.2.5 全給水流量喪失 27
4.3 核熱結合安定性解析 28
4.4 適用性及び問題点のまとめ 28
5. おわりに 67
参考文献 67
付録A 原子炉熱平衡線図 68
付録B 主要機器・系統の幾何形状データ 81
付録C 圧力容器内圧力分布 92
付録D ジェットポンプのモデル化 98
付録E 再循環ポンプのモデル化 112
付録F 燃料集合体のモデル化 126
付録G 気水分離器のモデル化 134
付録H 主蒸気系配管及び弁のモデル化 145
付録I 給水制御系のモデル化 149
付録J 圧力制御系のモデル化 159
付録K 圧力容器のモデル化 176
付録L BWRシステムモデルの構築 183

Contents

1. Introduction 1
2. Overview of TRAC-BF1 Input Data 3
3. Development of Input Data for 1,100MWe BWR 4
3.1 Approach to Input Data Development 4
3.2 Development of Input Data 5
3.2.1 Development of Component Models 5
3.2.2 Development of BWR Models - Connection of Component Models - 6
4. Discussion on Applicability of Input Data Developed 24
4.1 Analyses of Plant Stability 24
4.1.1 Increase in Reactor Water Level Set Point by 15 cm 24
4.1.2 Increase in Reactor Pressure Set Point by 0.7 kg/cm^2 24
4.2 Analyses of Transients 25
4.2.1 Two Recirculation Pumps Trip 25
4.2.2 One Recirculation Pump Trip 26
4.2.3 Closure of Main Steam Isolation Valve 26
4.2.4 Load Rejection (Inoperability of Turbine Bypass Valve) 27
4.2.5 Total Loss of Feedwater 27
4.3 Analyses of Nuclear-coupled Instability 28
4.4 Discussion on Applicability and Needs for Further Improvements 28
5. Concluding Remarks 67
References 67
Appendix A Reactor Thermal Equilibrium State 68
Appendix B Geometrical Data of Major Components 81
Appendix C Pressure Distribution in Pressure Vessel 92
Appendix D Modeling of Jet Pump 98
Appendix E Modeling of Recirculation Loop Pump 112
Appendix F Modeling of Fuel Bundles 126
Appendix G Modeling of Steam Separator 134
Appendix H Modeling of Main Steam Line and Valves 145
Appendix I Modeling of Feedwater Control System 149
Appendix J Modeling of Pressure Control System 159
Appendix K Modeling of Pressure Vessel 176
Appendix L Modeling of BWR Plant 183

1. はじめに

日本原子力研究所(以下、「原研」と略す)原子炉安全工学部安全データ解析室では、原子力発電プラントで実際に起きた事故や故障事例を分析して安全上重要な知見を導出し、安全性向上にフィードバックさせることを目的として「事故・故障の分析・評価に関する研究」を実施している。この研究では、OECD/NEA（経済協力開発機構/原子力機関）及びIAEA（国際原子力機関）が運営しているIRS（事象報告システム）等を参照し、事例情報を分析するとともに、特に重要と考えられる事例については、熱水力解析コード等を用いた事例の再現解析や代替シーケンスの解析等を実施して分析を深めている。これらと並行して、事例解析等に必要な解析コードや実炉を解析対象とした入力データの整備も進めている。

上記研究の一環として、商用沸騰水型軽水炉(BWR:Boiling Water Reactor)を解析対象とした熱水力解析コードTRAC-BF1[(1)]用入力データを作成した。解析対象炉は、我が国のBWRの中で最も基数の多い電気出力110万kW級のBWR（福島第一-6号機、福島第二-1～4号機、柏崎-1～5号機、浜岡-3、4号機、東海-2号機）とし、入力データの作成に際しては、国内の複数のBWRの設置許可申請書[(2), (3)]、米国BWRの最終安全解析書(FSAR:Final Safety Analysis Report)[(4)]の他、幾つかの公開文献[(5)~(8)]を参照した。これら公開文献に記載されていない機器・系統の幾何形状データについては、設置許可申請書に記載されている図面等より推定した。したがって、対象炉は特定のBWRではなく、複数のBWRの情報を基にした仮想的なものである。

TRAC-BF1コードは、米国原子力規制委員会(NRC:Nuclear Regulatory Commission)の予算の下に、米国アイダホ国立工学研究所(INEL:Idaho National Engineering Laboratory)（現INEEL）で開発された最適評価(BE:Best Estimate)コードである。その前身はTRAC-BD1/MOD1[(1)]であり、TRAC-BF1では計算の高速化が図られた他、空間依存の核動特性モデルの導入等の改良が施された。これらのコードでは、気液二相流の解析には二流体モデル（気相、液相の各々に対して質量、運動量及びエネルギーの保存方程式を解く）が採用されており、"Advanced Code"と呼ばれている。TRACシリーズのコードとしては、これらの他に加圧水型原子炉(PWR:Pressurized Water Reactor)を解析対象するTRAC-PF1[(9)]があるが、これらTRACコードの特徴は、原子炉圧力容器内の流動を3次元で解析できることにある。

TRACコードでは、燃料集合体内の熱流動を模擬するCHANコンポーネント、配管内の流動を模擬するPIPEコンポーネント、ポンプの特性を模擬するPUMPコンポーネント等の各種コンポーネントが用意されており、それらを接続することにより解析対象をモデル化する。そして、これらコンポーネントに対し、流路の幾何形状、圧力損失の分布、ポンプや弁の特性等の熱流動を特徴付けるパラメータが入力される。さらに、制御系モデルにより、トリップや制御系の動作も模擬できる。したがって、商用炉といった複雑な体系をモデル化する場合、対象炉の詳細な情報が必要なため、入力データの作成には多大な労力を必要とする。一方、TRAC-BF1コードは世界的にも広く使用され、実炉を対象とした解析も多く実施されてきたが、それらの入力データは公開されていない。

作成したBWR解析用入力データ（「BWRモデル」と呼ぶ）は、原子炉容器部を３次元VESSELコンポーネントで模擬した詳細版入力データ（「３次元モデル」と呼ぶ）と、１次元コンポーネントで構成した簡略版入力データ（「１次元モデル」と呼ぶ）で構成されている。簡略版では、２つの再循環

ループをまとめて１つの流路で模擬している。さらに、主蒸気系の逃し安全弁を簡略化してモデル化している。これらの点を除けば、両者は基本的に同一である。モデル化した範囲は給水入口から主蒸気出口(タービン調整弁出口)までである。給水については、温度及び流量を境界条件として取り扱い、給水制御系（原子炉水位制御系）をモデル化することにより、これらを制御している。ただし、給・復水系における給水加熱等のモデル化は行っていない。制御系については、給水制御系及び圧力制御系をモデル化しており、再循環流量制御系はモデル化していない。

本報告書では、上記入力データの内容及びその適用性を検討するために実施した計算結果について記述する。第２章ではTRAC-BF1コード入力データの概要を、第３章では作成した入力データの内容を示す。第４章では同入力データを用いて行った解析の結果を示すともに、同入力データの適用性及び問題点について議論する。さらに、付録AからLでは、同入力データの作成過程を示し、採用した数値の根拠を明かにする。

2. TRAC-BF1コード入力データの概要

本コードでは、以下に示す１次元コンポーネントを任意に接続することにより、解析対象とするシステムがモデル化される[1]。

- PIPEコンポーネント　:配管内の流動を模擬する。
- TEEコンポーネント　:流れの分岐部での流動を模擬する。
- CHANコンポーネント　:燃料集合体内の熱流動を模擬する。
- VALVEコンポーネント　:弁の動作を模擬する。
- PUMPコンポーネント　:ポンプの特性を模擬する。
- SEPDコンポーネント　:気水分離器及びドライヤーの特性を模擬する。
- JETPコンポーネント　:ジェットポンプの特性を模擬する。

これらのコンポーネントでは、入力データに従って流路がメッシュ分割され、気相、液相の各々に対して１次元の質量、運動量及びエネルギーの保存方程式が解かれる。したがって、各メッシュセル毎に、流路面積、流路長、等価直径、圧力損失係数等の情報が入力データとして要求される。また、例えば、PUMPコンポーネントでは、ポンプの特性に従って流体に運動量が加えられる。ポンプの特性は、単相及び二相状態の各々に対してホモロガス曲線として入力データで指定される。

CHANコンポーネントでは、複数本の燃料棒を考慮することができる。その各々で、燃料棒内の発熱量を考慮して軸方向の熱伝導方程式が解かれ、燃料棒内の温度分布が解かれる。その際、径方向のメッシュ分割は入力で指定できる。燃料棒内の発熱量は、１点近似動特性モデルまたは1次元空間依存の核動特性モデルで解かれる。

流体の保存方程式に対する境界条件は、以下のコンポーネントで設定される。

- FILLコンポーネント　:境界での流速（流量）及びエンタルピー（温度）を設定する。
- BREAKコンポーネント　:境界での圧力を設定する。

原子炉圧力容器については、VESSELコンポーネントが用意されており、３次元（円柱座標系）解析が可能である。したがって、圧力容器は、CHAN、PIPE、TEE、SEPD等の１次元コンポーネントを接続してモデル化するか、または、VESSELコンポーネントを用いることになる。ただし、 VESSELコンポーネントを採用した場合でも、それに、CHAN、SEPD、JETP等の１次元コンポーネントを接続して、圧力容器をモデル化することになる。

制御系モデルでは、微分(DER)、積分(INT)、1次遅れ(LAG)等多数の演算子や関数等が用意されており、それらを任意に接続することにより対象とする制御系がモデル化される。したがって、モデル化に際しては対象とする制御系のブロック線図等の詳細な情報が必要である。

なお、今回作成した入力データでは使用していないが、タービンを模擬するTURBコンポーネントや格納容器を模擬するCONTAINコンポーネント等も用意されている。

3. 110万kW級BWRプラント入力データの作成

3.1 入力データ作成方針

入力データの作成に際し、主として、東京電力株式会社福島第二発電所1号機(熱出力3,293MW、電気出力1,100MW)（以下、「代表炉」と呼ぶ）の設置許可申請書[(2)]を参照することとし、我が国の他の同種のBWRの設置許可申請書、米国の同種のBWRのFSAR及びその他公開文献も参照することとした。

110万kW級BWRプラントをモデル化する範囲としては、給水入口からタービン調整弁出口までとした。これは、この範囲をモデル化することにより、多くの代表的な過渡事象の解析が可能であることによる。一方、タービン系及び復水系をモデル化していないので、これらに起因する事象は解析対象外となる。

TRAC-BF1用入力データでは、 BWRプラントを構成する機器・系統の幾何形状や特性に関する詳細な情報が必要であるが、公開文献ではこのような情報は必ずしも得られない。そこで、入力データの作成は、以下に示す2段階に分けて行うこととした。

(1) 燃料集合体、再循環ポンプ、ジェットポンプといった機器または系統毎に単体の入力データを作成し（「機器・系統単体モデル」と呼ぶ）、単体としての性能を確認しながらデータ作成を進める。

(2) 次いで、機器・系統単体モデルを接続し、最終的なBWR解析用入力データ（「BWRモデル」と呼ぶ）を構築する。

これは、公開文献から得られない情報があったとしても、機器・系統単体モデルのような小さな体系であれば広範な感度解析等が可能であることによる。すなわち、値が不明な入力パラメータがあった場合、感度解析により、まず、それが主要なパラメータの計算結果に大きな影響があるか否かを確認する。次に、影響があった場合、主要なパラメータが所要の値となるために、その入力パラメータの値がどの範囲となるべきかを逆に推定することができる。

そこで、BWRのシステムを以下に示す機器・系統に分割することとした。

- 圧力容器
- ジェットポンプ
- 再循環ポンプ
- 燃料集合体
- 気水分離器
- 主蒸気系

さらに、以下の制御系についても、単体で性能を確認することとした。

- 給水制御系(原子炉水位制御系)
- 圧力制御系

BWRモデルを構築後、代表炉の設置許可申請書に記載されている幾つかの代表的な運転時の異常な過渡変化の解析を実施し、本入力データの妥当性を確認するとともに、その適用限界や問題点を明確にする。

3.2 入力データの作成

3.2.1 機器・系統単体モデル入力データの作成

機器・系統単体モデルの入力データを作成するためには、まず、初期定常状態における各モデル間の接続部での流量、圧力、温度等が、単体モデルに対する境界条件として必要となる。そのため、代表炉の設置許可申請書での記載値(表3-1)及び原子炉熱平衡線図(図3-1)を参照し、これらを推定した。作成した原子炉熱平衡線図を図3-2に示す。この作成過程の詳細については付録Aを参照されたい。ただし、一部の点における圧力については、上記の情報からだけでは推定することができなかったため、同書に記載されている外形図等を参照して原子炉容器内の高さ方向の位置関係を推定し、近似的に静水圧より各点の圧力を推定した。この結果を図3-3に示す。詳細については、付録B及びCを参照されたい。

また、各流路の流路面積、流路長、高さ等の幾何形状データについても、同書に数値が記載されていないものについては、同書に記載されている外形図等から推定した。その例として、圧力容器、再循環系配管及び主蒸気系配管の幾何形状データを推定した結果を、図3-4、3-5、図3-6-1及び3-6-2に示す。ただし、圧力容器内部構造図（図3-4）については、同書に記載されているものは概略的なものであるため浜岡4号機の設置許可申請書[3]での記載図を使用した。また、炉心部の圧損係数や幾何形状データ等については米国ラサール炉のFSAR [4] を参照した。その他の幾何形状データの詳細については付録Bを参照されたい。

作成した機器・系統単体モデルのノード分割図を図3-7～3-12に示す。

圧力容器は３次元VESSELコンポーネントを用いてモデル化した（図3-7）。径方向に４つのリングに分割した。炉心部（第1から第3リング）については、第１リングに高出力燃料チャンネル２体及び中央部平均出力燃料チャンネル90体、第２リングには中央部平均出力燃料チャンネル580体、第３リングには周辺部平均出力燃料チャンネル92体をモデル化した。第４リングでは、ダウンカマ及び下部プレナムの一部を模擬した。各燃料チャンネルは軸方向に11分割し、バイパス流れも模擬している（図3-10）。その他、詳細については付録F及びKを参照されたい。

ジェットポンプはJETPコンポーネントを用いてモデル化し（図3-8）、圧損係数を調整して流量比（M比：被駆動流体流量の駆動流体流量に対する比）が2.33となるように設定した（付録D参照）。

再循環系はPIPEコンポーネントとPUMPコンポーネントで構成し（図3-9）、再循環ポンプの特性を与えるホモロガス曲線としては、RETRAN-01コード[5]に組み込まれているBinghamポンプのものを用いた（付録E参照）。

気水分離器及びドライヤーはSEPDコンポーネントを用いてモデル化し（図3-11）、キャリーアンダー値は代表炉の設置許可申請書の記載値0.25%、キャリーオーバー値としては、TRAC-BF1コードでデフォールト値として採用されている0.5%を採用した（付録G参照）。

主蒸気系配管はPIPE、TEE及びVALVEコンポーネントで構成した（図3-12）。圧力容器出口からタービン調整弁出口までをモデル化した。逃し安全弁については、合計18個を２個のVALVEコンポーネントでモデル化した。自動減圧系は、上記18弁の内の7弁を選択して作動させるものであるが、これを使用する解析の際の便宜を図るために、自動減圧系を模擬する弁を別途用意した（付録H参照）。

また、制御系のモデル化（付録I及びJ参照）に際しては、RETRAN-01コードのマニュアル[5]に記載されている米国TVA炉の制御系ブロック図を参照し、パラメータを調整した。作成したブロック図を図3-13及び3-14に示す。再循環流量制御系については、出力の自動調整等に用いるもので過渡事象の解析では重要な役割を果たさないと考え、モデル化の対象から除外した。

3.2.2 BWRモデル入力データの作成 - 機器・系統単体モデルの接続 -

３次元モデルと1次元モデルのノード分割図を、各々、図3-15及び図3-16に示す。前者は、圧力容器を3次元VESSELコンポーネントで模擬し、複数の燃料コンポーネントにより炉心を模擬している。後者は、圧力容器を1次元のPIPE及びTEEコンポーネントの組み合わせで模擬した簡略なものである。炉心は1個のCHANコンポーネントで模擬しており、バイパス流れは模擬していない。再循環系も実機の２系統をまとめて１系統で模擬しており、主蒸気系も逃し安全弁のモデルを簡略化している。

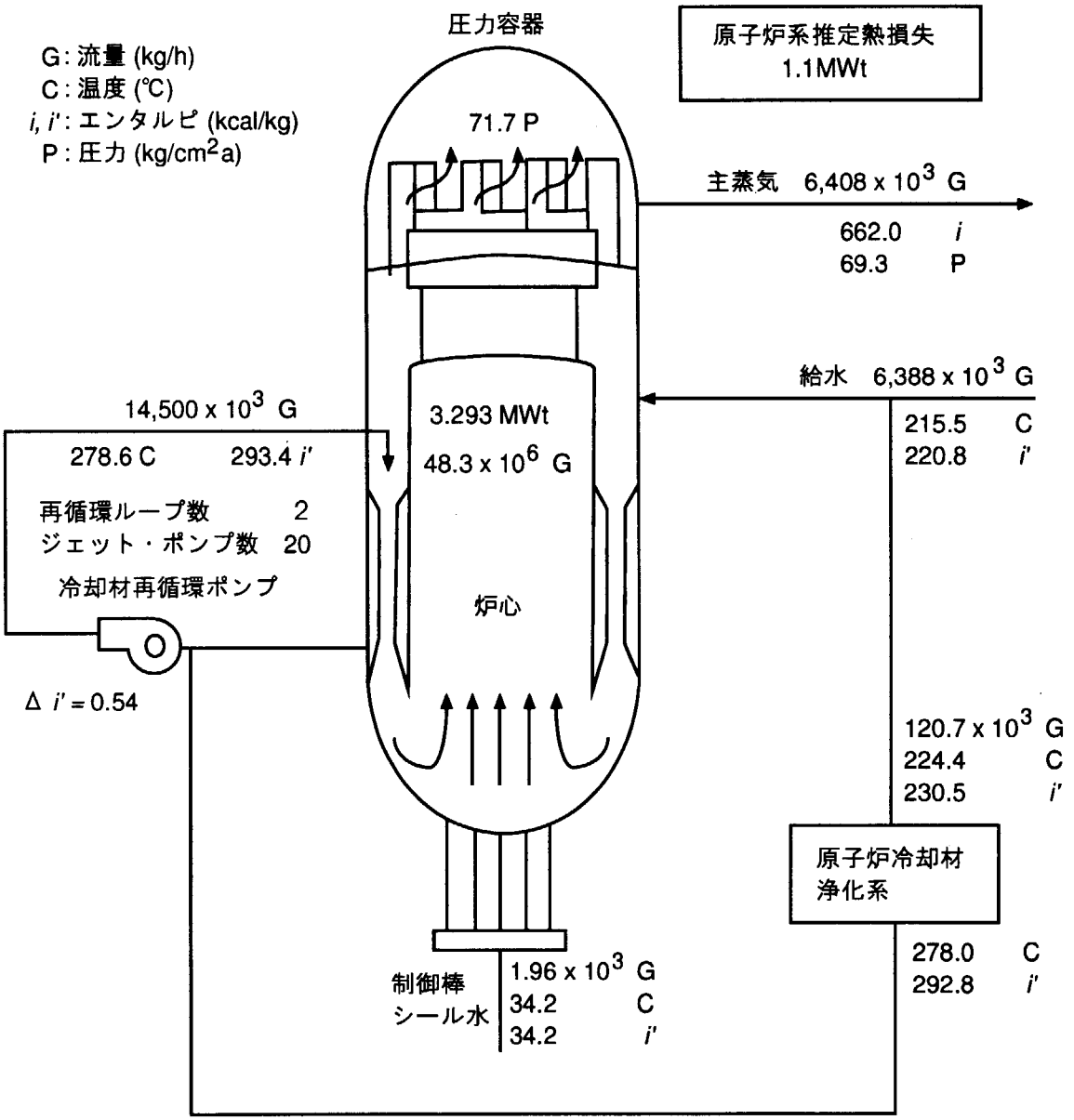
機器・系統単体モデルを接続してBWRモデルを構築後、自然循環運転状態で炉心流量が所定の値となり、また、定格運転状態でジェットポンプ流量比が2.33になるように気水分離器出口及びジェットポンプの圧損係数を再調整した（付録L参照）。再調整後の各運転状態における主要なパラメータの値を表3-2に示す。

表3-1 熱平衡線図分析に関連する代表炉の設置許可申請書[2]の記載のまとめ

系統	数値の種類	数値	出典
主蒸気系			
原子炉出口蒸気	エンタルピー	662.0kcal/kg	添付書類二 原子炉熱平衡線図
	圧力	69.3kg/cm^2	〃
	流量	6,408×10^{3}kg/h	〃
タービン入口蒸気	圧力	66.8kg/cm^2.g	添付書類八-7.2 タービン設備
	温度	282℃	〃
	湿り度	0.4wt%	〃
圧力容器			
ドーム部圧力	圧力	71.7kg/cm^2	添付書類二 原子炉熱平衡線図
給水系			
給水	流量	6,388×10^{3}kg/h	〃
	温度	215.5℃	〃
	エンタルピー	220.8kcal/kg	〃
炉心			
熱出力	-	3,293MWt	添付書類二 原子炉熱平衡線図
炉心圧損	圧力	約1.65kg/cm^2	添付書類八-追補1(第2図)
炉心流量	流量	48.3×10^{3}t/h	添付書類八-14.3.1 熱水力設計.概要
炉心入口サブクール	エンタルピー	Δ11.4kcal/kg (圧力を72.8kg/cm^{2}とした場合)	〃
炉心出口平均蒸気重量率	-	13.2wt%	〃
気水分離器			
平均入口蒸気重量率	-	13.5wt%	添付書類八-3.6 気水分離器及び乾燥器
乾燥器入口における湿分	-	10wt%以下	
キャリーアンダ	-	0.25wt%以下	〃
乾燥器			
湿り度(乾燥器出口)	-	0.1%以下	〃
キャリーアンダ	-	0.25wt%以下	〃
再循環系			
再循環流量	流量	14,500×10^{3}kg/h	添付書類二 原子炉熱平衡線図
ポンプによる加熱	エンタルピー	0.54kcal/kg	〃
ポンプ出口	温度	278.6℃	〃
	エンタルピー	293.4kcal/kg	〃
原子炉冷却材浄化系			
系統流量	流量	120.7×10^{3}kg/h	〃
入口	温度	278.0℃	〃
	エンタルピー	292.8kcal/kg	〃
出口	温度	224.4℃	〃
	エンタルピー	230.5kcal/kg	〃
制御棒シール水			
流量	-	19.6×10^{3}kg/h	〃
温度	-	34.2℃	〃
エンタルピー	-	34.2kcal/kg	〃

表3-2 各出力運転状態での主要パラメータのまとめ（定常状態計算結果）

部位	種類	単位	自然循環状態		68%出力		100%出力		105%出力	
			1D-モデル	3D-モデル	1D-モデル	3D-モデル	1D-モデル	3D-モデル	1D-モデル	3D-モデル
下部プレナム	圧力	(MPa)	6.675	6.667	6.841	6.826	7.276	7.233	7.330	7.283
	温度	(K)	536.8	536.0	542.8	542.6	551.3	550.9	551.6	551.1
上部プレナム	圧力	(MPa)	6.637	6.6269	6.78	6.7624	7.115	7.074	7.167	7.1227
	温度	(K)	555.4	555.3	556.9	556.7	560.1	559.7	560.6	560.2
	ボイド率	(%)	80.75	82.82	78.8	79.98	68.41	70.13	69.98	71.82
プレナム間圧力差	圧力	(MPa)	0.038	0.041	0.061	0.063	0.161	0.159	0.163	0.160
気水分離器入口	圧力	(MPa)	6.636	6.620	6.773	6.747	7.094	7.037	7.146	7.084
気水分離器出口	圧力	(MPa)	6.614	6.614	6.741	6.741	7.032	7.032	7.079	7.079
圧力容器ドーム	圧力	(MPa)	6.614	6.613	6.741	6.741	7.032	7.031	7.079	7.078
ダウンカマ	温度	(K)	536.8	536.0	542.8	542.6	551.3	550.9	551.5	551.1
主蒸気系	流量	(kg/s)	796.8	796.5	1150	1150	1782	1781	1870	1870
給水系	流量	(kg/s)	796.5	796	1149	1150	1781	1781	1870	1870
	温度	(K)	451.0	451.0	467.9	467.9	489.4	489.4	491.2	491.2
ジェットポンプ	出口流量	(kg/s)	4129	3972	6710	6708	13416	13416	13416	13416
	M比		5.092	5.052	2.600	2.601	2.332	2.331	2.314	2.322
再循環ポンプ	吐出流量	(kg/s)	677.8	656.4	1867	1863	4026	4028	4049	4038
	回転数	(rad/s)	10.89	10.52	66.87	66.45	150.5	149.5	151.7	150.1
	トルク	(%)	0	0	18.66	18.44	92.07	91.08	93.48	91.79
圧力制御系圧力計測点	圧力	(MPa)	6.535	6.535	6.577	6.576	6.649	6.649	6.66	6.659
タービン調整弁	開度	(%)	16.51	16.51	22.90	22.72	52.25	52.14	63.74	63.62



熱出力 = (6,408x662.0 - 6,388x220.8 - 14,500x0.54 + 120.7x(292.8 - 230.5) - 19.6x34.2)x10^3 x1.163x10^{-6} + 1.1 = 3,293 MWt

図3-1 代表炉の熱平衡線図[2]

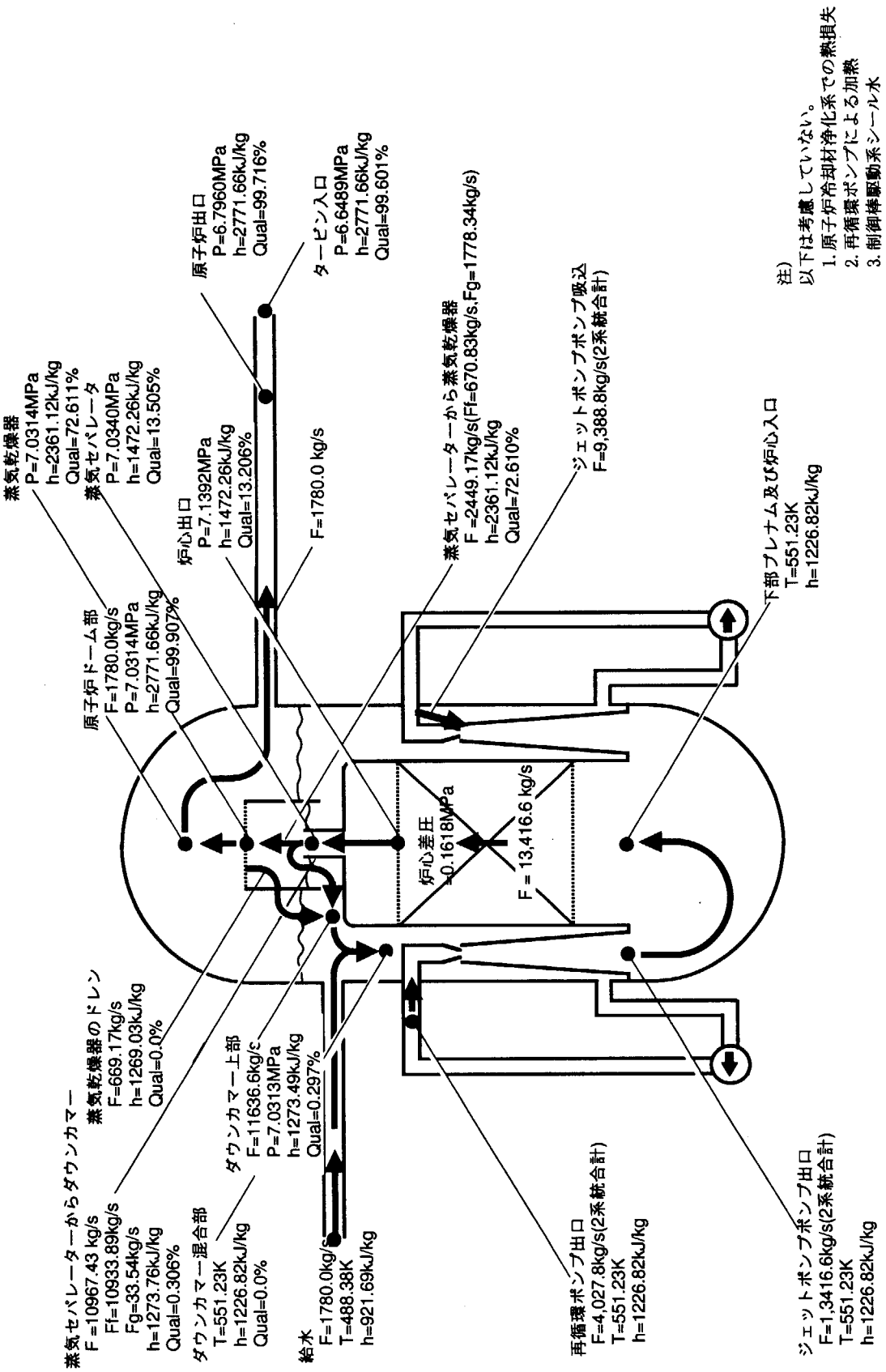


図3-2 入力データ作成に使用した原子炉熱平衡線図（定格運転時）

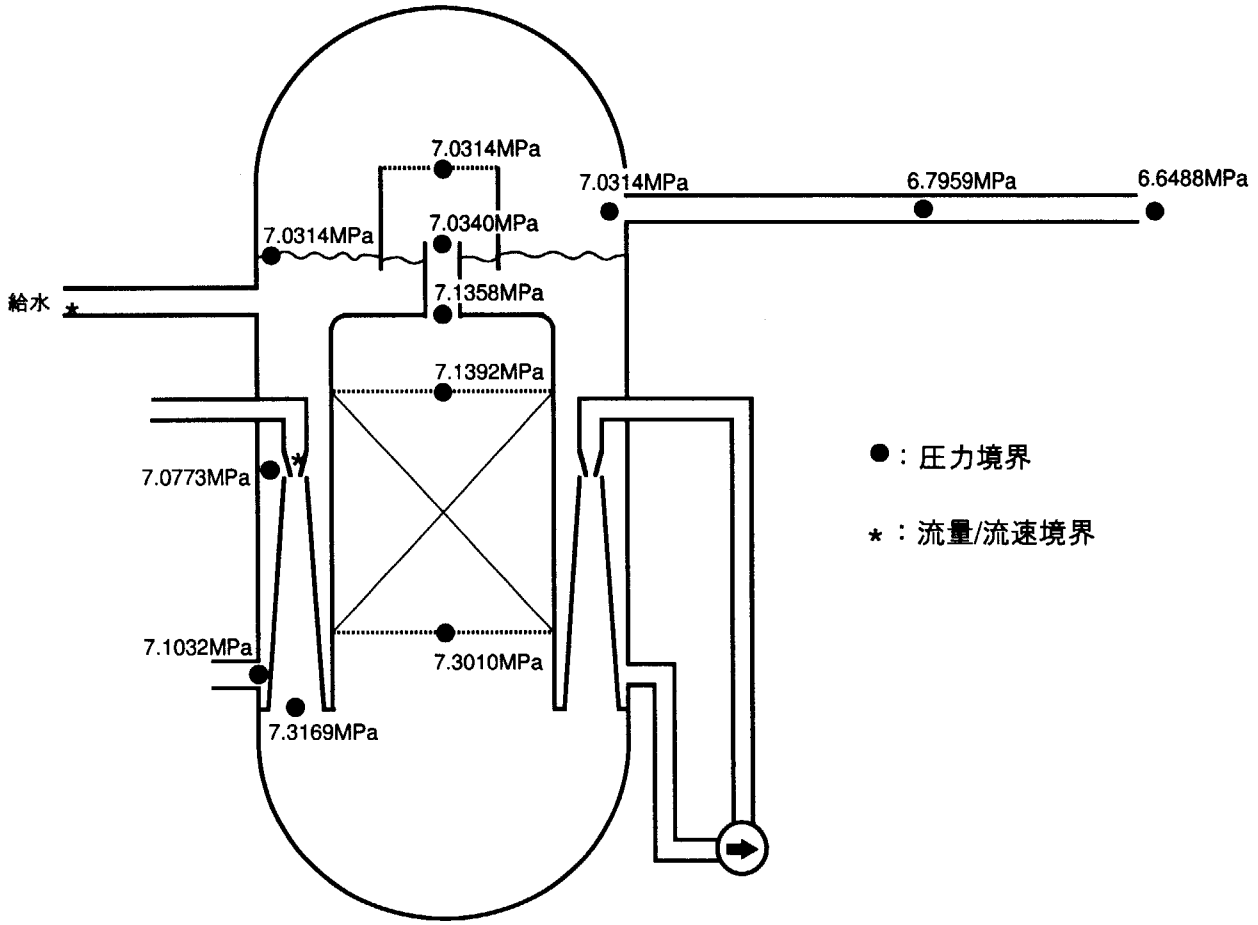


図3-3　入力データ作成に使用した圧力値

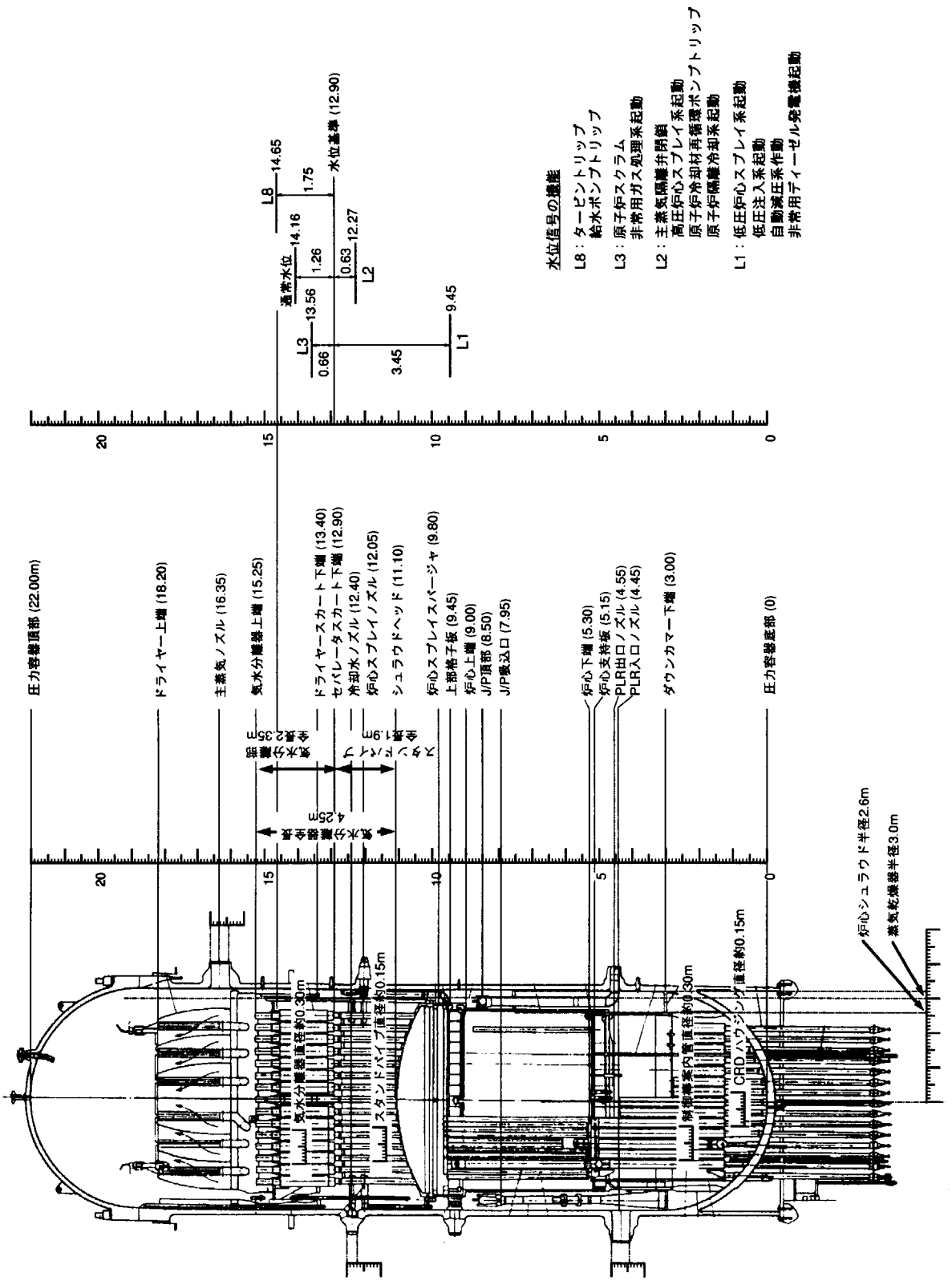


図3-4　圧力容器内部構造物[3]の高さ方向位置関係の推定

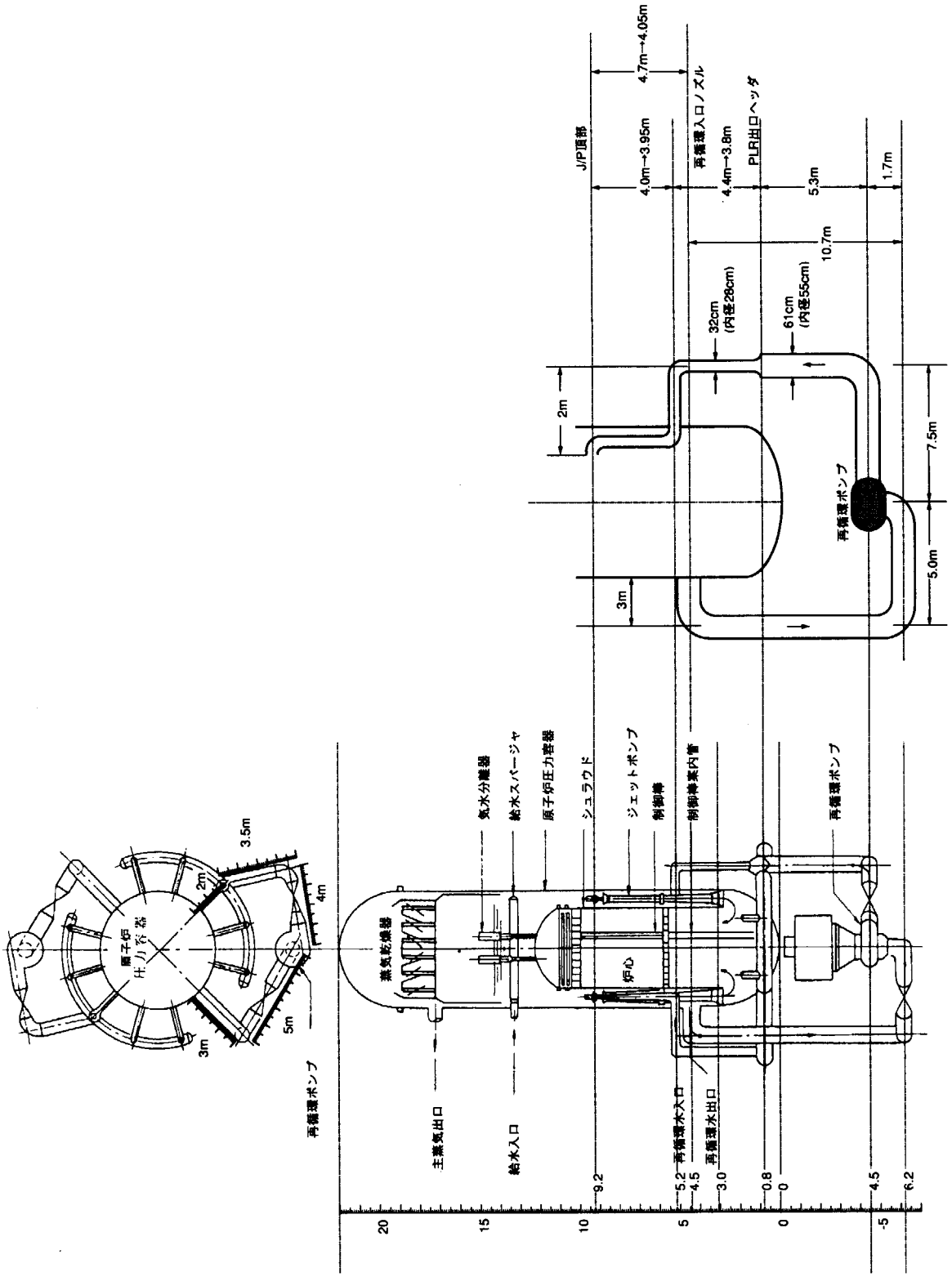


図3-5 再循環系概要図 (2)からの幾何形状データの推定

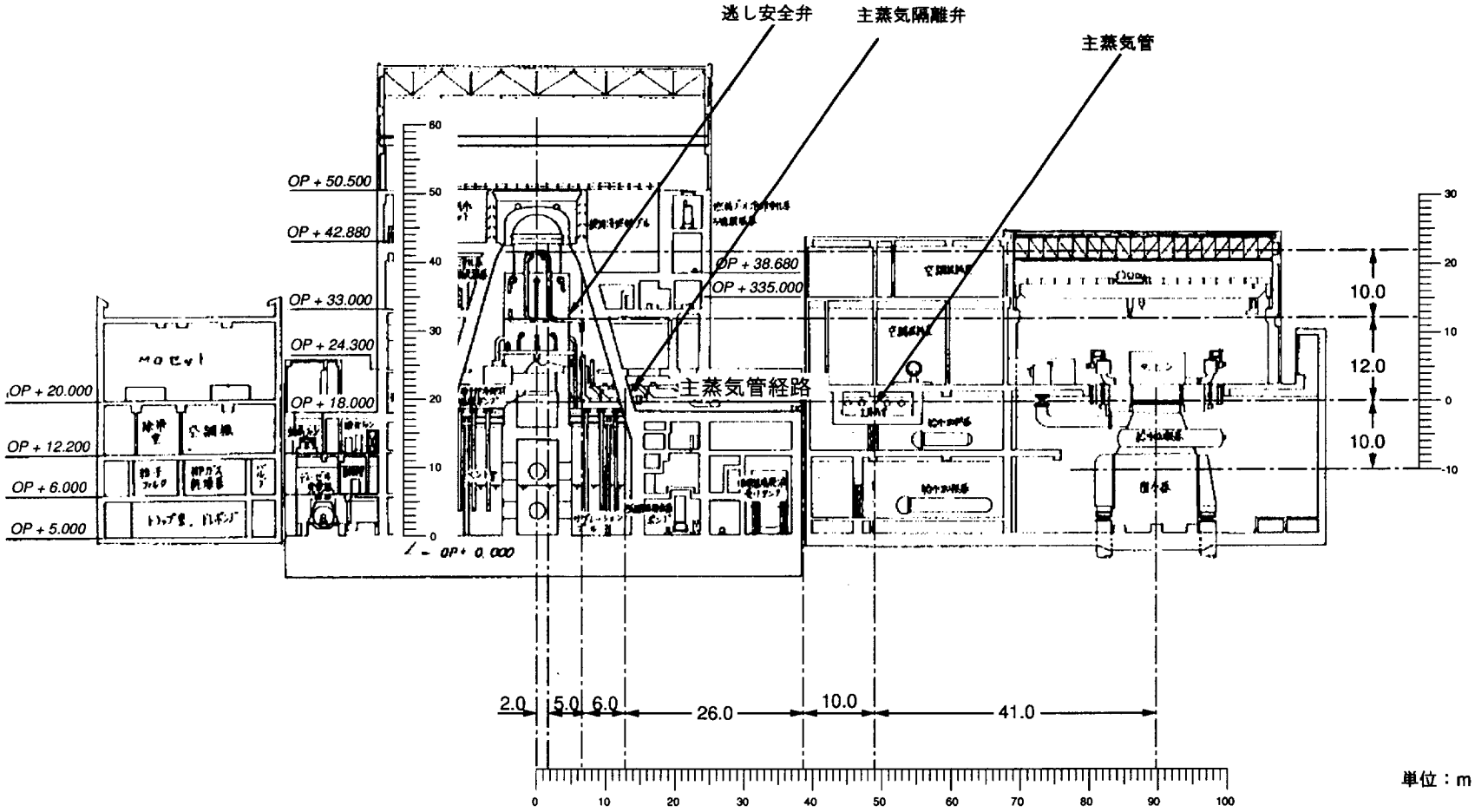


図3-6-1 原子炉建屋横断面 (2)からの主蒸気管経路の推定

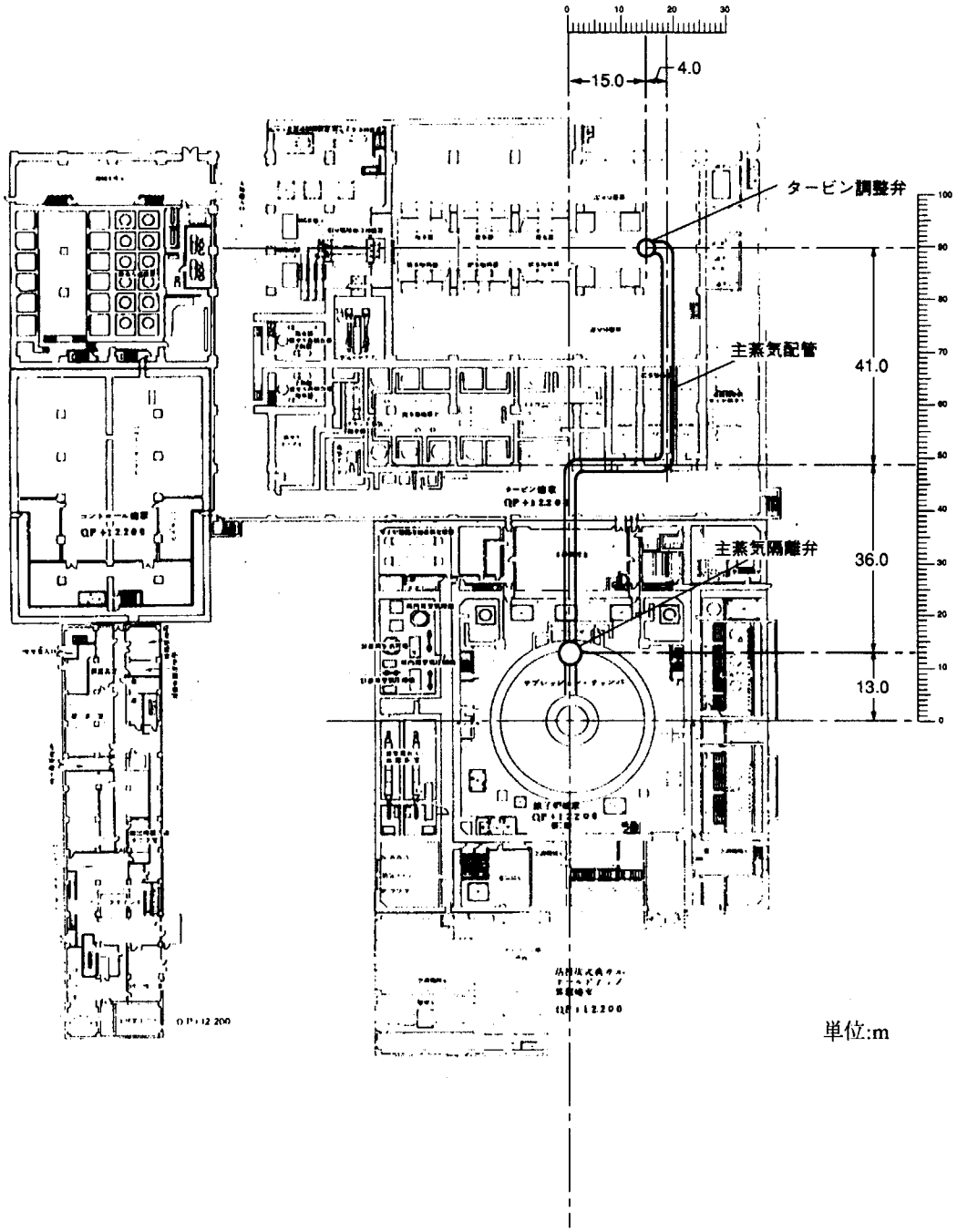


図3-6-2 原子炉建屋断面図[2]からの主蒸気管経路の推定

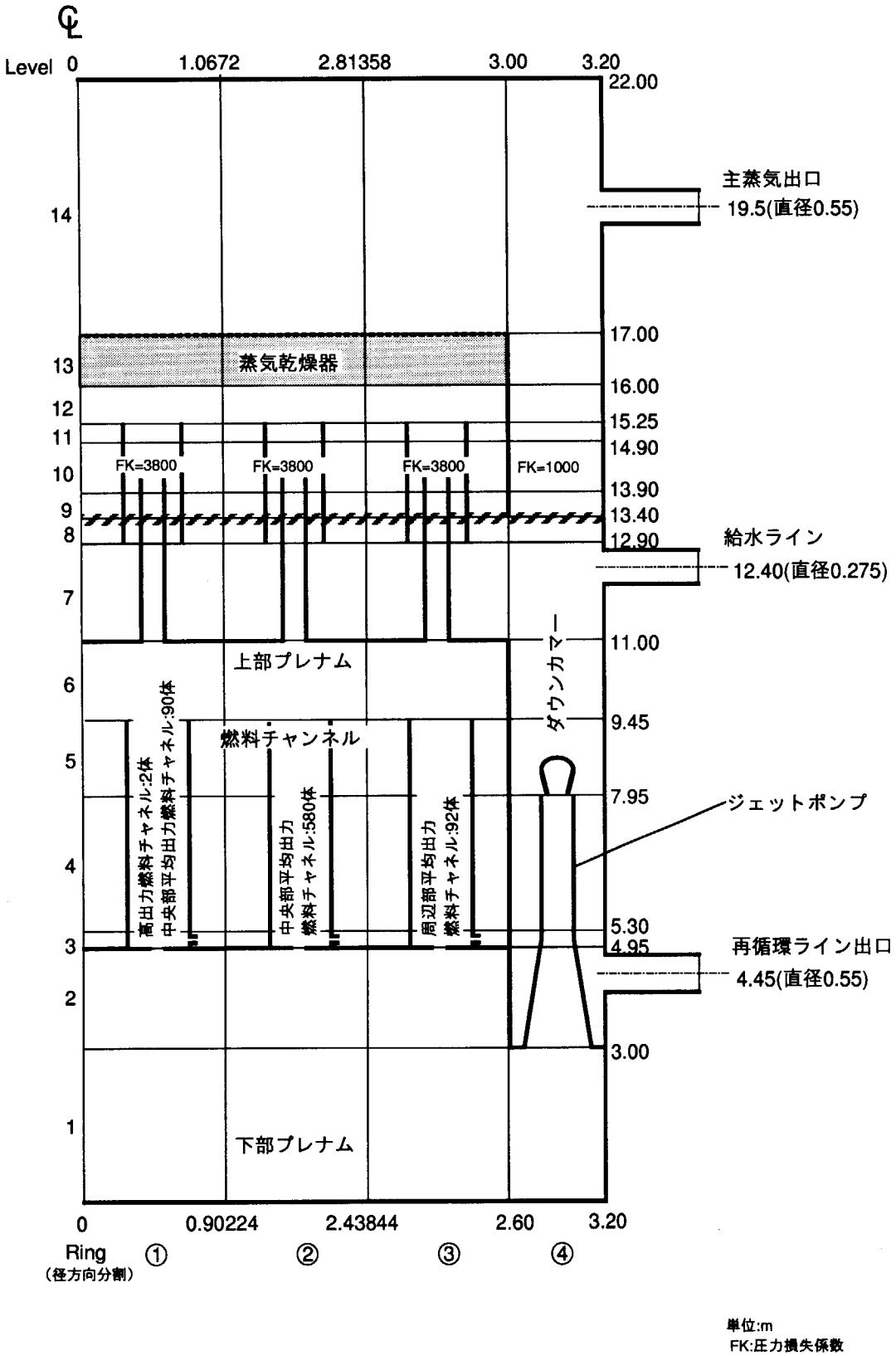


図3-7 圧力容器単体モデルノード分割図

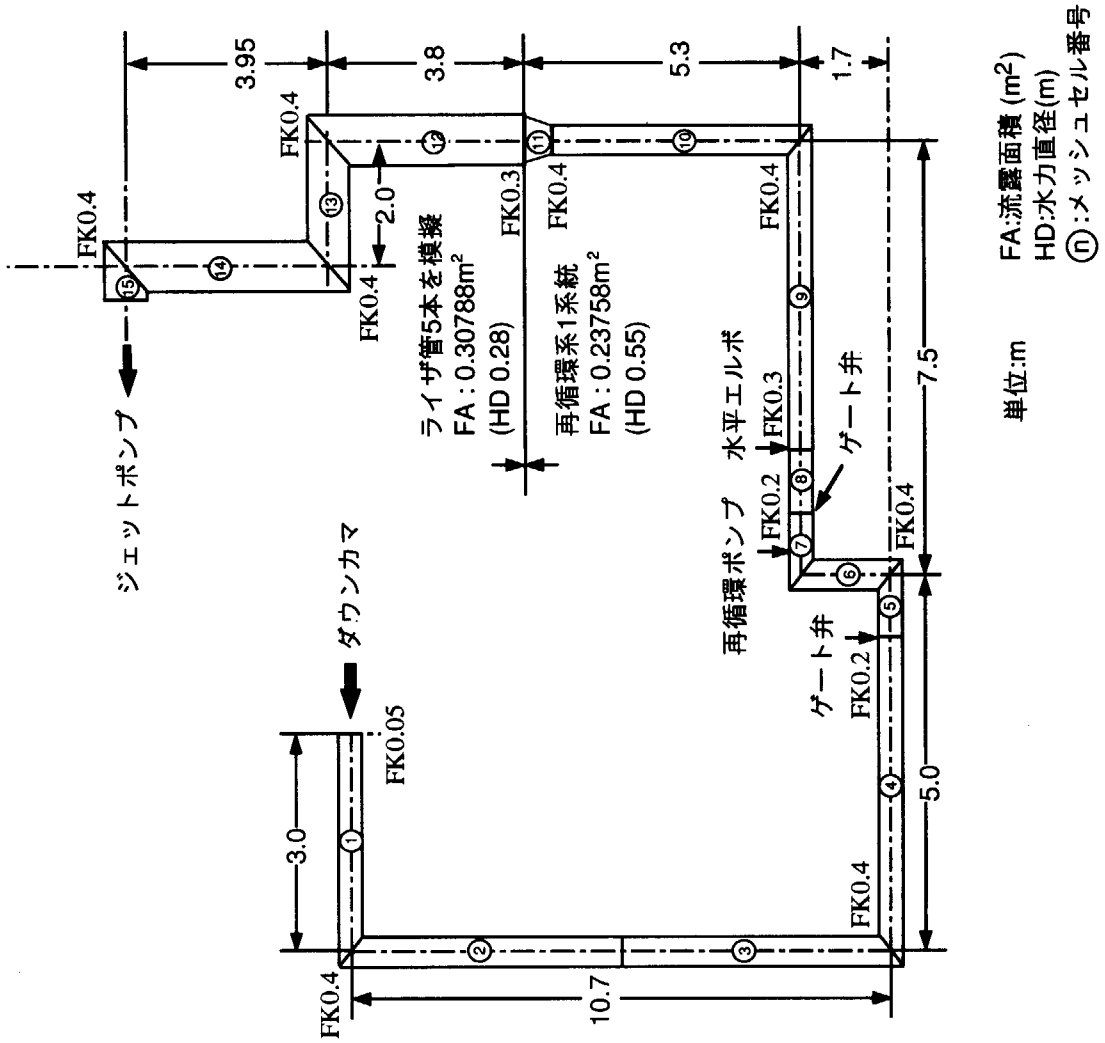


図3-9 再循環系単体モデルのノード分割図

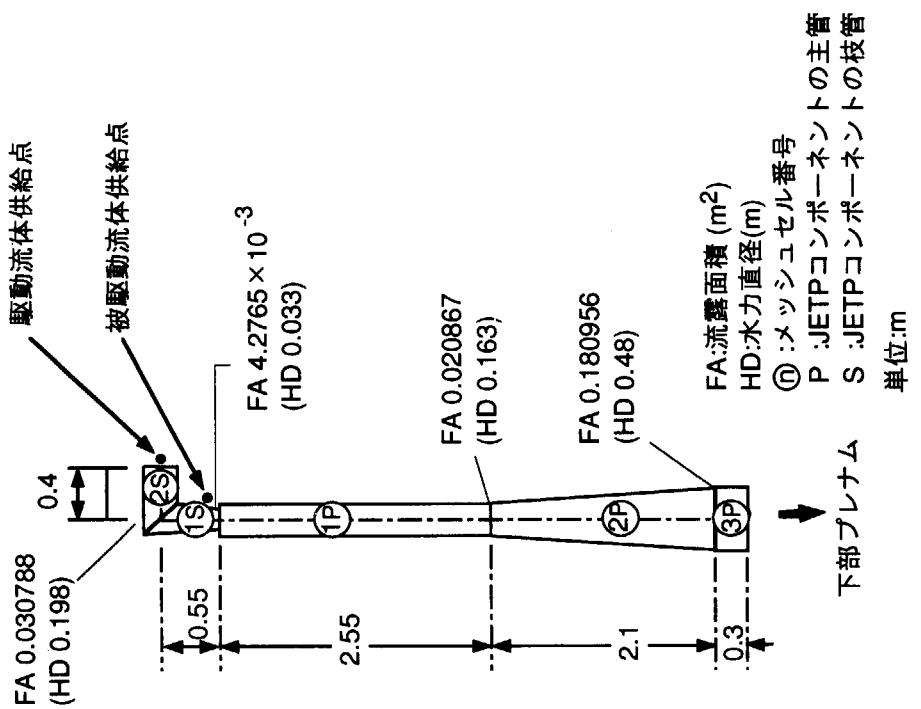


図3-8 ジェットポンプ単体モデルのノード分割図

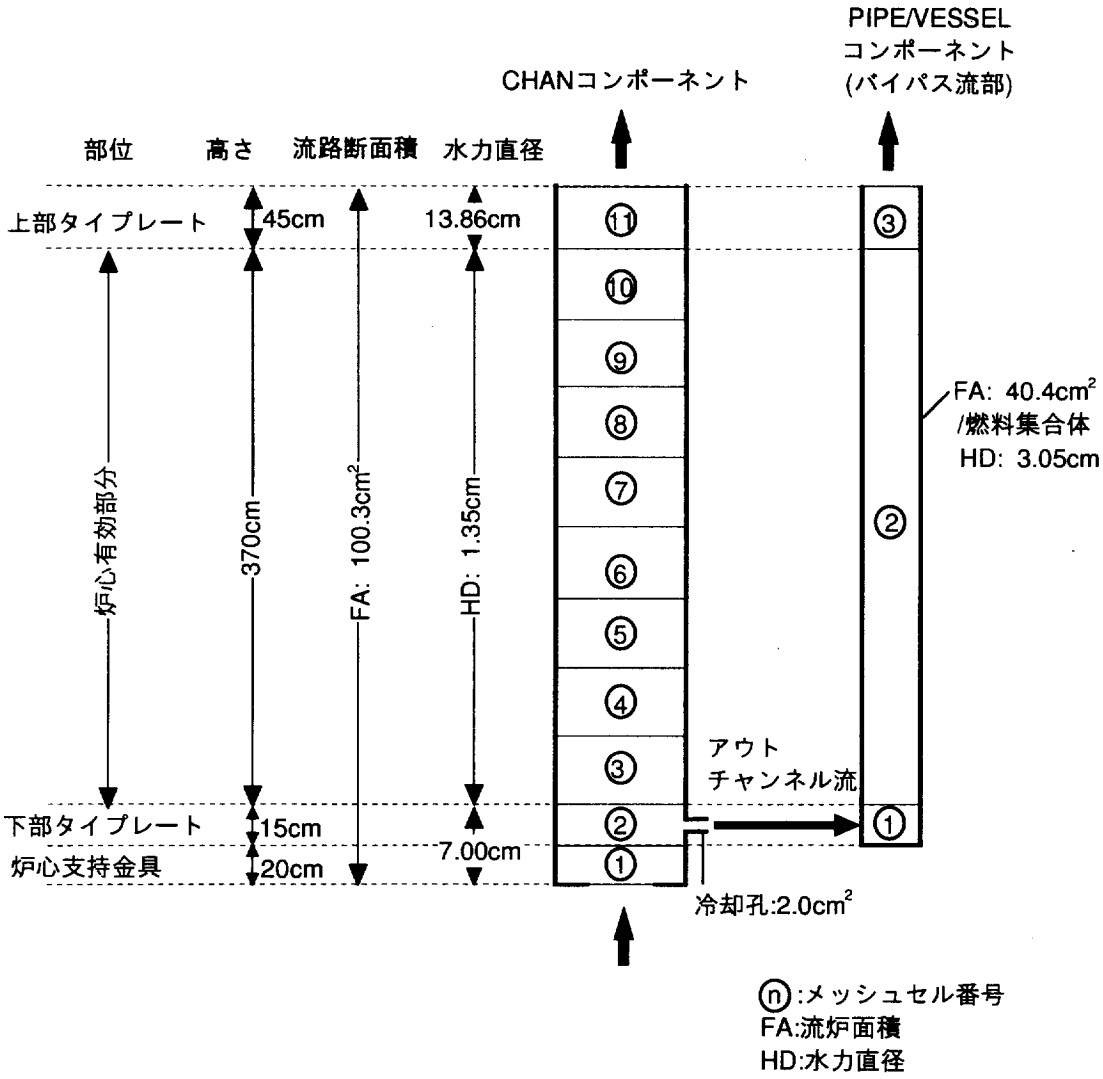


図3-10 燃料集合体単体モデルのノード分割図

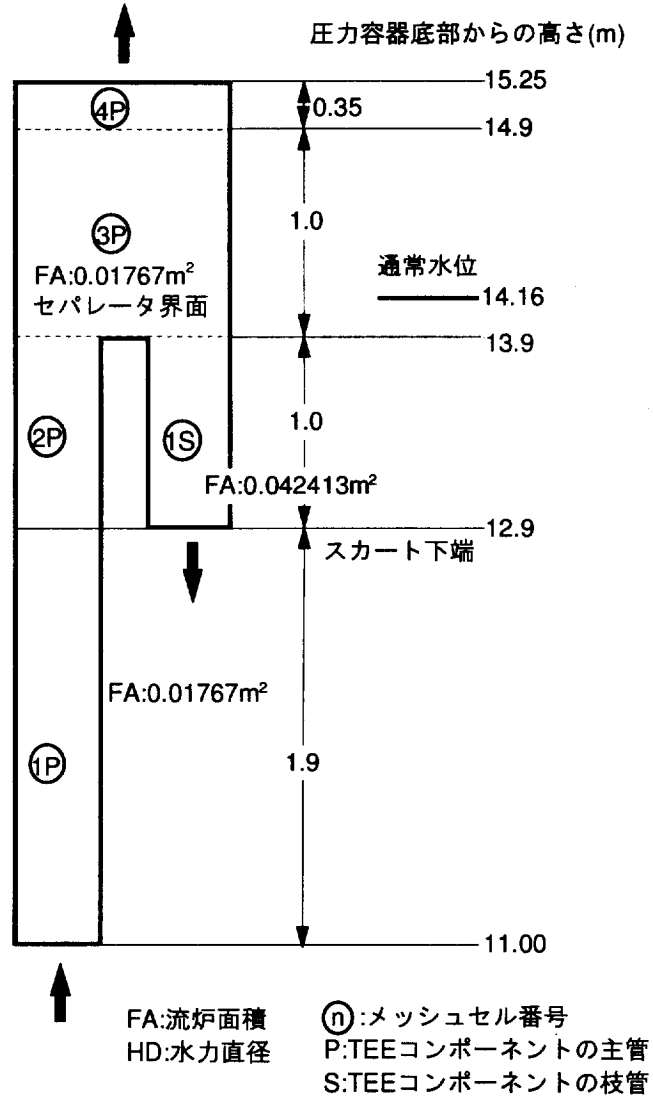


図3-11 気水分離器単体モデルのノード分割図

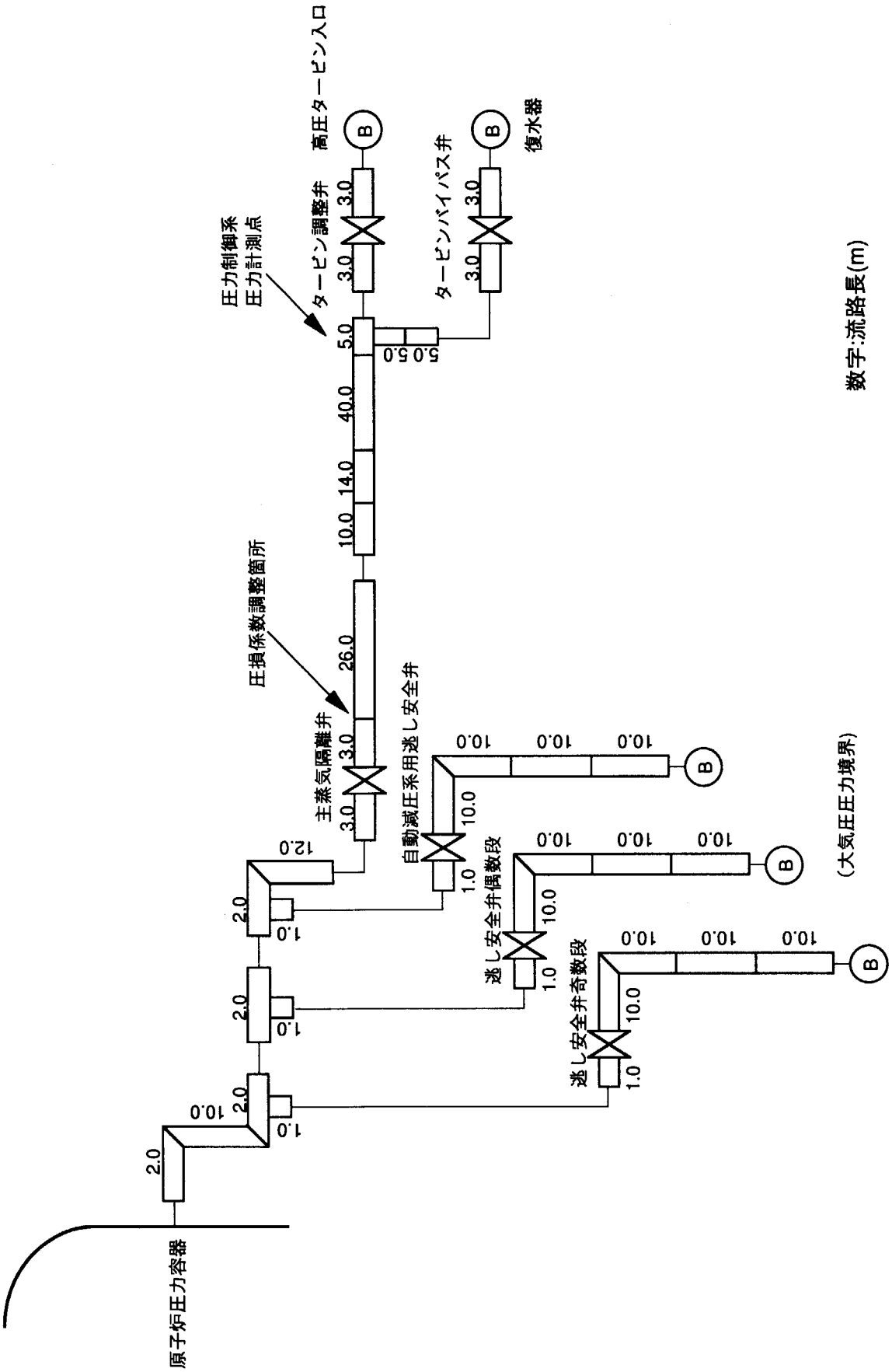


図3-12 主蒸気系単体モデルのノード分割図

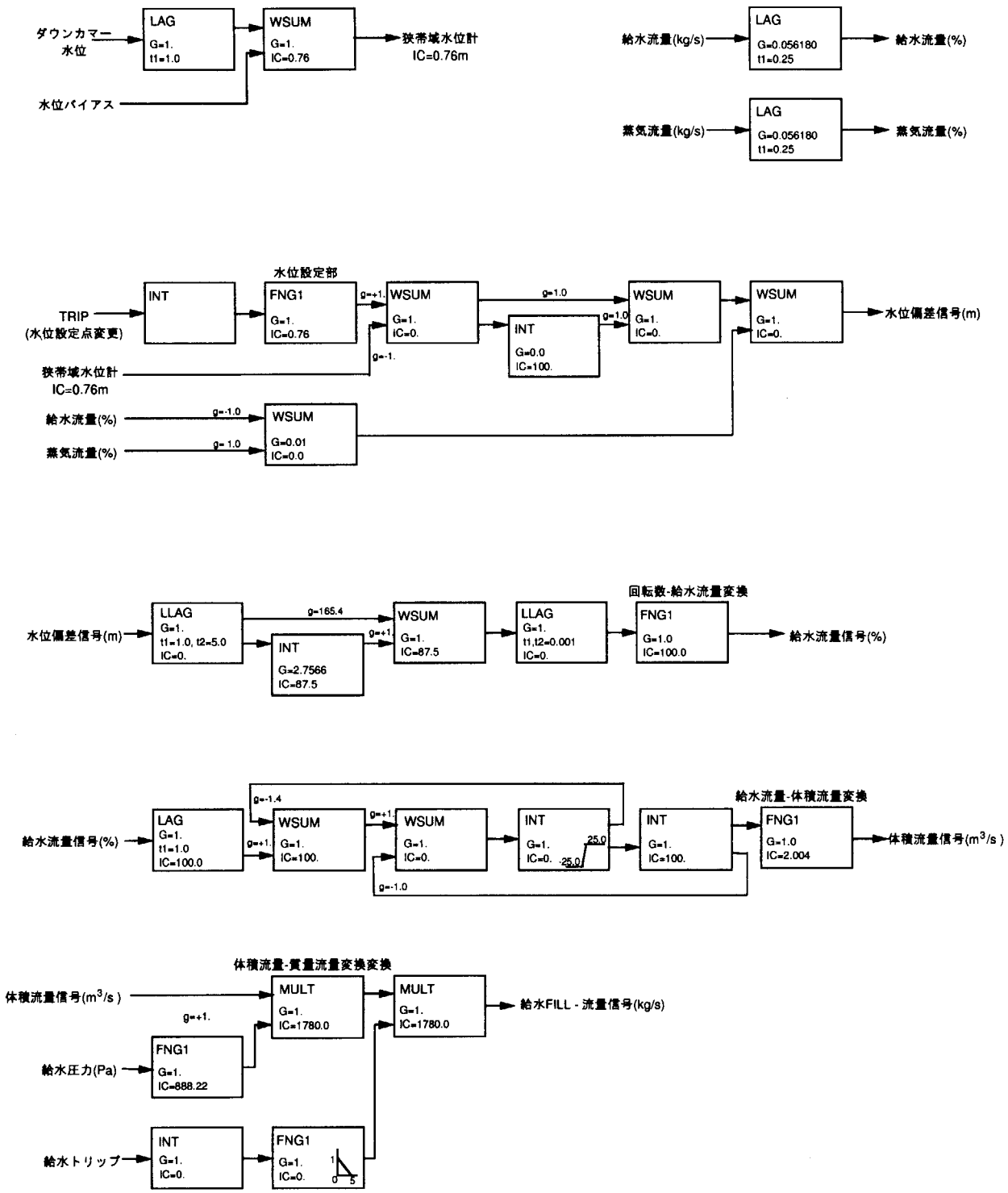


図3-13　作成した給水制御系ブロック図

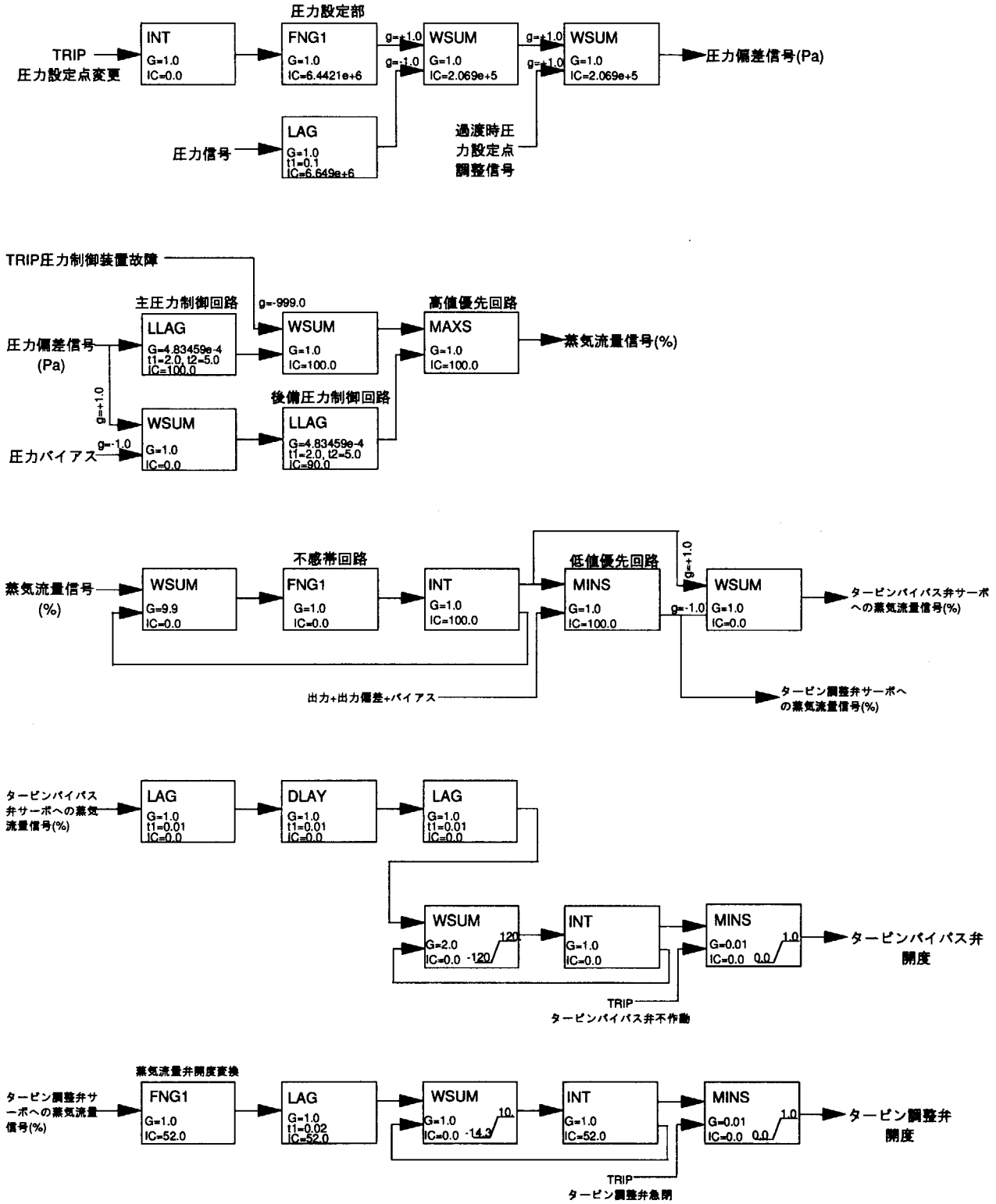
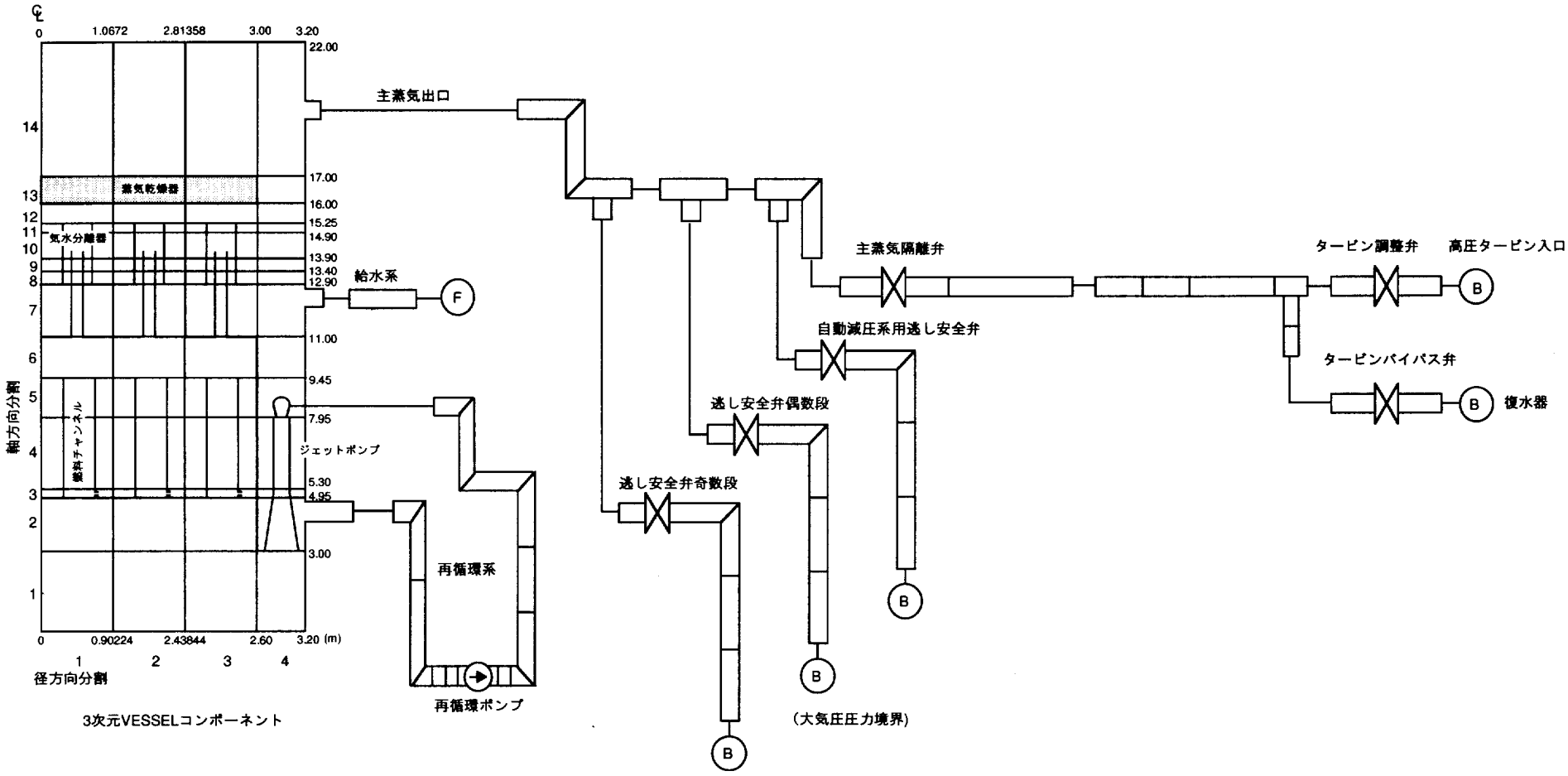


図3-14 作成した圧力制御系ブロック図



F:FILLコンポーネント
B:BREAKコンポーネント

図中にはジェットポンプ及び再循環ポンプは1系統のみ示したが、実際には2系統接続している。

図3-15 3次元VESSELコンポーネントを用いたBWRモデル（3次元モデル）のノード分割図

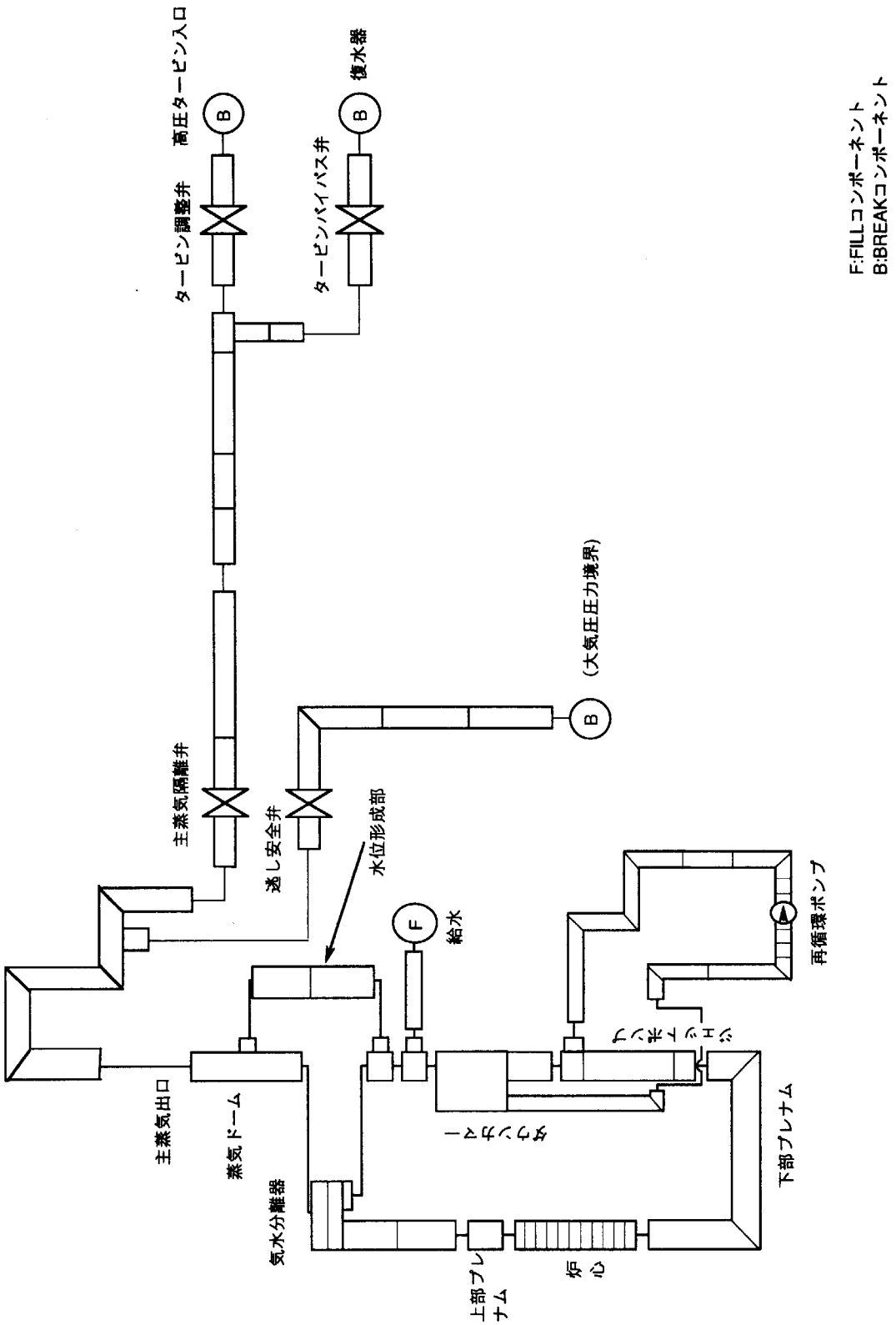


図3-16 1次元コンポーネントのみで構成したBWRモデル（1次元モデル）のノード分割図

4. 作成した入力データの適用性及び問題点の検討

作成したBWRプラント入力データを用い、代表的なプラント安定性解析、運転時の異常な過渡変化の解析及び核熱結合安定性解析を行い、同データの適用性と問題点の検討を行った。

4.1 プラント安定性解析

代表的なプラント安定性解析事象として、

・原子炉水位設定点15cm増加

・圧力設定点0.7kg/cm^{2}増加

の解析を実施した。これらの事象は、代表炉の設置許可申請書添付書類八において、「動特性」の項目で解析されているものである。解析は１次元モデルと３次元モデルで行い、結果を同書に記載されている解析結果と比較した。

4.1.1 原子炉水位設定点15cm増加

(a) 解析条件

以下の運転状態において、時刻ゼロで、原子炉水位制御系における水位設定点が瞬時に15cm増加する場合を想定する。

・自然循環運転状態

・68%出力、50%炉心流量運転状態

・105%出力、定格炉心流量運転状態

(b) 解析結果

1次元モデルと3次元モデルの解析結果は良く一致した（付録L参照）。図4-4-1及び4-4-2に、1次元モデルによる自然循環運転状態での解析結果と代表炉の設置許可申請書に記載されている解析結果を比較する。本解析結果は同書の解析結果と良く一致している。出力68%定格、50%炉心流量運転状態での結果を図4-5-1及び4-5-2で、また、出力105%定格、定格炉心流量運転状態での結果を図4-6-1及び4-6-2で比較する。同様に、本解析結果は、同書の解析結果と良く一致している。この解析では、給水制御系（原子炉水位制御系）が重要な役割を演じており、作成した給水制御系のモデルの妥当性が確認された。

4.1.2 圧力設定点0.7kg/cm^{2}増加

(a) 解析条件

以下の運転状態において、時刻ゼロで、圧力制御系における圧力設定点が瞬時に0.7kg/cm^{2}増加する場合を想定する。

・自然循環運転状態

・68%出力、50%炉心流量運転状態

・105%出力、定格炉心流量運転状態

1次元モデルと3次元モデルの解析結果は良く一致した（付録L参照）。図4-7-1～4-9-2に、3次元モデルによる解析結果と代表炉の設置許可申請書に記載されている解析結果の比較を示す。これらの図から、本解析結果は同書に記載されている解析結果よりやや穏やかな挙動を示しているが、全体的な挙動はよく一致していることがわかる。この解析では圧力制御系が重要な役割を演じており、作成した圧力制御系のモデルの妥当性が確認された。

4.2 運転時の異常な過渡変化の解析

代表炉の設置許可申請書添付書類十で解析されている事象の内、以下の事象を解析した。

・再循環ポンプ2台トリップ

・再循環ポンプ1台トリップ

・主蒸気隔離弁の閉鎖

・負荷遮断（タービンバイパス弁不作動）

・全給水喪失

初期状態は、105%出力、定格炉心流量運転状態とする。解析条件は同書の記載に従った。主な解析条件を表4-1に示す。各事象の解析に共通に用いた主蒸気隔離弁の閉鎖特性、スクラム曲線及びボイド反応度係数を、各々、図4-1、4-2及び4-3に示す。

同書の記載と異なる主な解析条件は以下のとおりである。

・再循環ポンプは一定トルク運転と仮定した(同書の解析では自動運転モード)。

・初期原子炉圧力は約72.2kg/cm^{2}とした (同書の解析では、72.7kg/cm^2)。

・上記と対応させ、逃し安全弁設定圧値を同書の記載値より約0.5kg/cm^{2}低い値に設定した。

・ドップラー反応度係数としては、TRAC-BF1に内蔵されているテーブルを使用した。

なお、同書に記載されている解析では、結果を保守的に見積るために圧力制御系圧力設定点を約0.5kg/cm^{2}高い値に設定しているものと推定される。ただし、この点が明確でなかったため、本解析では圧力制御系の圧力設定点を定格値から変更せず、定格値のままとした。

4.2.1 再循環ポンプ2台トリップ

(a) 事象の概要及び解析条件

時刻ゼロで再循環系MGセット駆動モーター２台の電源が同時に喪失し、炉心流量が減少する場合を想定する。

MGセット駆動モーターが２台トリップすると炉心流量は急減し、ボイドは急増する。ボイドの増加により原子炉水位は上昇するが、原子炉水位高によるタービン・トリップには至らない。

解析では、再循環ポンプのコーストダウン時定数を9.9秒とする。

(b) 解析結果

1次元モデルによる解析結果を図4-10に、3次元モデルによる解析結果を図4-11に示す。両者の比較を図4-12に示す。両者は良く一致している。比較のため、代表炉の設置許可申請書に記載されている

解析結果を図4-13に示す。本解析結果を同書の結果と比較すると、本結果では再循環ポンプ2台トリップ後の中性子束の低下が大きく評価されているが、全体的な挙動は両者で良く一致している。

4.2.2 再循環ポンプ1台トリップ

(a) 事象の概要及び解析条件

時刻ゼロで再循環ポンプ１台がトリップすることを想定する。ポンプトリップにより、直接スクラムは生じない。炉心でのボイド増加により原子炉水位は上昇するがタービントリップには至らない。

再循環ポンプのコーストダウン時定数は9.9秒とする。１次元モデルでは、２系統の再循環系を１系統にまとめて模擬しているため、本事象の解析には適用できない。したがって、3次元モデルのみにより解析を行う。

(b) 解析結果

解析結果を図4-14に示す。比較のため、代表炉の設置許可申請書に記載されている解析結果を図4-15に示す。同書の解析結果と比較すると全体的な挙動は良く一致しているが、本結果では再循環ポンプ2台トリップの時と同様にポンプトリップ後の中性子束の低下が大きく評価されている。また、本解析では健全側のジェットポンプの流量増加量、トリップ側の流量減少量が小さく評価されている。この理由は以下によるものと考えられる。同書の解析では、再循環ポンプは自動運転モードであるため、再循環ポンプ1台トリップによる炉心流量の減少を補うため健全側の再循環ポンプの回転数は増加している推定できる。これに対し、本解析では再循環ポンプは一定トルク運転を仮定しているため、再循環ポンプ回転数は増加していない。

4.2.3 主蒸気隔離弁閉鎖

(a) 事象の概要及び解析条件

時刻ゼロで主蒸気隔離弁が閉鎖することを想定する。主蒸気隔離弁は3秒で全閉するものとする（図4-1参照）。主蒸気隔離弁が10%閉鎖した時点で原子炉はスクラムする。主蒸気隔離弁が閉鎖により原子炉圧力は増加するが、逃し安全弁が作動し、圧力の上昇は抑制される。主蒸気隔離弁閉鎖によりタービン駆動の給水ポンプがトリップし、原子炉水位が低下する。水位がL2（図3-4参照）に達した時点で再循環ポンプがトリップする。

(b) 解析結果

1次元モデルによる解析結果を図4-16に、3次元モデルによる解析結果を図4-17に示す。図4-18に1次元モデルと3次元モデルの結果の比較を示す。また、代表炉の設置許可申請書に記載されている解析結果を図4-19に示す。同書の解析結果と比較して、本解析の結果の全体的挙動は一致しているが、中性子束のピーク値がそれぞれ510%、380%と高いものとなっている。

ただし、1次元モデルと3次元モデルを比較すると、水位が約1.5m低下したところで、両モデルでの水位の低下速度が異なり、結果として、再循環ポンプトリップの時刻が大きく異なっていることがわかる。さらに、中性子束のピーク値については、1次元モデルと3次元モデルでの炉心構成の違いから

1次元モデルの方が高く計算されている。

また、3次元モデルでは、給水が失われてダウンカマー部のサブクールが減少すると、ジェットポンプでの吸い込みが適正に行われず炉心流量が減少し、再循環ポンプトリップ後の炉心流量が急激に減少することがわかった。図4-20-1に、ジェットポンプ吸込み水及びジェットポンプの混合室のサブクール度及びボイド率について、1次元モデルと3次元モデルによる結果の比較を示す。さらに、図4-20-2に圧力の比較を示す。吸込み水はジェットポンプ混合室で減圧されるため、吸込み水のサブクール度は [吸込み水＞ジェットポンプ混合室] であるはずであるが、同図に示すように3次元モデルでは約9秒でこの関係が逆転している。また、これに対応して3次元モデルのジェットポンプ混合室のボイド率及び圧力も約9秒から大きな変化を見せている。両モデルで使用しているジェットポンプコンポーネントは同一のものであり、違いは1次元コンポーネントに結合されているか、3次元VESSELコンポーネントに接合されているかだけである。従って、コンポーネント間の接続に関して何等かの不具合が存在している可能性があり、今後、検討する必要がある。

4.2.4 負荷遮断（タービンバイパス弁不作動）

(a) 事象の概要及び解析条件

時刻ゼロで発電機負荷遮断が生じ、主蒸気止め弁が急速に閉鎖する場合を想定する。主蒸気止め弁閉信号で原子炉はスクラムすると同時に再循環ポンプはトリップする。再循環ポンプトリップにより炉心流量は急減し、ボイドが急増する。その結果、ボイドの負の反応度により中性子束の上昇は抑制される。負荷遮断と同時に原子炉圧力は上昇するが、通常、タービンバイパス弁及び逃し安全弁が作動し、圧力の上昇は抑制される。ただし、本事象では、タービンバイパス弁の不作動を仮定する。

なお、本入力データは主蒸気止め弁を模擬していないため、タービン調整弁急閉で模擬する。原子炉スクラムはタービン調整弁急閉の0.2秒後に起きると仮定する。

(b) 解析結果

1次元モデルによる解析結果を図4-21に、3次元モデルによる解析結果を図4-22に示す。両モデルによる解析結果の比較を図4-23に示す。さらに、代表炉の設置許可申請書に記載されている解析結果を図4-24に示す。同書に記載されている結果と比較して、中性子束のピーク値が高い値となっているが、この点を除けば、全体的な挙動は良く一致している。

4.2.5 全給水流量喪失

(a) 事象の概要及び解析条件

時刻ゼロで給水ポンプがトリップすることを想定する。これにより、原子炉水位が低下し、水位低で原子炉はスクラムする（水位L3）とともに、再循環ポンプトリップ及び主蒸気隔離弁閉鎖が起きる（水位L2）。主蒸気隔離弁閉鎖により原子炉圧力は上昇するが、逃し安全弁により圧力の上昇は抑制される。

(b) 解析結果

1次元モデルによる解析結果を図4-25に、3次元モデルによる解析結果を図4-26に示す。両モデルの解析結果の比較を図4-27に示す。また、代表炉の設置許可申請書に記載されている解析結果を図4-28に示す。同書に記載されている解析結果と全体的な挙動は一致しているが、3次元モデルにおける解析では4.2.3主蒸気隔離弁閉鎖で議論した問題と同じ問題が発生していることがわかる。

4.3 核熱結合安定性解析

核熱結合安定性解析を行うためには、まず、核熱水力的に不安定な状態が模擬できるかどうかを確認する必要がある。そのため、作成した入力データを用いて、自然循環状態で出力を上昇させ、核熱水力的に不安定な状態が実現できるか否か、すなわち、核熱結合不安定に起因する振動が再現できるか否かを確認した。

(a) 解析手順

初期定常計算（擾乱を与えない過渡計算）において、炉心の反応度フィードバック計算をさせずに定常状態を達成し、その後時刻ゼロで反応度フィードバックの計算を開始する。これは、その定常状態が不安定な場合、反応度フィードバックを考慮すると定常状態が得られないことによる。時刻ゼロで反応度フィードバック計算を開始した場合、その定常状態が安定であれば定常状態が継続し、不安定であれば振動等が発生するはずである。

定常状態としては、高出力の自然循環状態を想定する。

(b) 解析結果

解析では、出力を60%、65%、70%と5%刻みで増加させ上記計算を試行したが、出力が70%の自然循環状態でも不安定な状態は実現できなかった。一般に、核熱結合安定性の解析では炉心単相部圧損と二相部圧損の分布が重要な役割りを演じており、二相部圧損が小さい（大きい）とより安定（不安定）となり、単相部圧損がより大きい（小さい）と安定（不安定）となる。そこで、仮想的に二相部圧損、具体的には気水分離器での圧損係数を大きくして再計算を行った。その時の1次元モデルによる結果を図4-29に、3次元モデルによる結果を図4-30に示す。1次元モデルでは、炉心出力65%の自然循環状態で、3次元モデルでは、炉心出力60%の自然循環状態で発散的な振動が発生した。

以上の計算結果から、基本的には核熱結合安定性の解析に適用できることが確認できた。ただし、当然のことながら、運転時の過渡変化や事故の解析と核熱結合安定性の解析では着目するパラメータが異なり、例えば、前者の解析では炉心単相部圧損と二相部圧損の分布は通常解析結果に大きな影響はないが、後者の解析では極めて大きな影響がある。したがって、本入力データを核熱結合安定性の解析に適用する際には、こうしたパラメータを見直す必要がある。

4.4 適用性及び問題点のまとめ

本解析の結果は、代表炉の設置許可申請書に記載されている解析結果の全体的な挙動を良く再現しており、作成した入力データは、広範な過渡事象の解析に十分に適用できるものと考えられる。

本解析により明かとなった問題点は以下のとおりである。

(1) 同書に記載されている解析結果と比較して、過渡変化に伴う中性子束の変動が過大に評価されている。1次元モデルと3次元モデルを比較すると、1次元モデルの方がより過大となる。

(2) 1次元モデルと3次元モデルとで原子炉水位低下時の挙動が異なる。

(3) 3次元モデルでは、給水喪失後のジェットポンプの計算に問題がある。

これらの問題については、現時点では、解析コードに何らかの問題があるのか、入力データに何らかの問題があるのか明確になっていない。今後の検討が必要である。

表4-1 解析条件のまとめ

項　　目	数　値　等
(1) 初期運転状態(105%定格出力)	
a. 原子炉熱出力	3,440MW
b. 炉心入口流量	13,416kg/s
c. 原子炉給水温度	491.22k
d. 原子炉圧力(圧力容器ドーム)	7.079MPa
e. タービン蒸気流量	1870.kg/s
(2)安全保護系設定値	
a. 原子炉圧力高スクラム	7.3746MPa(0.55秒)
b. 原子炉水位低スクラム(L-3)	圧力容器底部より13.56m(1.05秒)
c. 中性子束高スクラム	定格出力の105%(0.09秒)
d. 主蒸気隔離弁閉鎖スクラム	90%ストローク位置(0.06秒)
e.タービン調整弁閉鎖スクラム	90%ストローク位置(0.20秒)*1
f.原子炉水位低(再循環ポンプトリップ)	圧力容器底部より12.27m(1.05秒)
(3)その他	
a. 主蒸気隔離弁閉鎖特性	図4-1
b.タービン調整弁閉鎖時間	0.02秒*1
c.タービンバイパス弁容量	定格蒸気流量の25%
d. スクラム曲線	図4-2の平衡サイクル末期炉心用
e. スクラム速度	全ストロークの90%で3.5秒
f.ボイド反応度係数	図4-3
g. ドップラー反応度係数	TRAC-BF1内蔵値
k. 原子炉水位高(タービントリップ)	圧力容器底部より14.65m
l. 逃し安全弁設定点	第1段: 7.569MPa
	第2段: 7.637MPa
	第3段: 7.706MPa
	第4段: 7.775MPa
	第5段: 7.843MPa

注 *1: 本入力データでは主蒸気止め弁を模擬していないため、タービン調整弁でこれを模擬している。また、タービン調整弁は瞬時に閉じるよう設定されており、タービン調整弁閉信号の発生から、0.2秒後にスクラムするよう設定している。
*2 : 括弧内はスクラム遅れ時間を示している。
*3 : 通常原子炉水位は圧力容器底部より14.16mである。

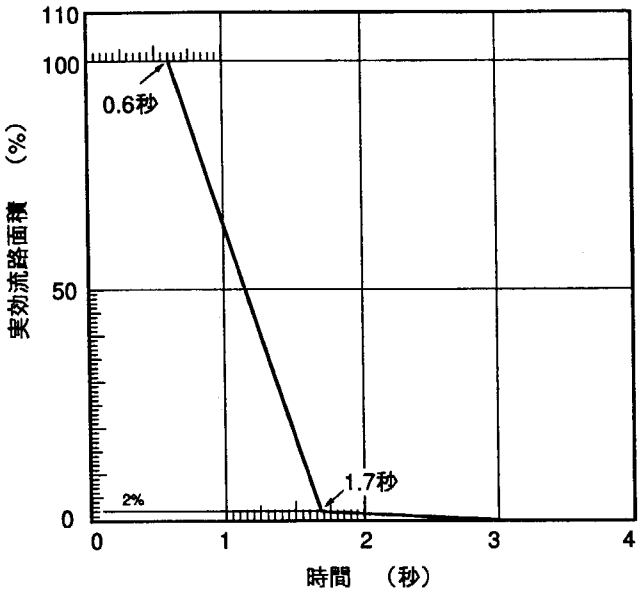


図4-1 主蒸気隔離弁閉鎖特性[2]

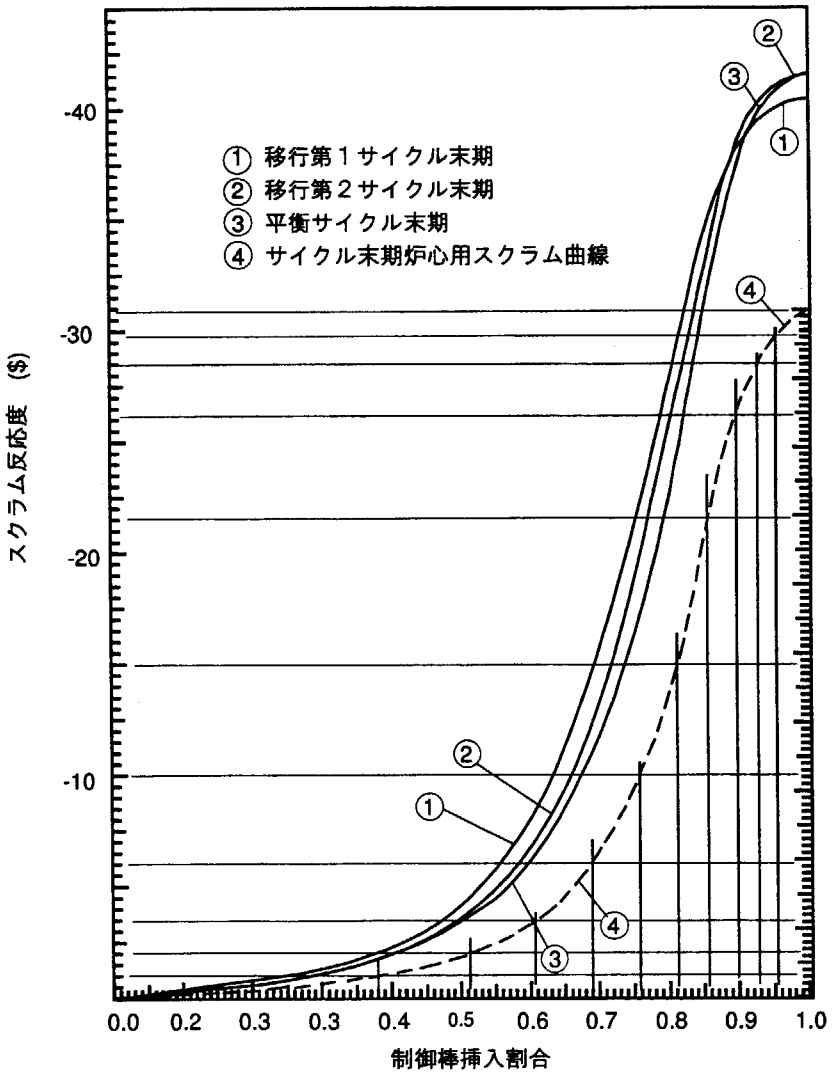


図4-2 スクラム曲線[2]

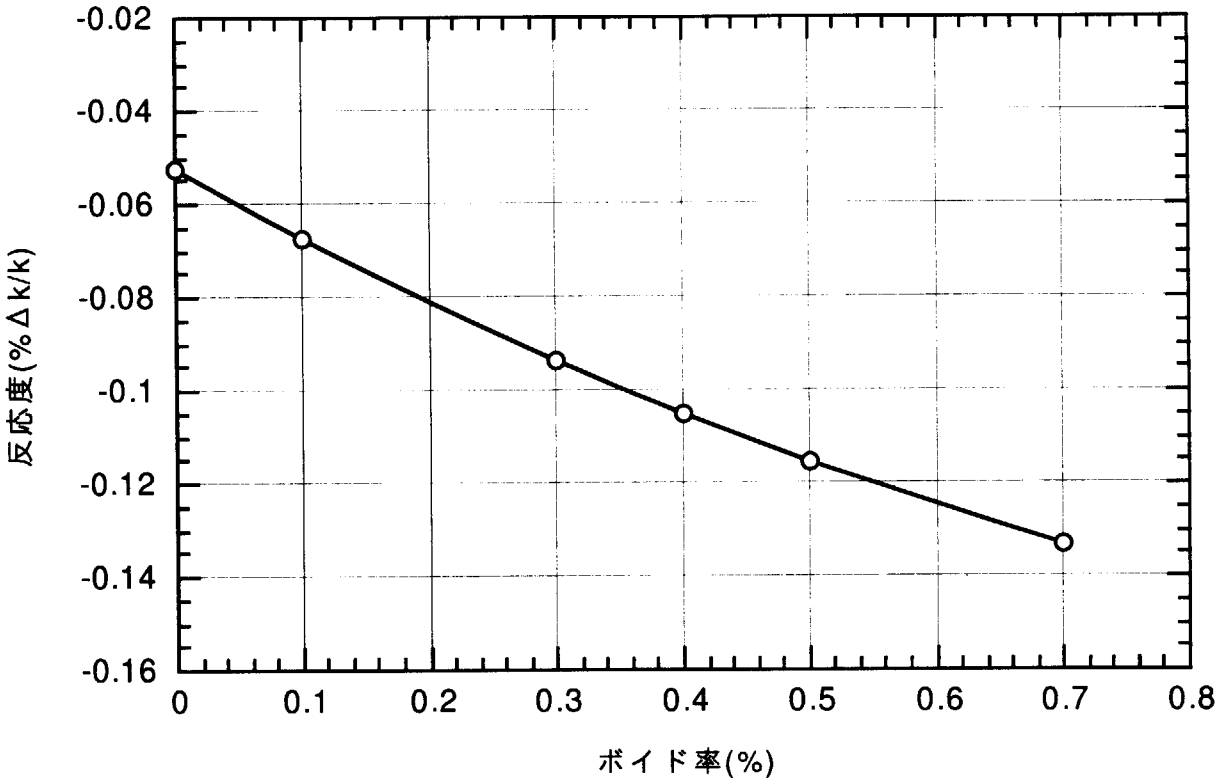
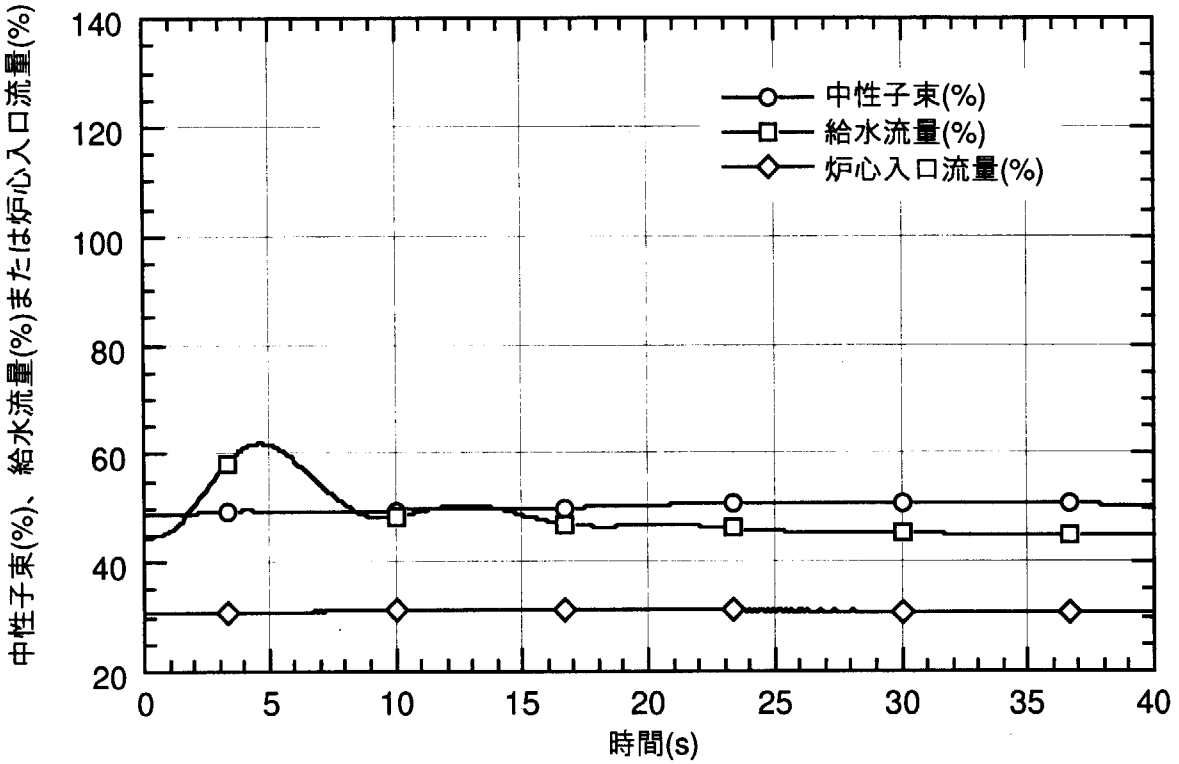
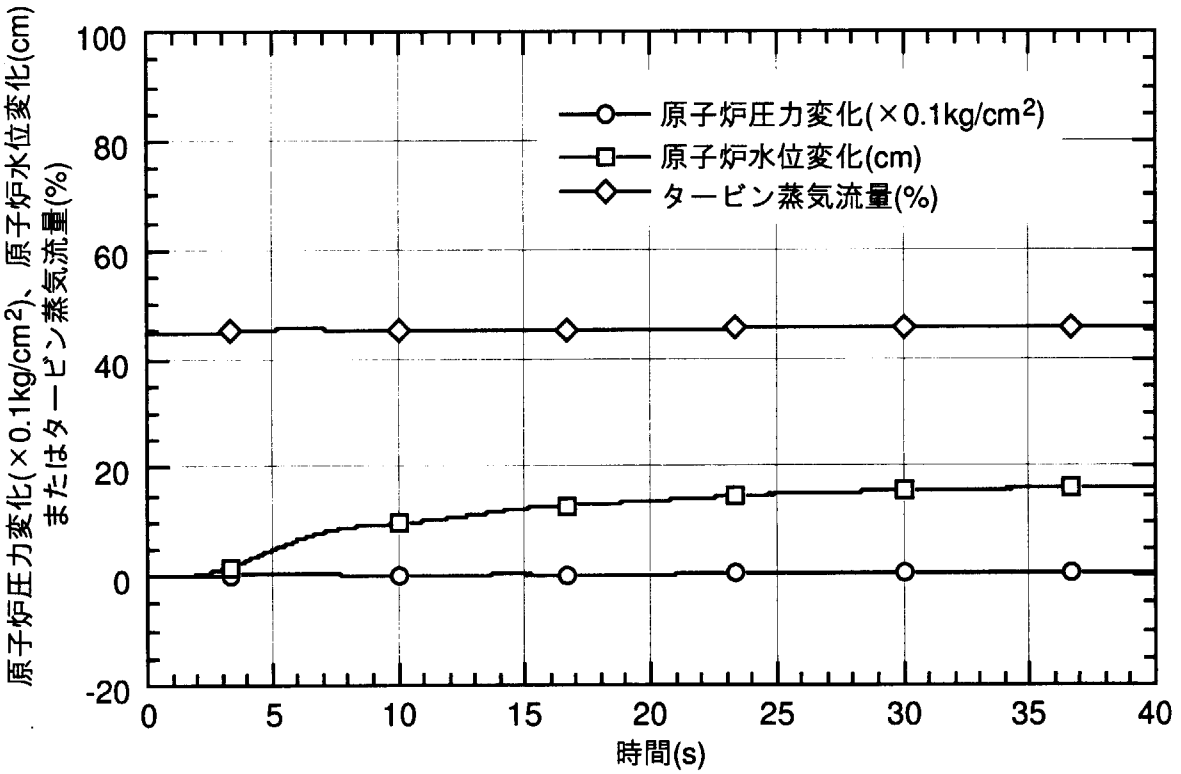


図4-3 ボイド反応度係数[2]

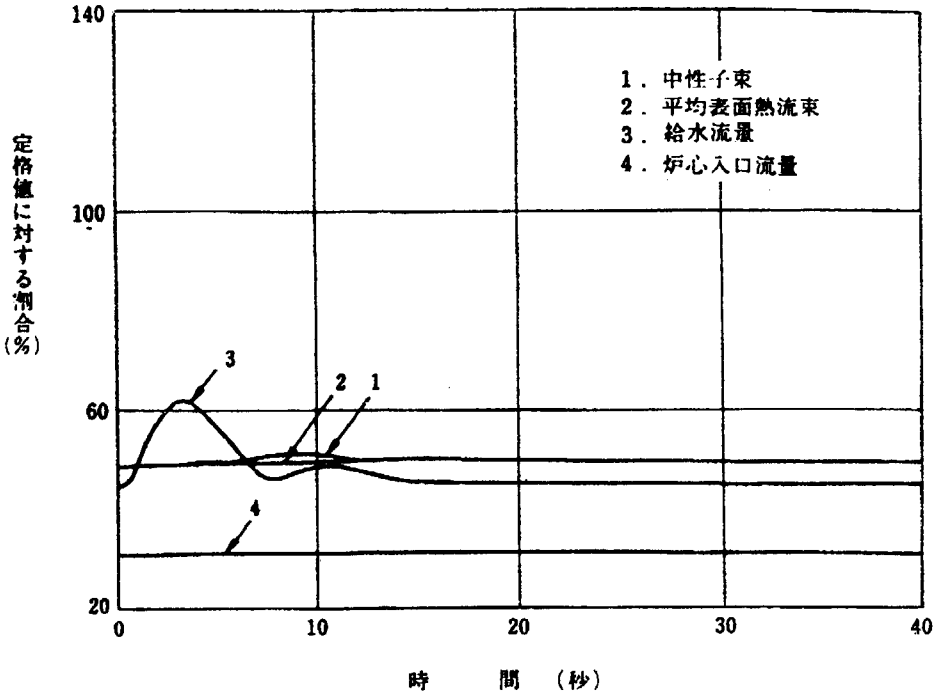


(a) 中性子束、給水流量及び炉心入口流量



(b) 原子炉圧力変化、原子炉水位変化及びタービン蒸気流量

図4-4-1 原子炉水位設定点15cm増加（自然循環状態）
（1次元モデルによる解析結果）



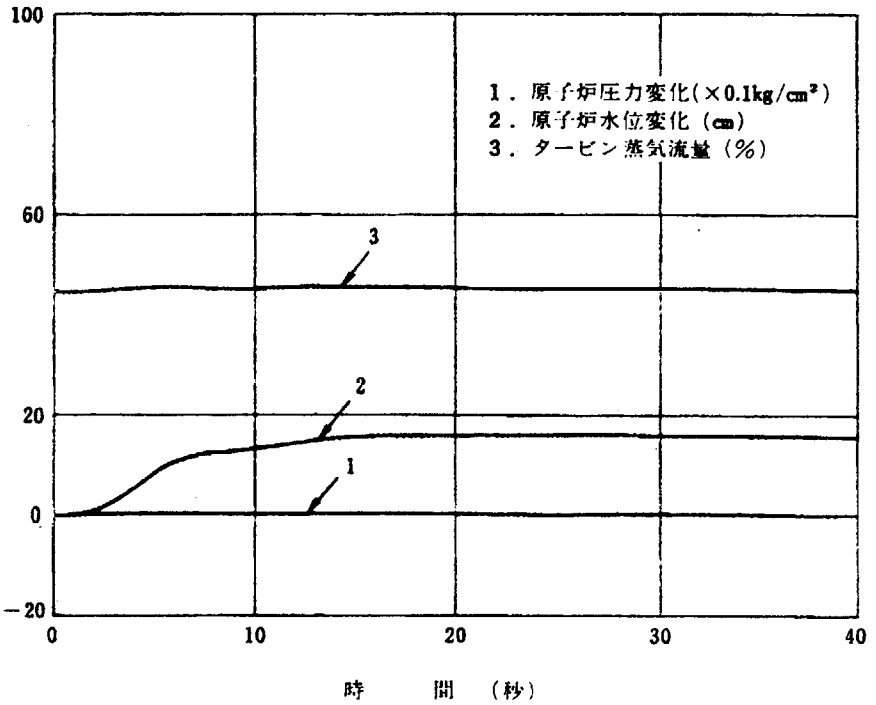
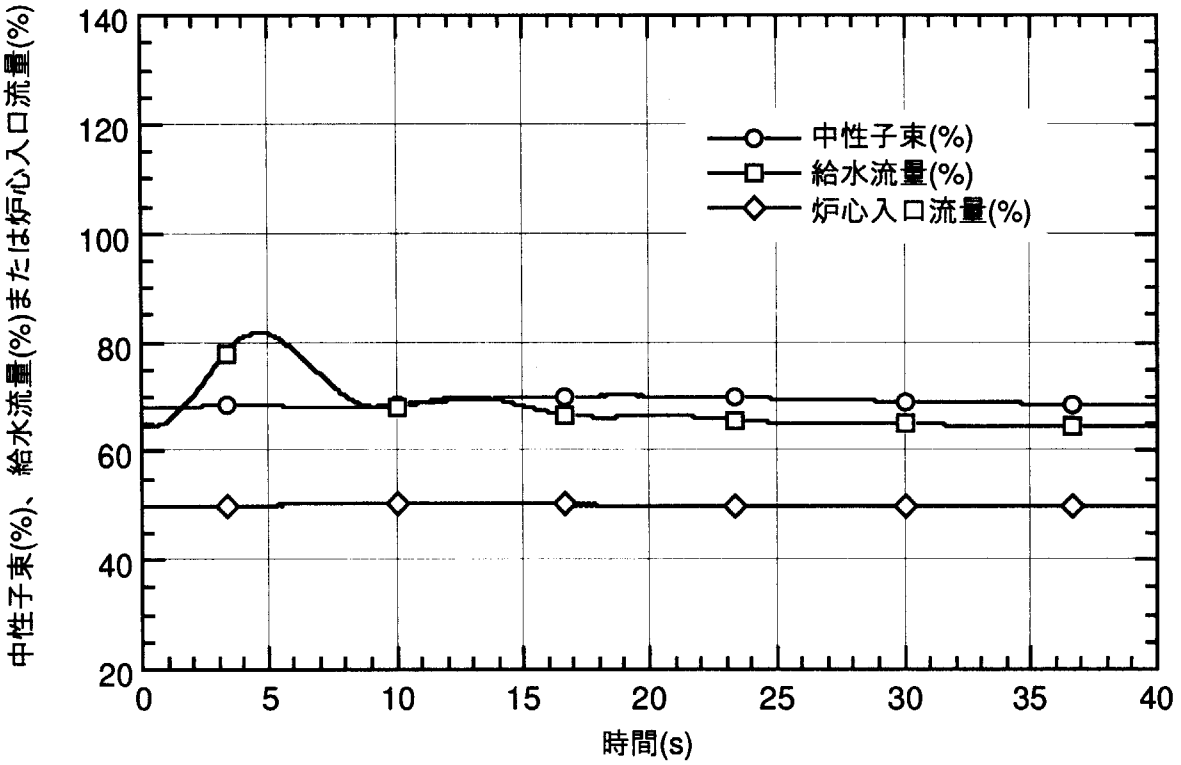
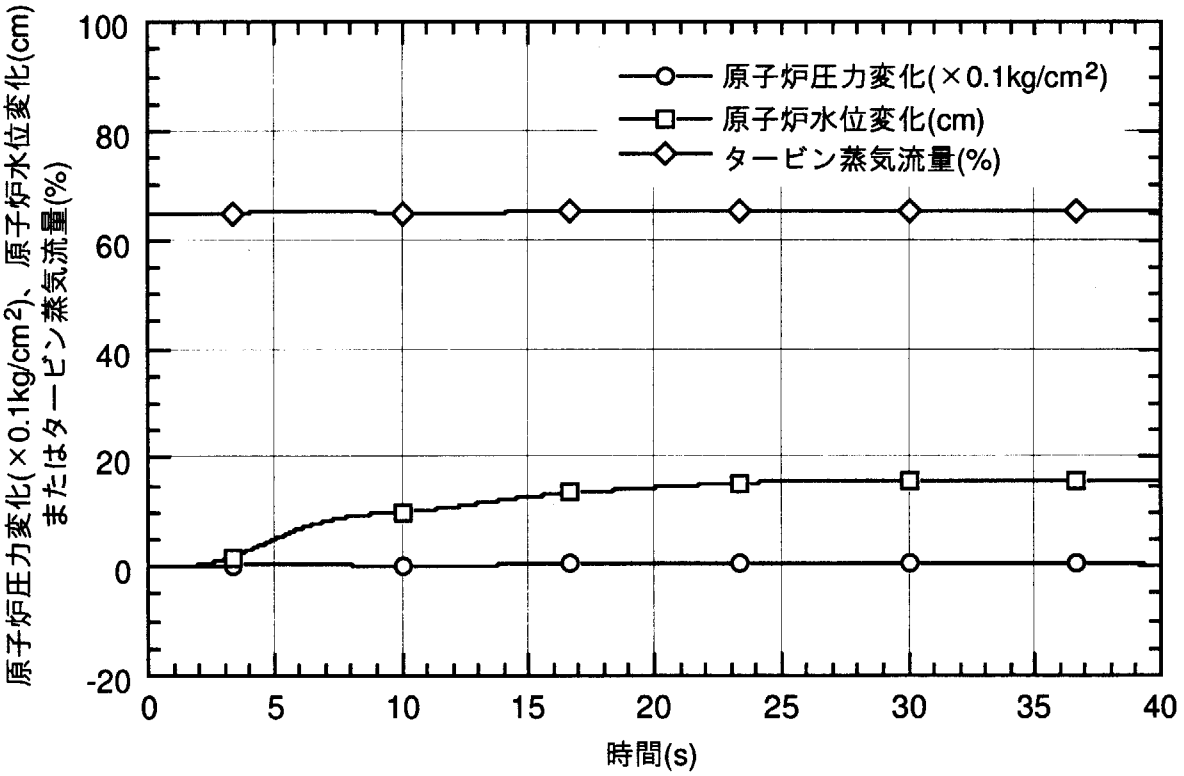


図4-4-2　原子炉水位設定点15cm増加(自然循環状態)
- 代表炉の設置許可申請書[(2)]に記載されている解析結果 -

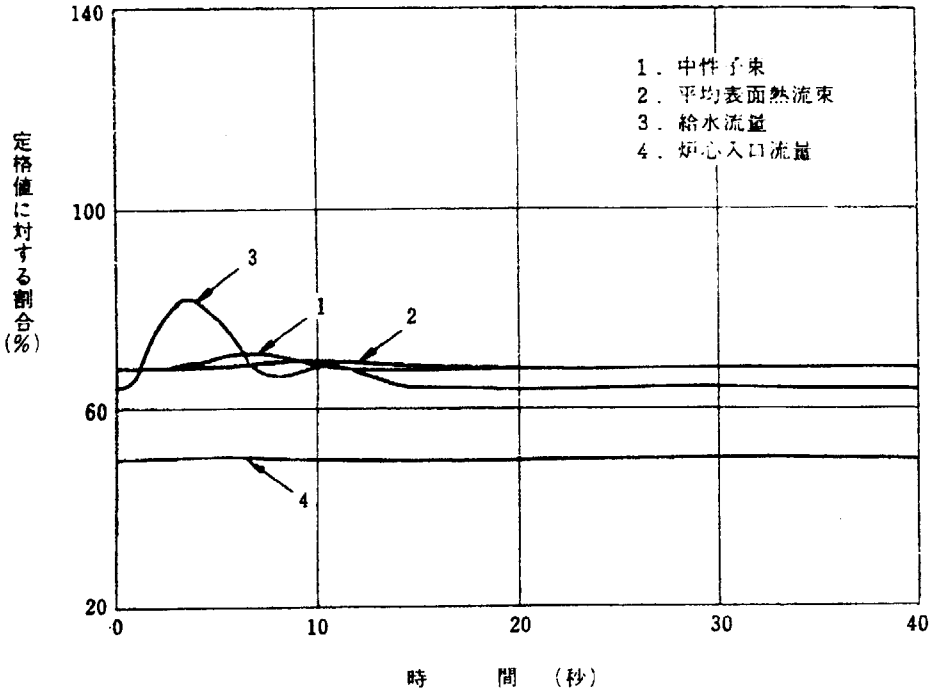


(a) 中性子束、給水流量及び炉心入口流量



(b) 原子炉圧力変化、原子炉水位変化及びタービン蒸気流量

図4-5-1 原子炉水位設定点15cm増加（68%出力、50%炉心流量）
（1次元モデルによる解析結果）



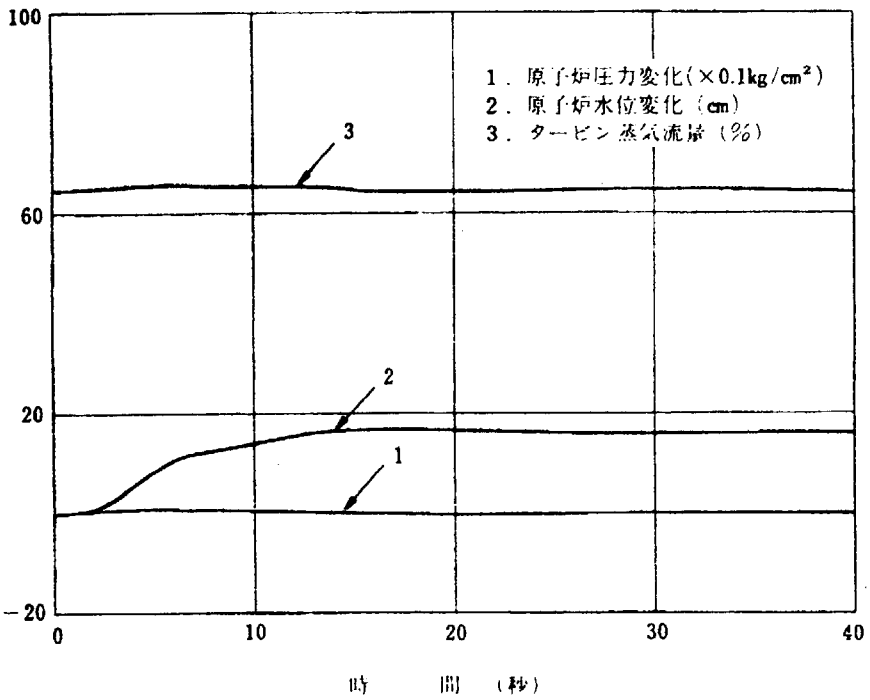
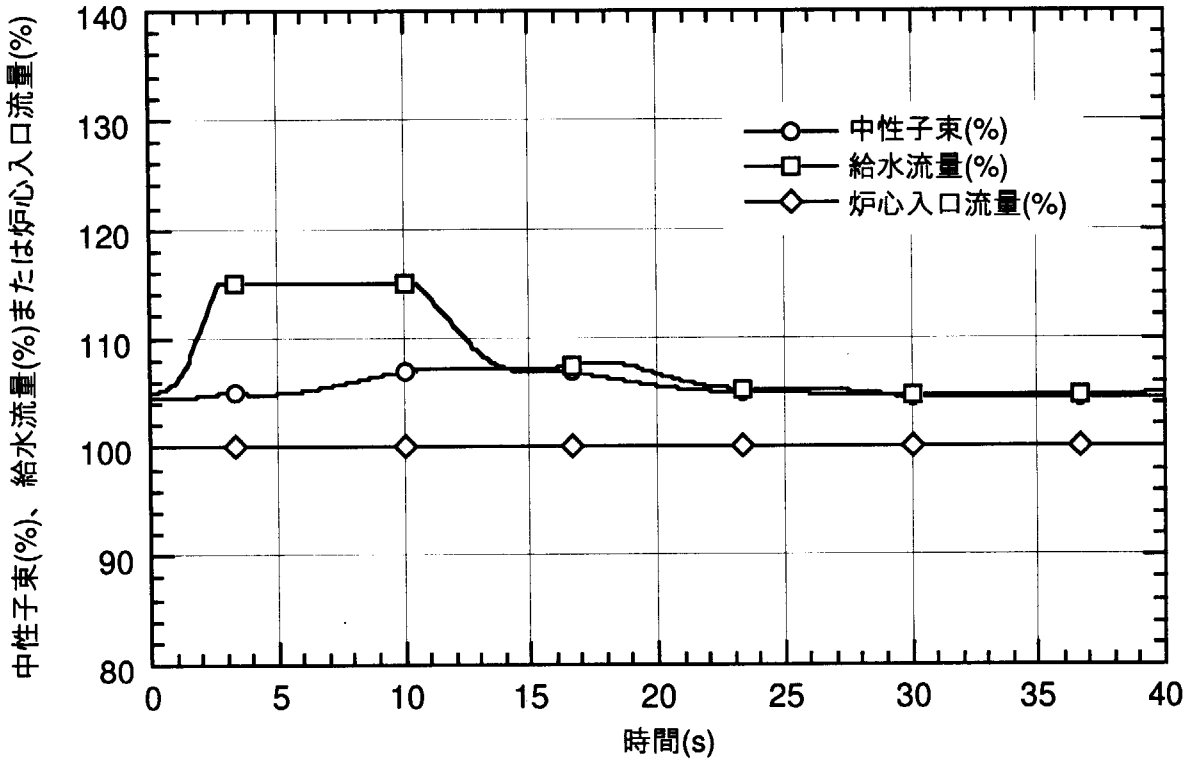
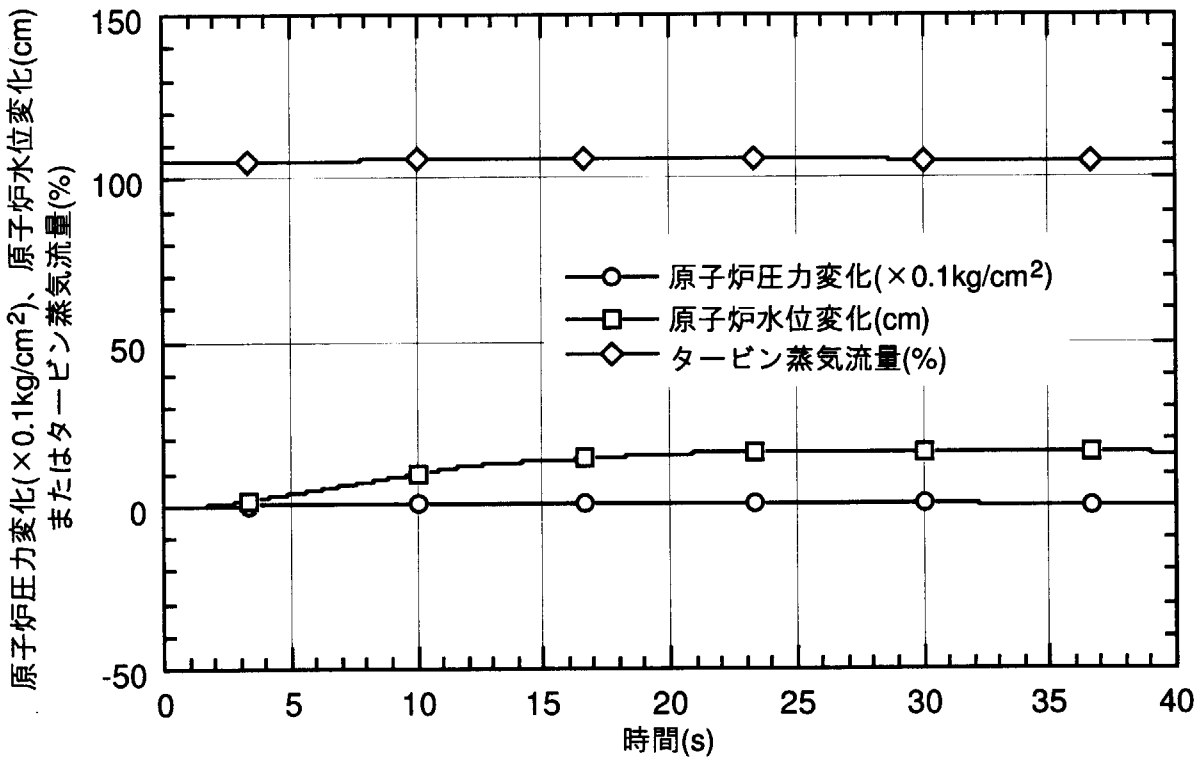


図4-5-2 原子炉水位設定点15cm増加(68%出力、50%炉心流量)
- 代表炉の設置許可申請書[(2)]に記載されている解析結果 -



(a) 中性子束、給水流量及び炉心入口流量



(b) 原子炉圧力変化、原子炉水位変化及びタービン蒸気流量

図4-6-1 原子炉水位設定点15cm増加（105%出力、定格炉心流量）
（1次元モデルによる解析結果）

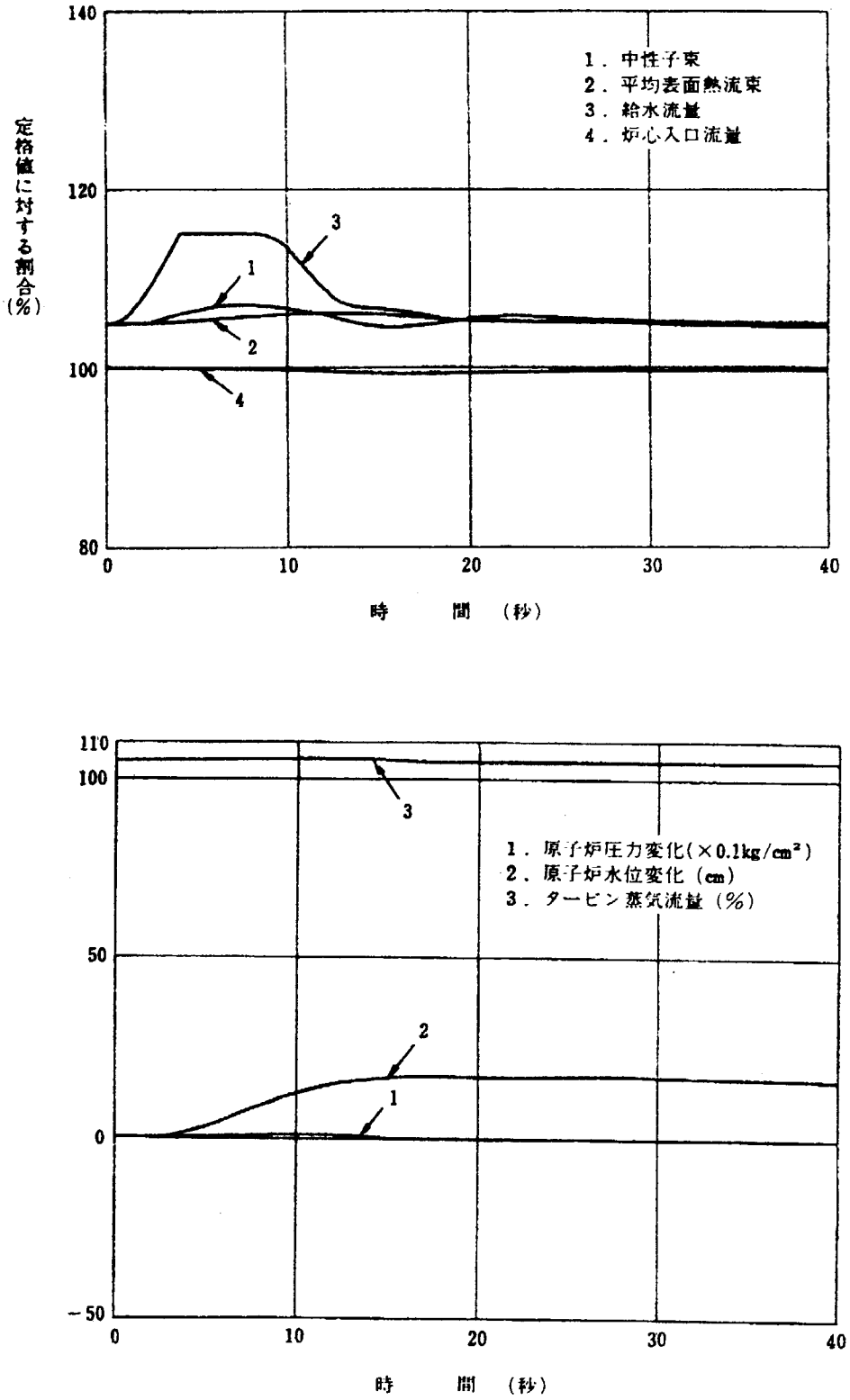
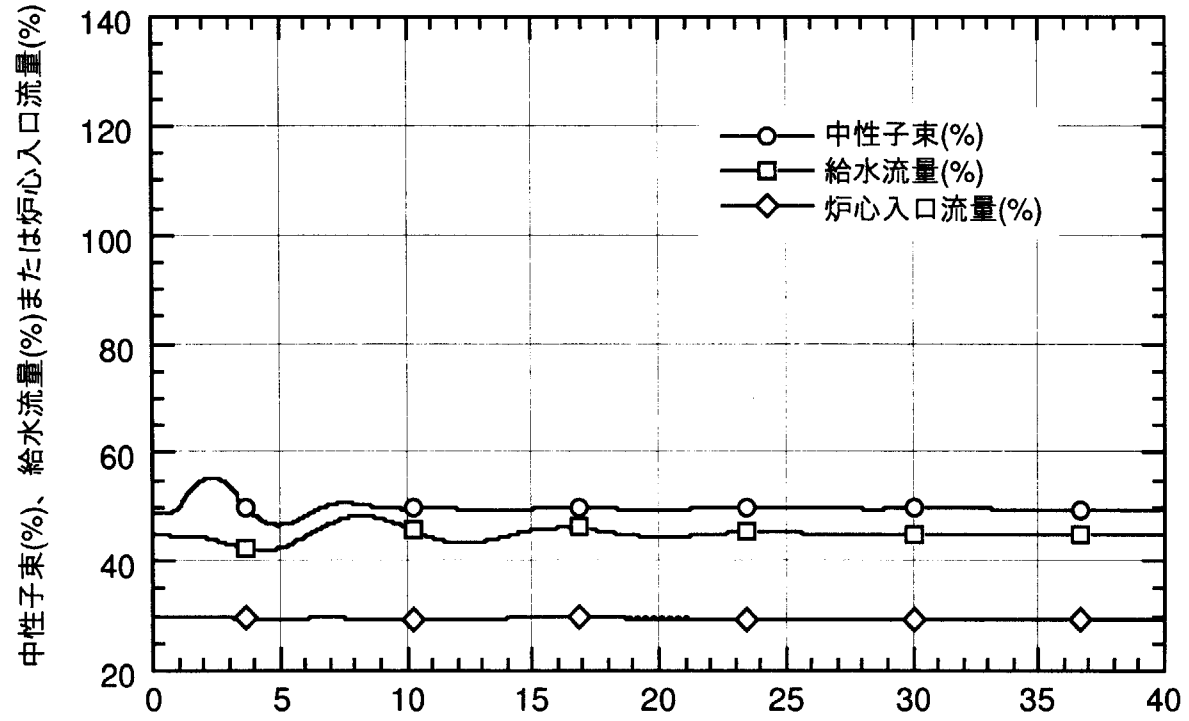
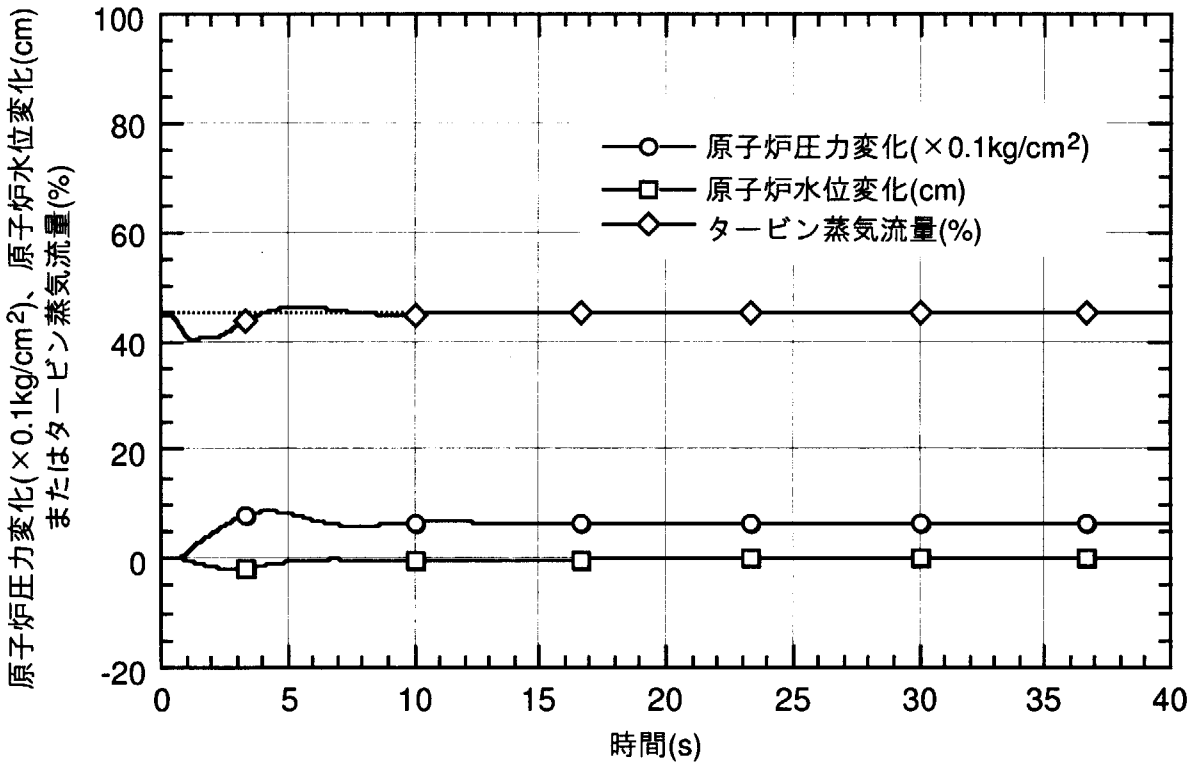


図4-6-2 原子炉水位設定点15cm増加(105%出力、定格炉心流量)
- 代表炉の設置許可申請書[(2)]に記載されている解析結果 -



(a) 中性子束、給水流量及び炉心入口流量



(b) 原子炉圧力変化、原子炉水位変化及びタービン蒸気流量

図4-7-1 圧力制御装置設定点0.7kg/cm^{2}増加（自然循環状態）
（3次元モデルによる解析結果）

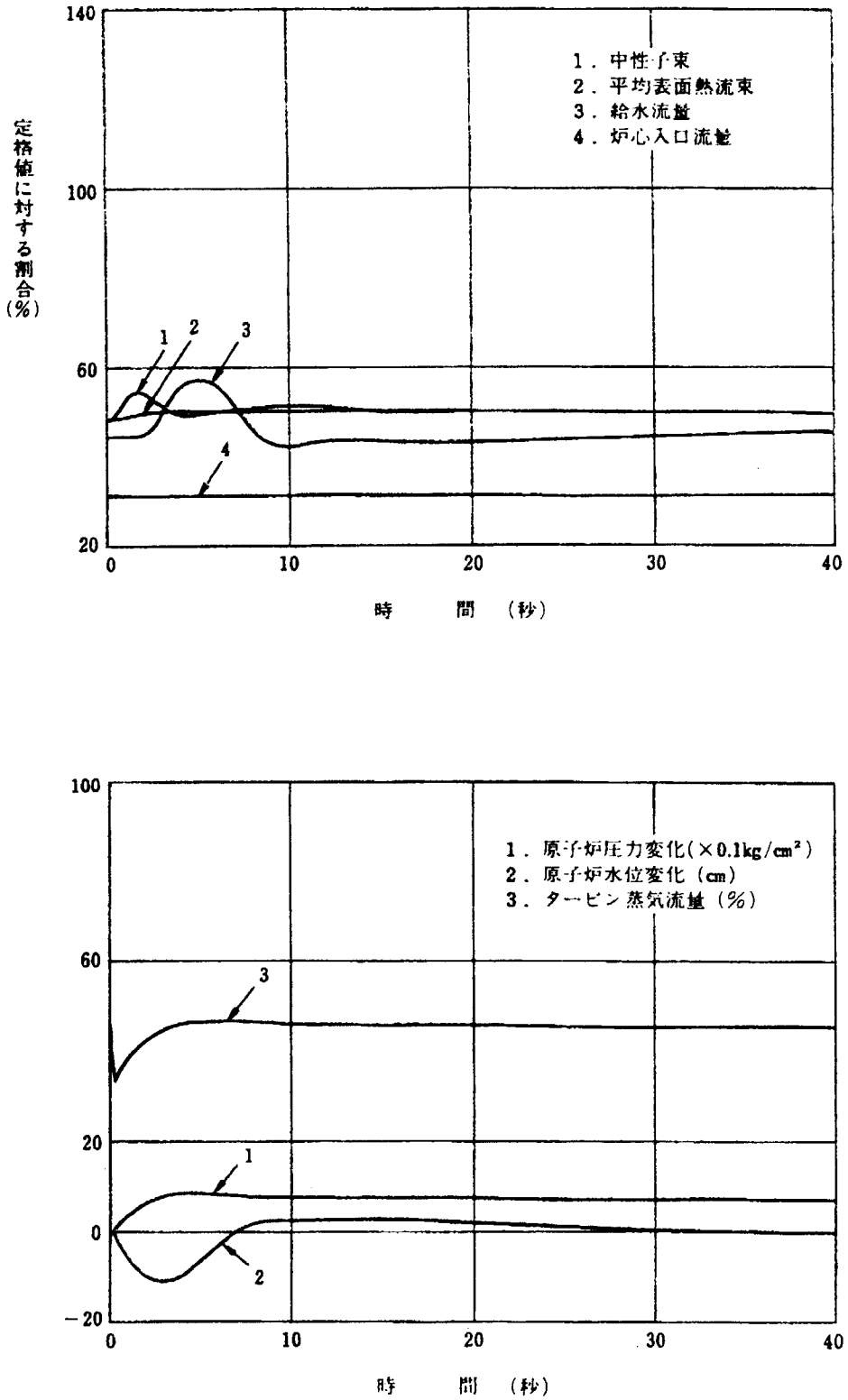
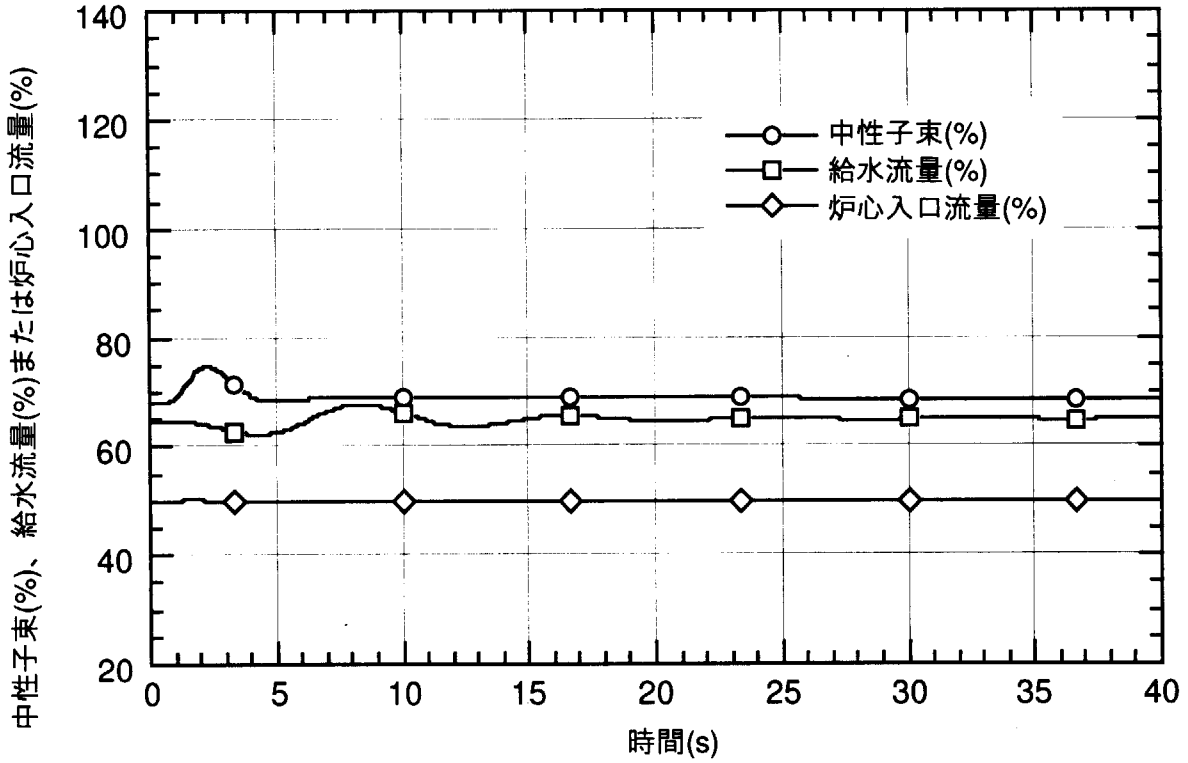
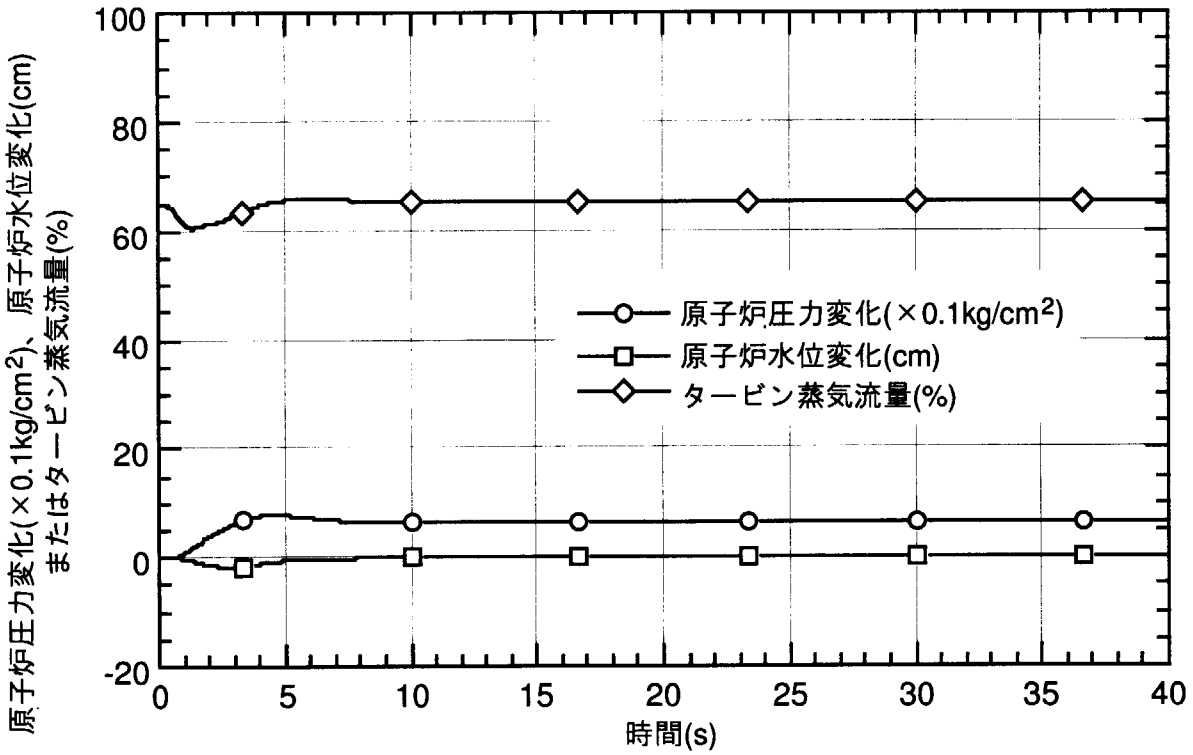


図4-7-2　圧力制御装置設定点0.7kg/cm^2 増加(自然循環状態)
-代表炉の設置許可申請書[(2)]に記載されている解析結果-

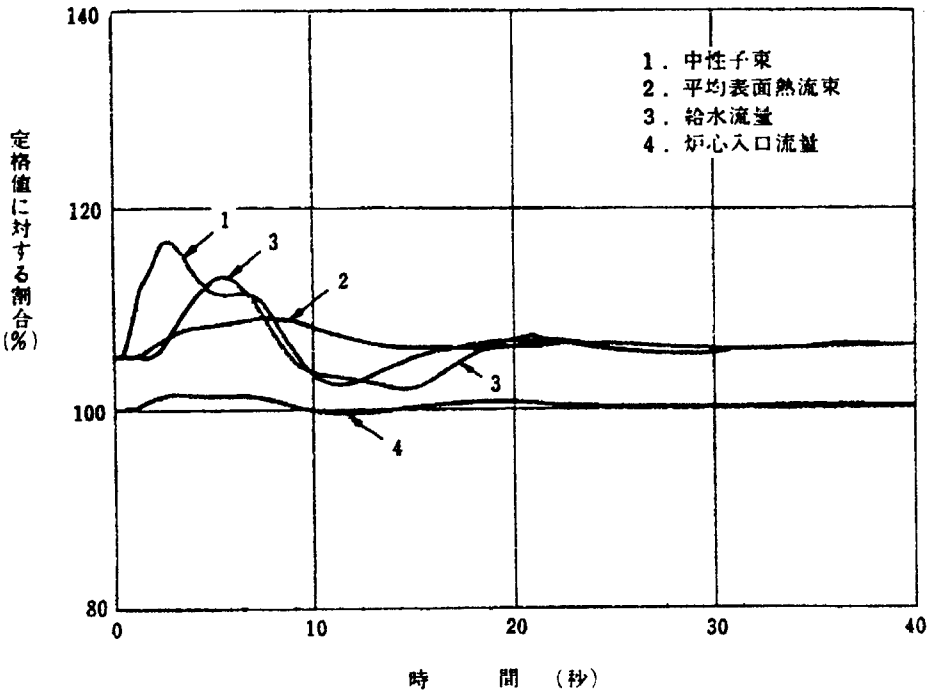


(a) 中性子束、給水流量及び炉心入口流量



(b) 原子炉圧力変化、原子炉水位変化及びタービン蒸気流量

図4-8-1 圧力制御装置設定点0.7kg/cm^{2}増加（68%出力、50%炉心流量）
（3次元モデルによる解析結果）



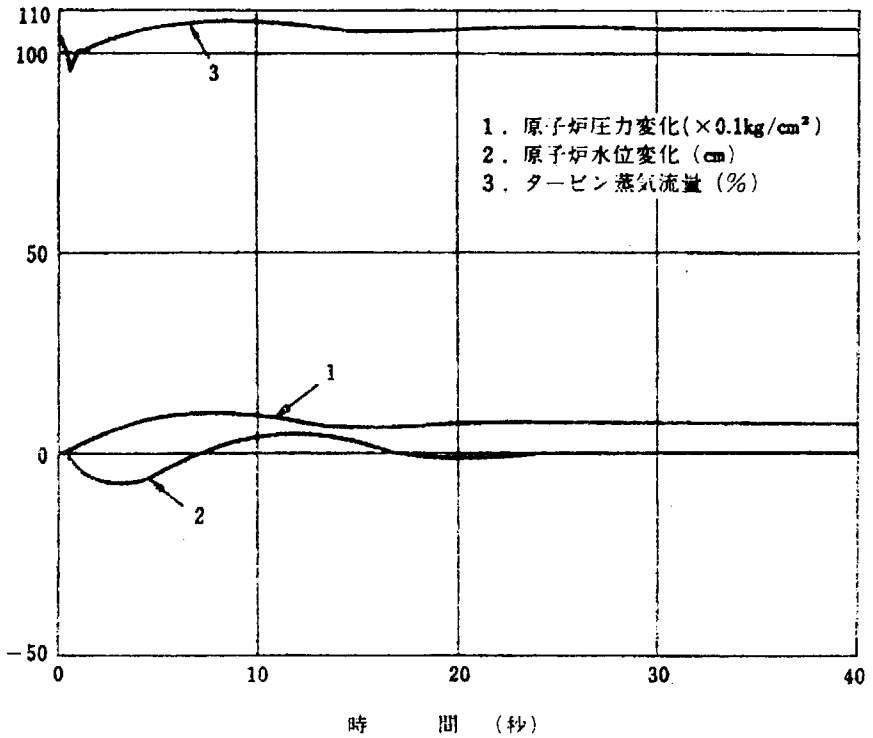
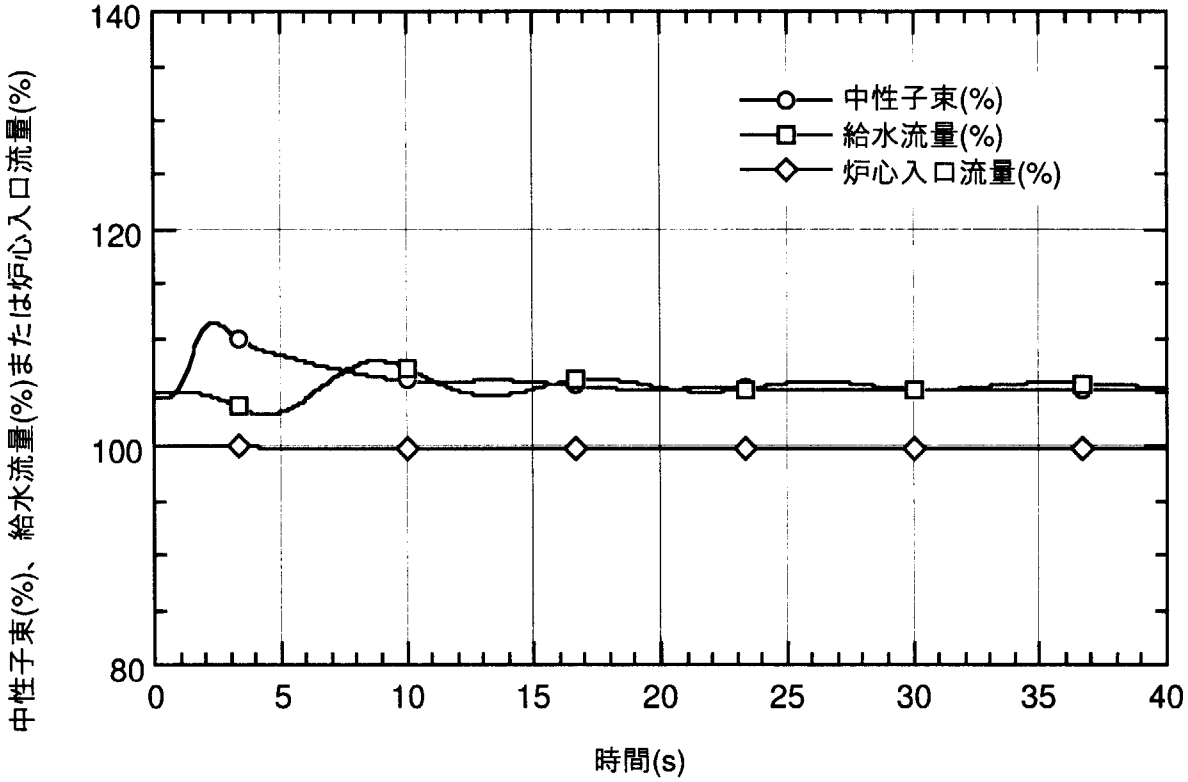
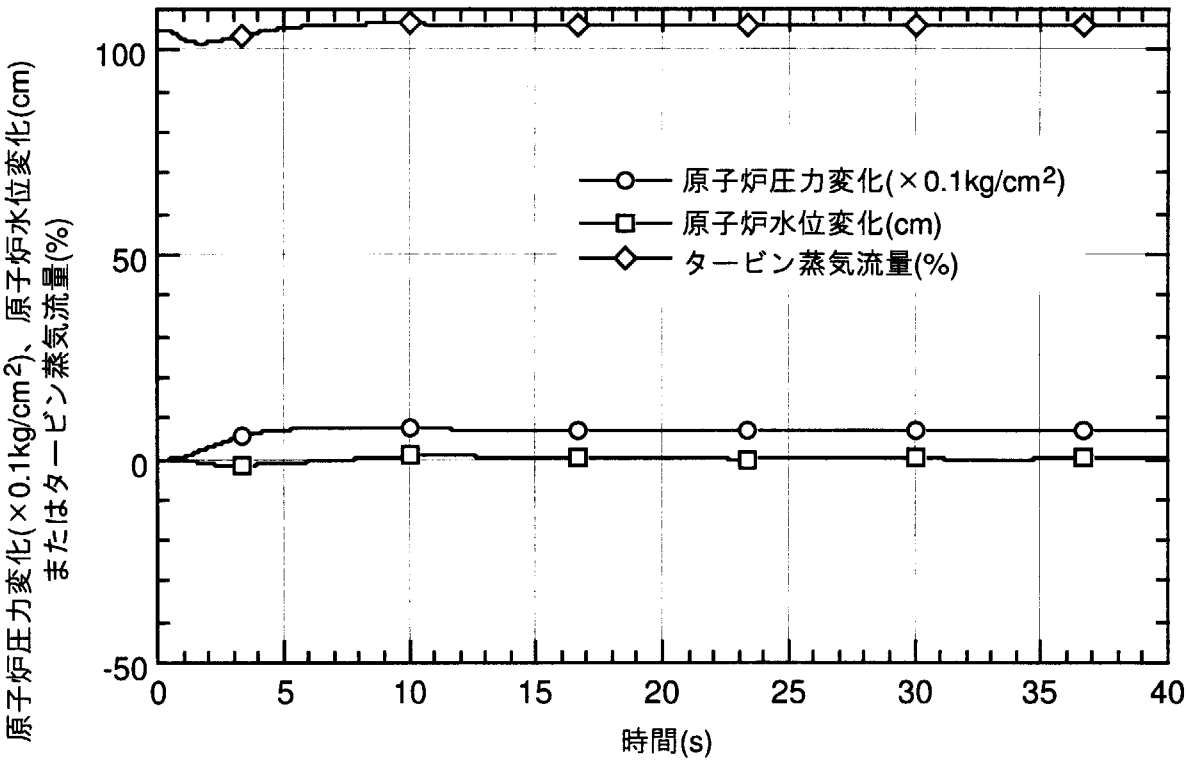


図4-8-2 圧力制御装置設定点0.7kg/cm^2 増加(68%出力、50%炉心流量)
- 代表炉の設置許可申請書[(2)]に記載されている解析結果 -



(a) 中性子束、給水流量及び炉心入口流量



(b) 原子炉圧力変化、原子炉水位変化及びタービン蒸気流量

図4-9-1 圧力制御装置設定点0.7kg/cm^{2}増加（105%出力、定格炉心流量）
（3次元モデルによる解析結果）

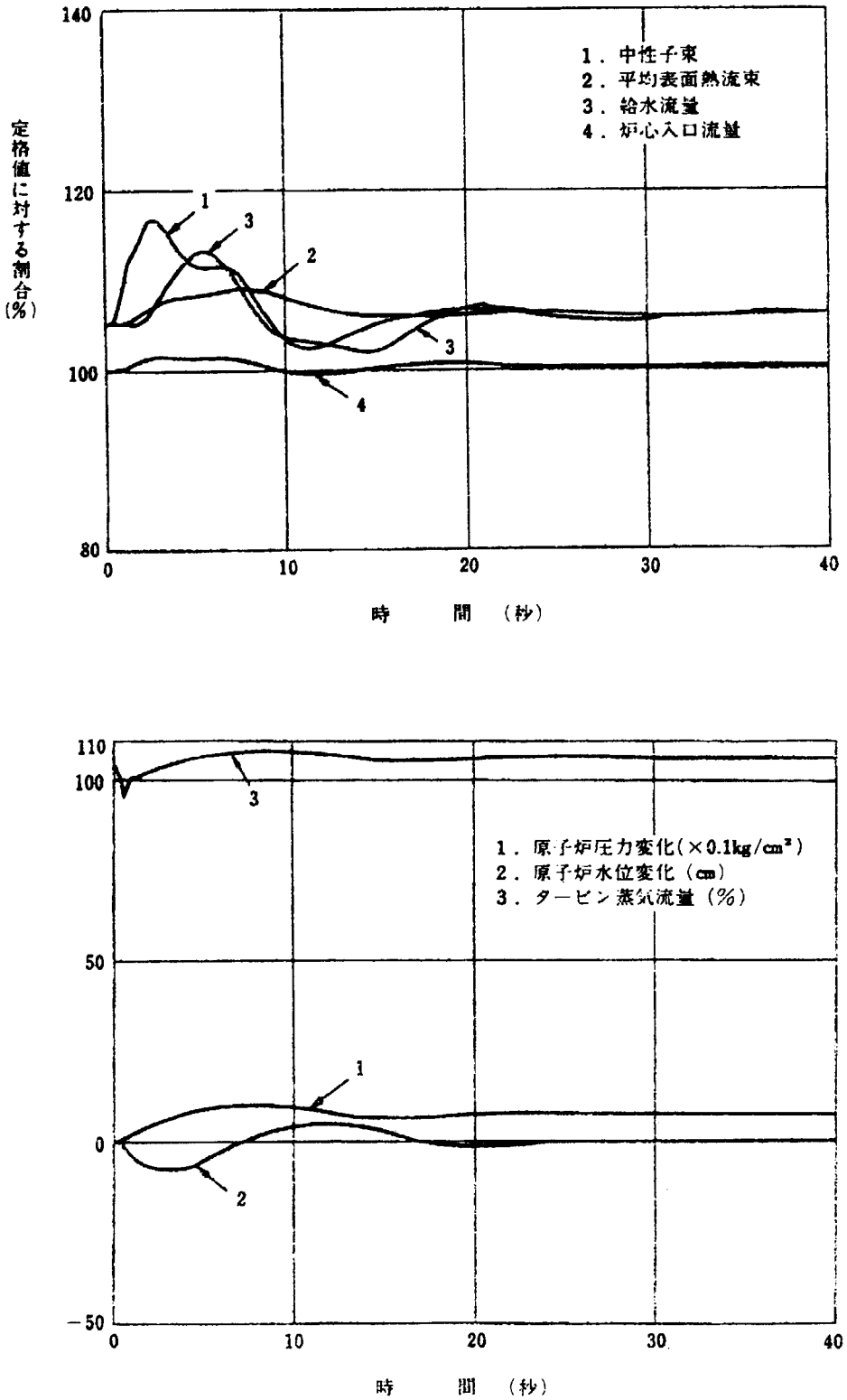
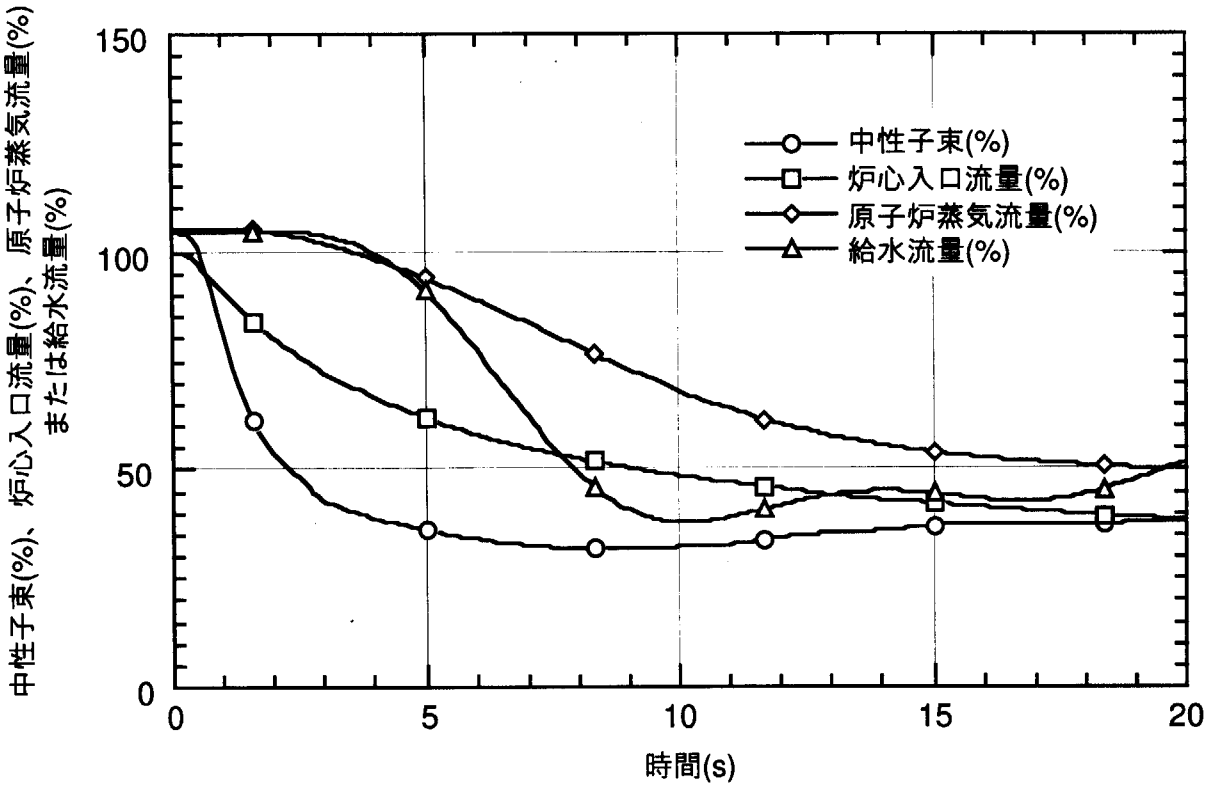
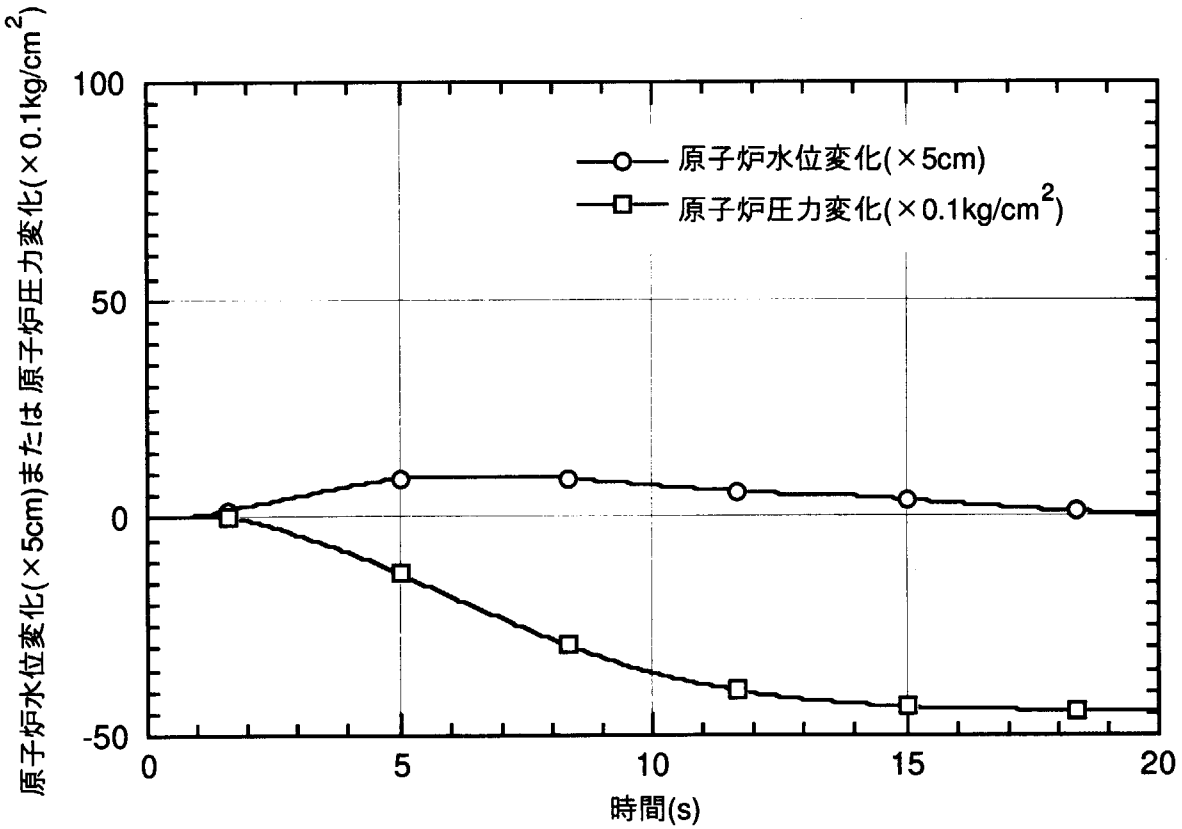


図4-9-2 圧力制御装置設定点0.7kg/cm ^{2}増加(105%出力、定格炉心流量)
- 代表炉の設置許可申請書[(2)]に記載されている解析結果 -

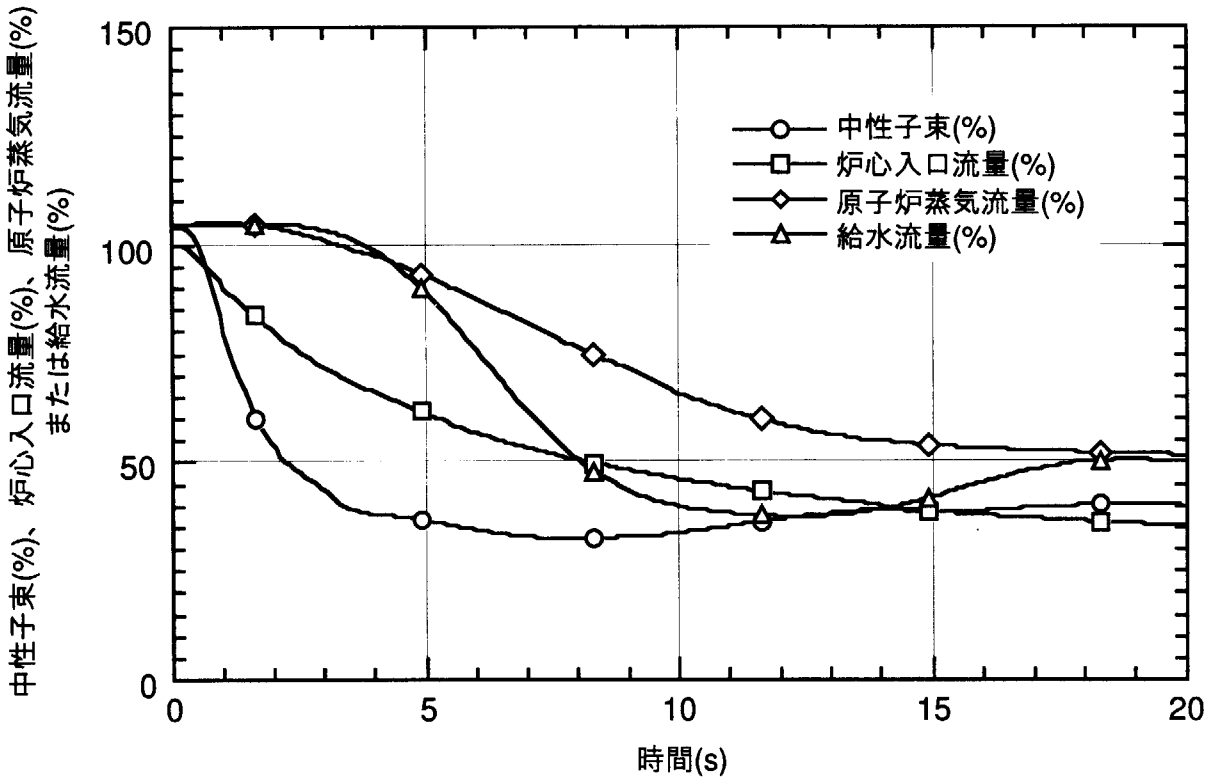


(a) 中性子束、炉心入口流量、原子炉蒸気流量及び給水流量

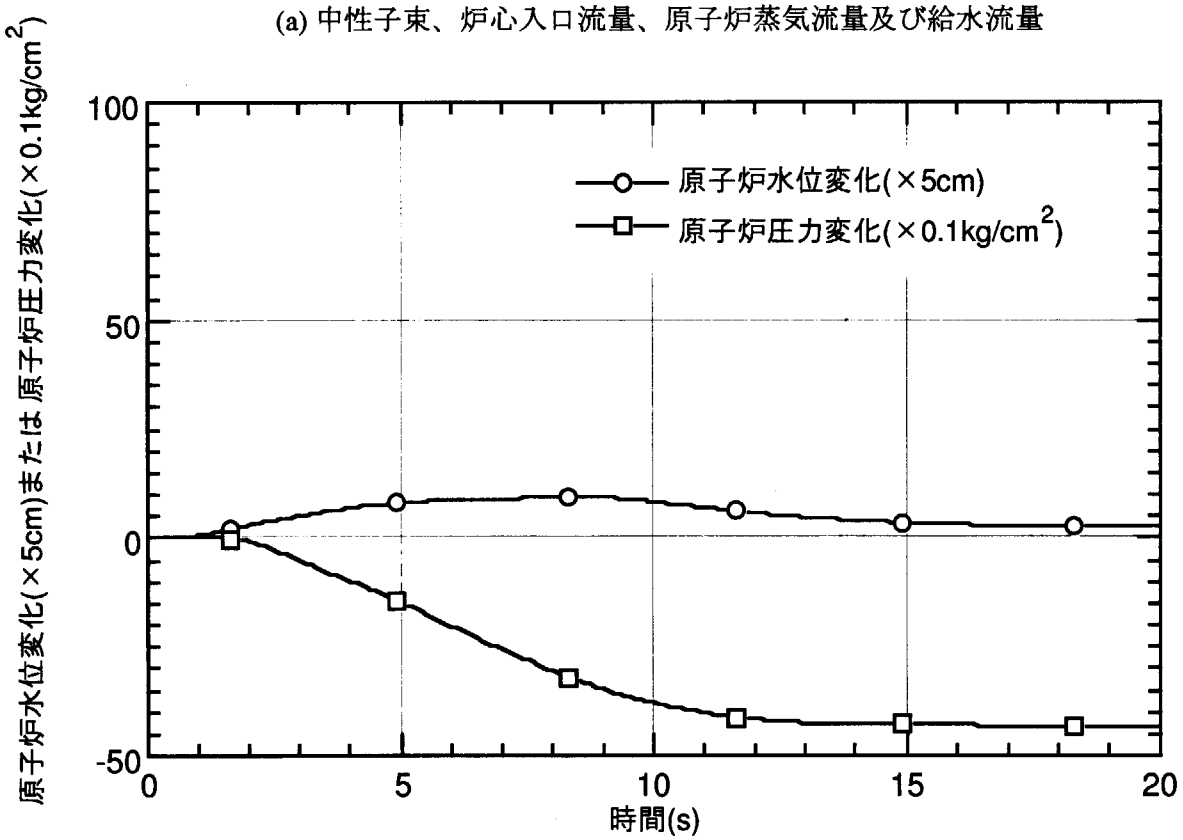


(b) 原子炉水位変化及び原子炉圧力変化

図4-10　再循環ポンプ２台トリップ
- 1次元モデルによる解析結果 -

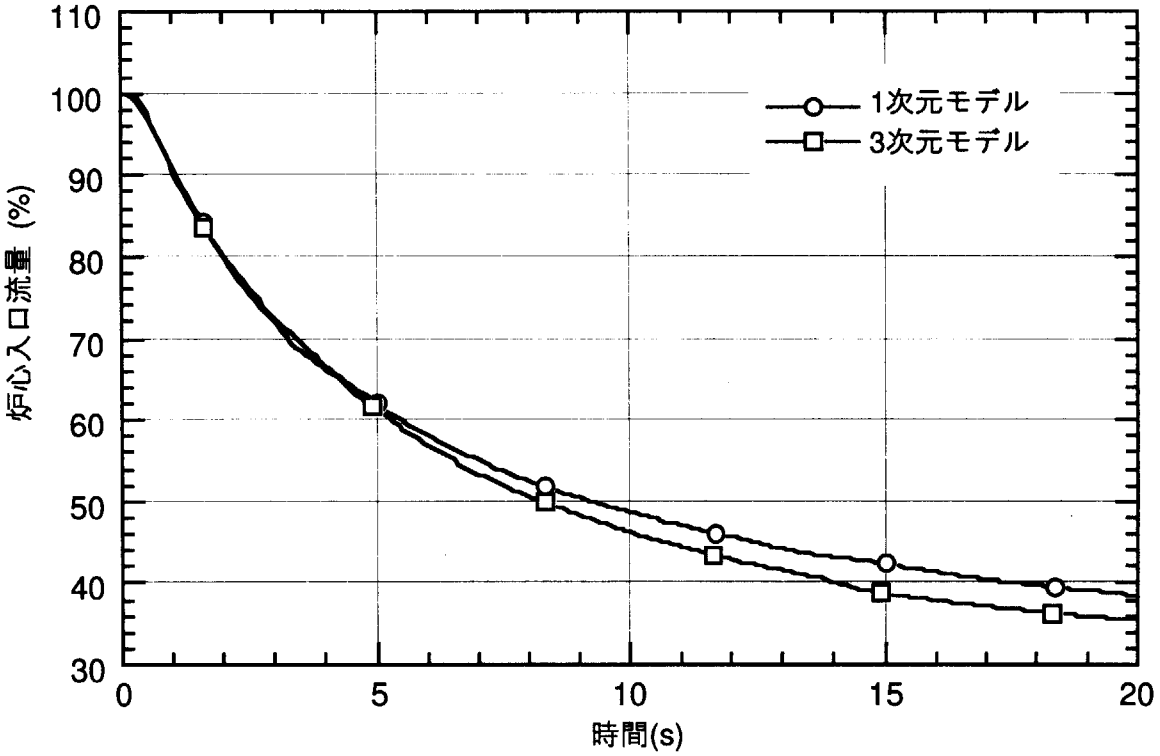


(a) 中性子束、炉心入口流量、原子炉蒸気流量及び給水流量

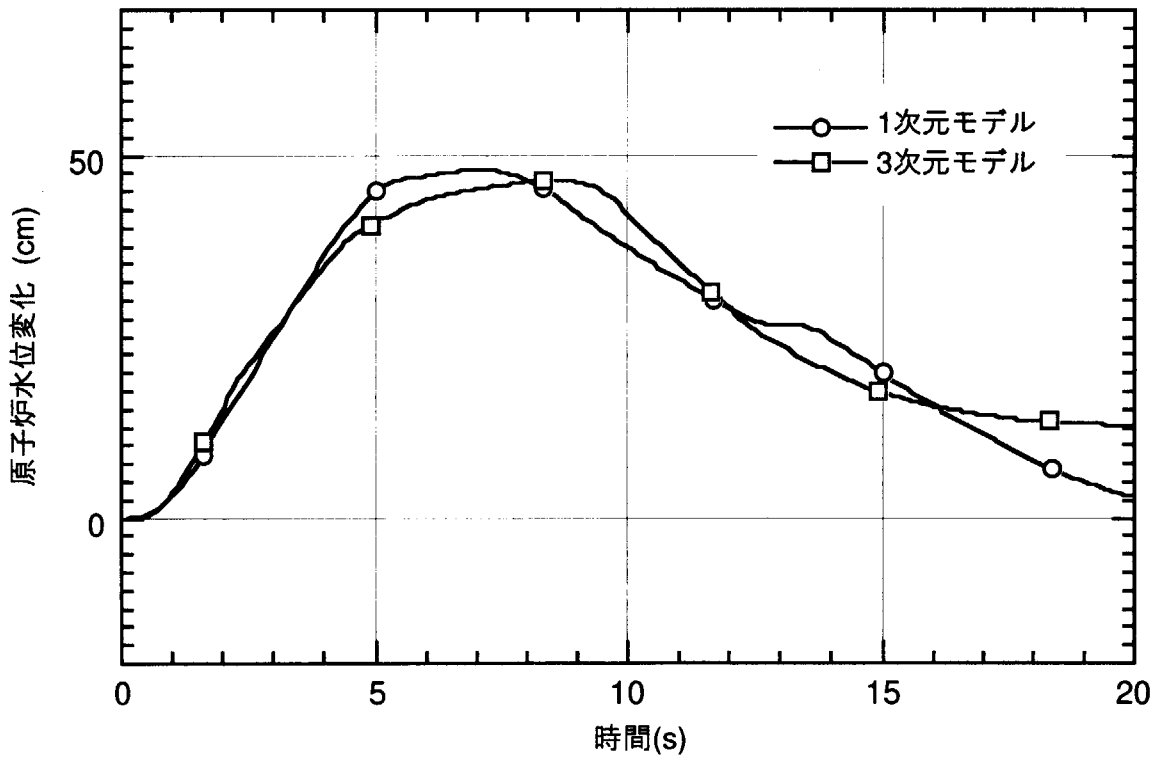


(b) 原子炉水位変化及び原子炉圧力変化

図4-11　再循環ポンプ２台トリップ
- 3次元モデルによる解析結果 -

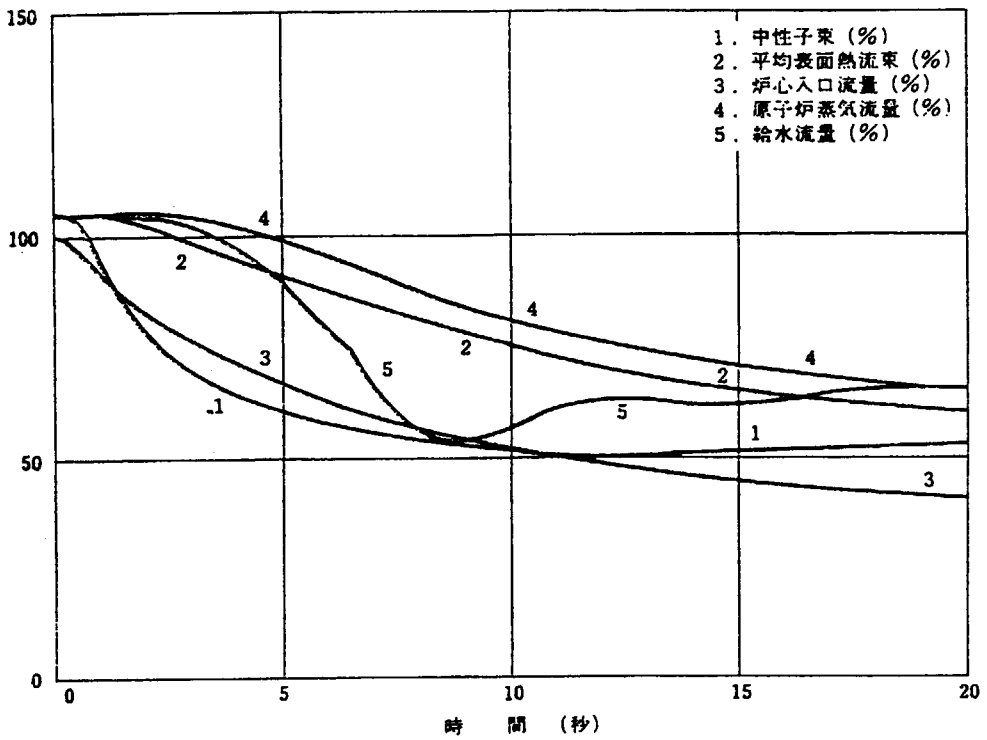


(a) 炉心入口流量



(b) 原子炉水位変化

図4-12 再循環ポンプ２台トリップ
- 1次元モデルと3次元モデルによる解析結果の比較 -



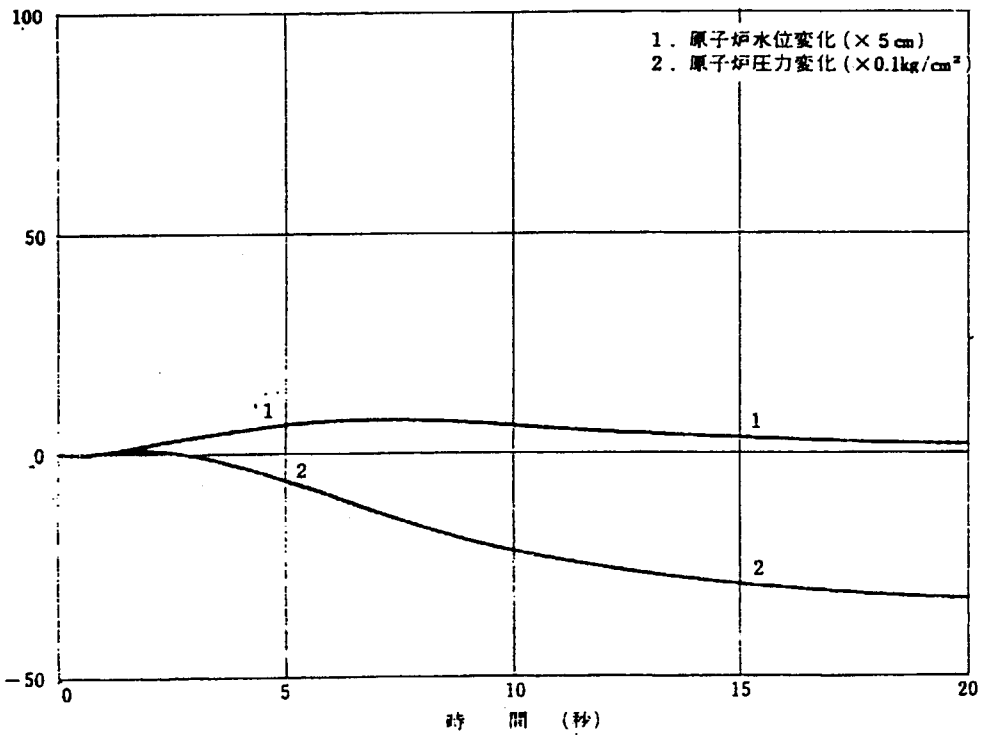
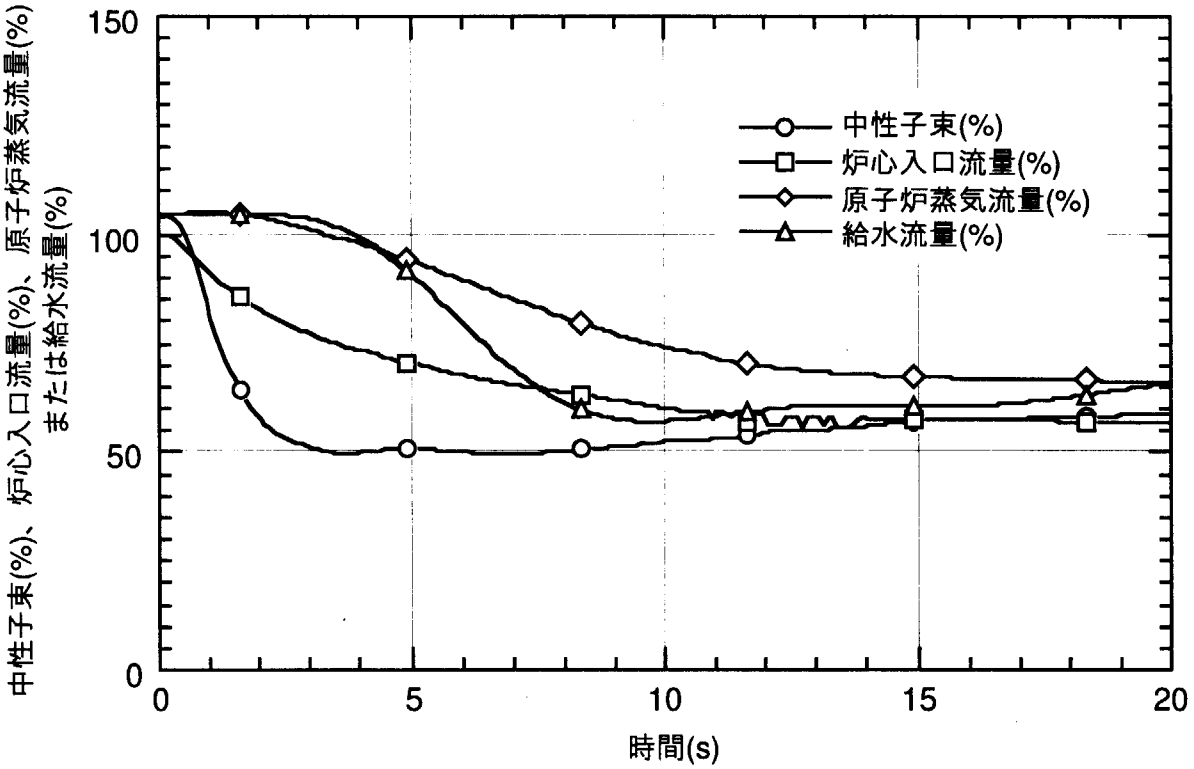
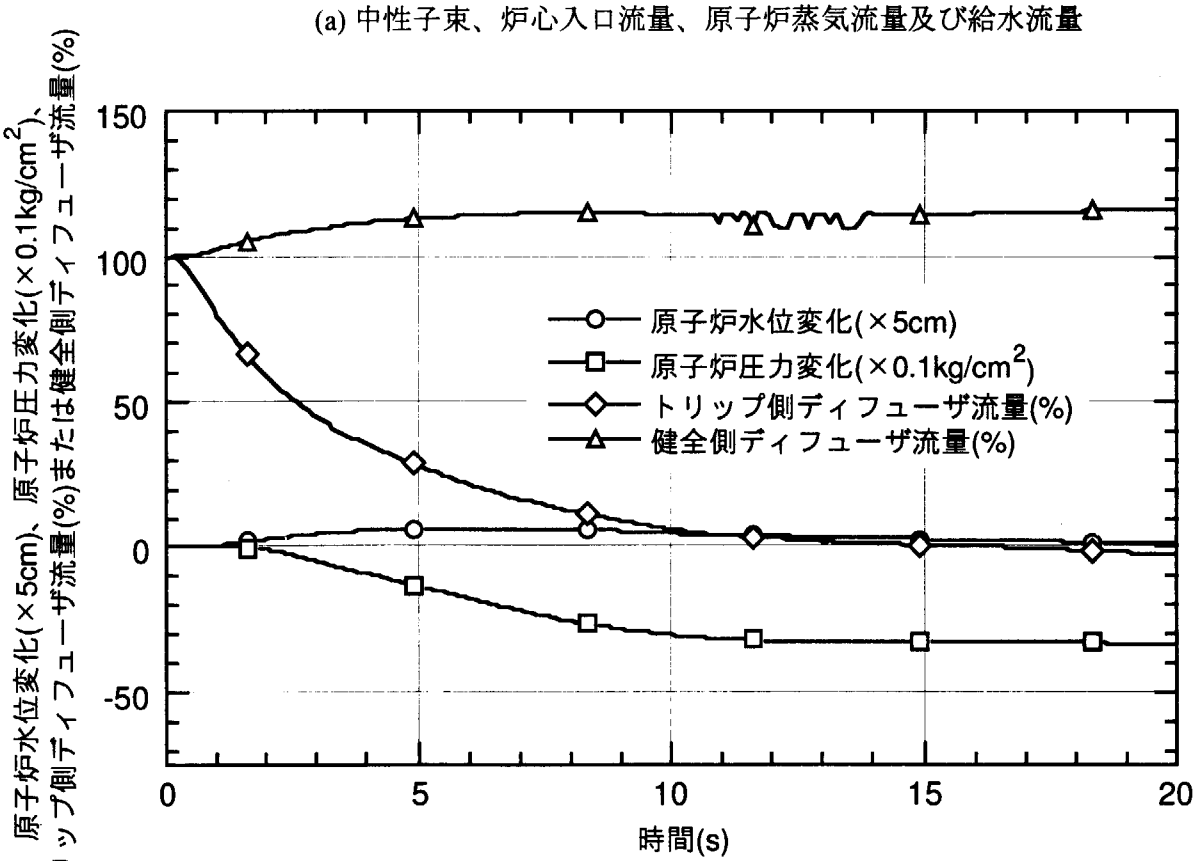


図4-13　再循環ポンプ２台トリップ
- 代表炉の設置許可申請書(2)に記載されている解析結果 -

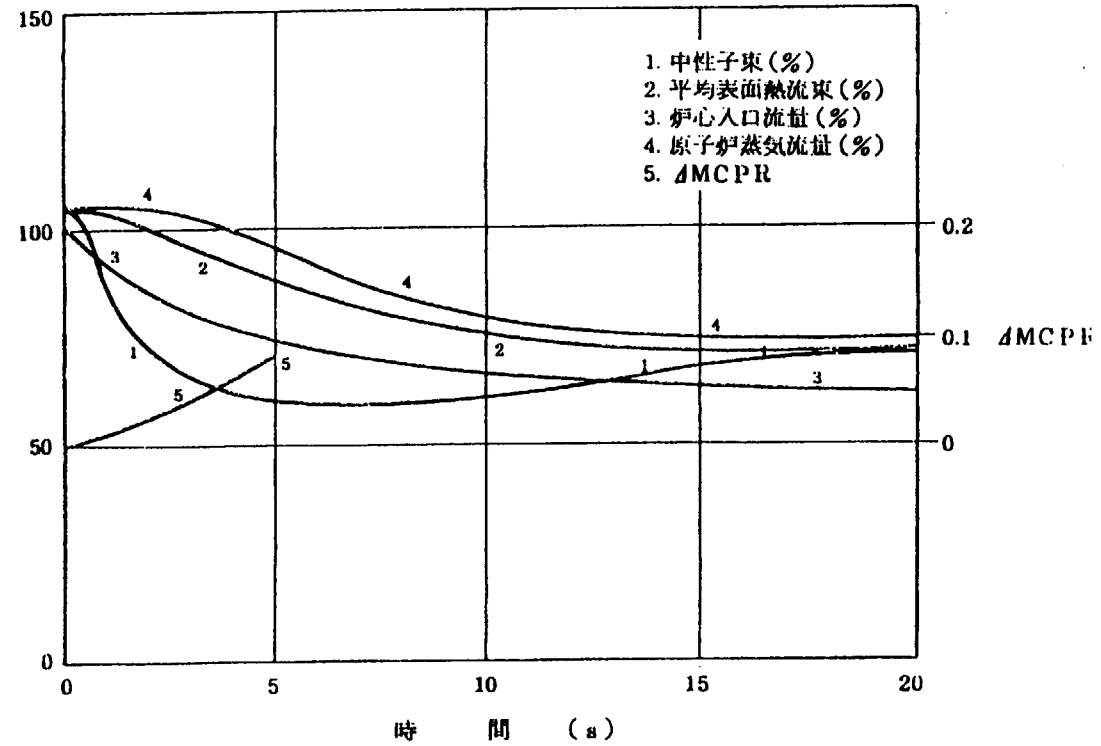


(a) 中性子束、炉心入口流量、原子炉蒸気流量及び給水流量



(b) 原子炉水位変化、原子炉圧力変化、トリップ側ディフューザ流量
及び健全側ディフューザ流量

図4-14 再循環ポンプ１台トリップ
- 3次元モデルによる解析結果 -



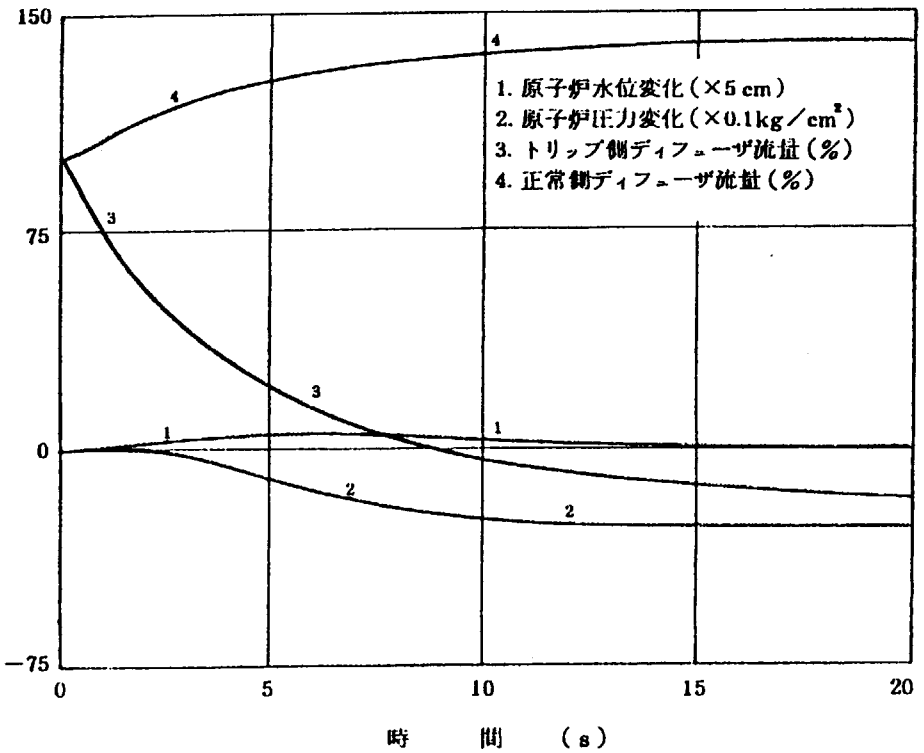
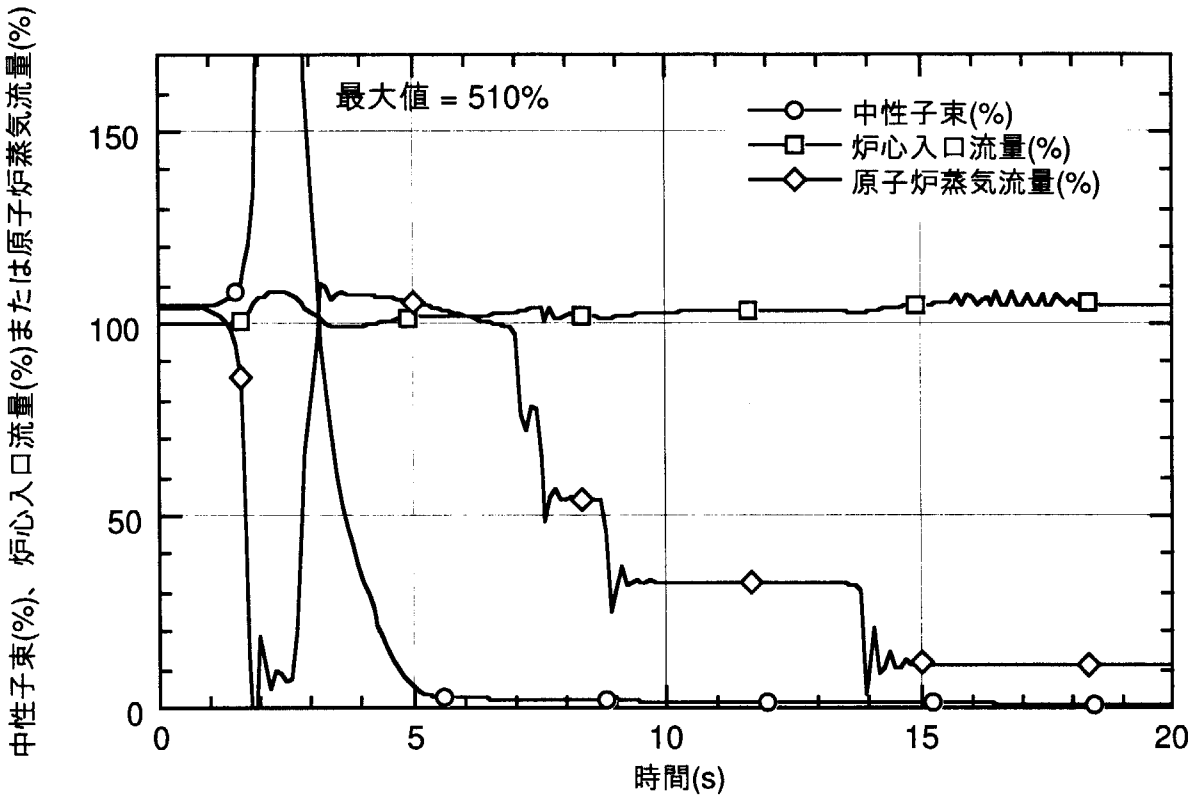
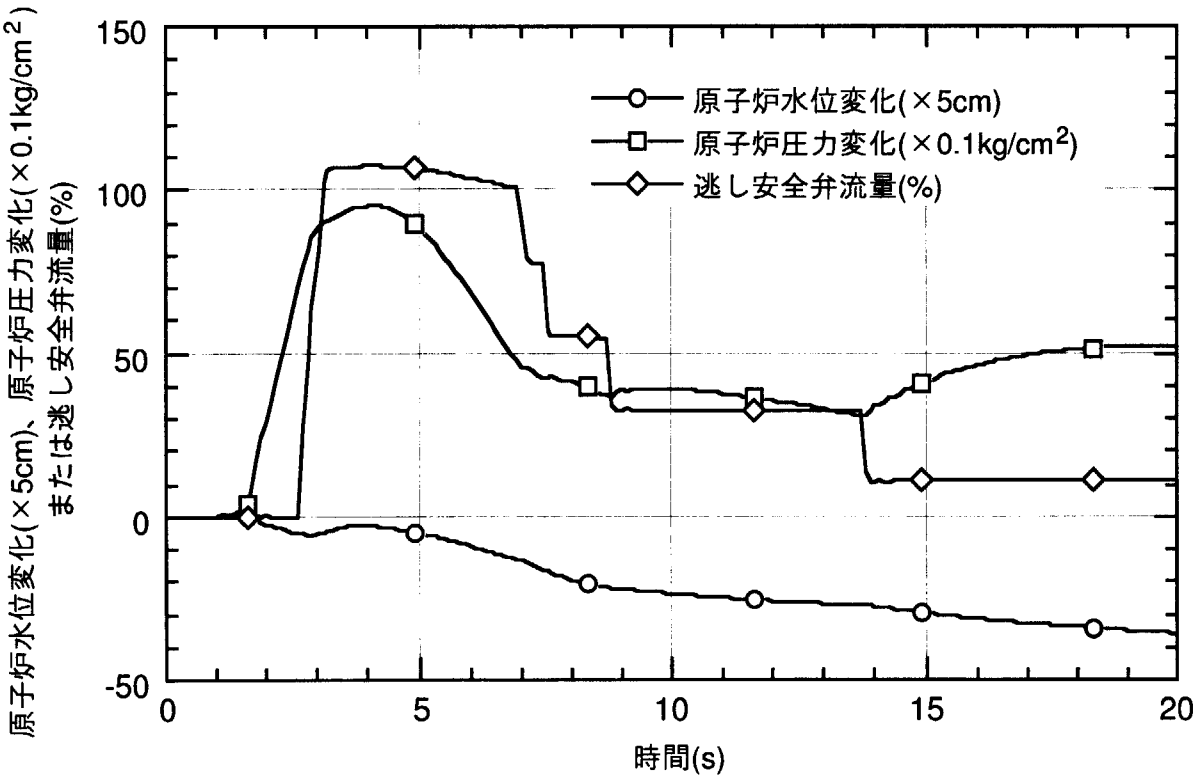


図4-15　再循環ポンプ１台トリップ
- 代表炉の設置許可申請書(2)に記載されている解析結果 -

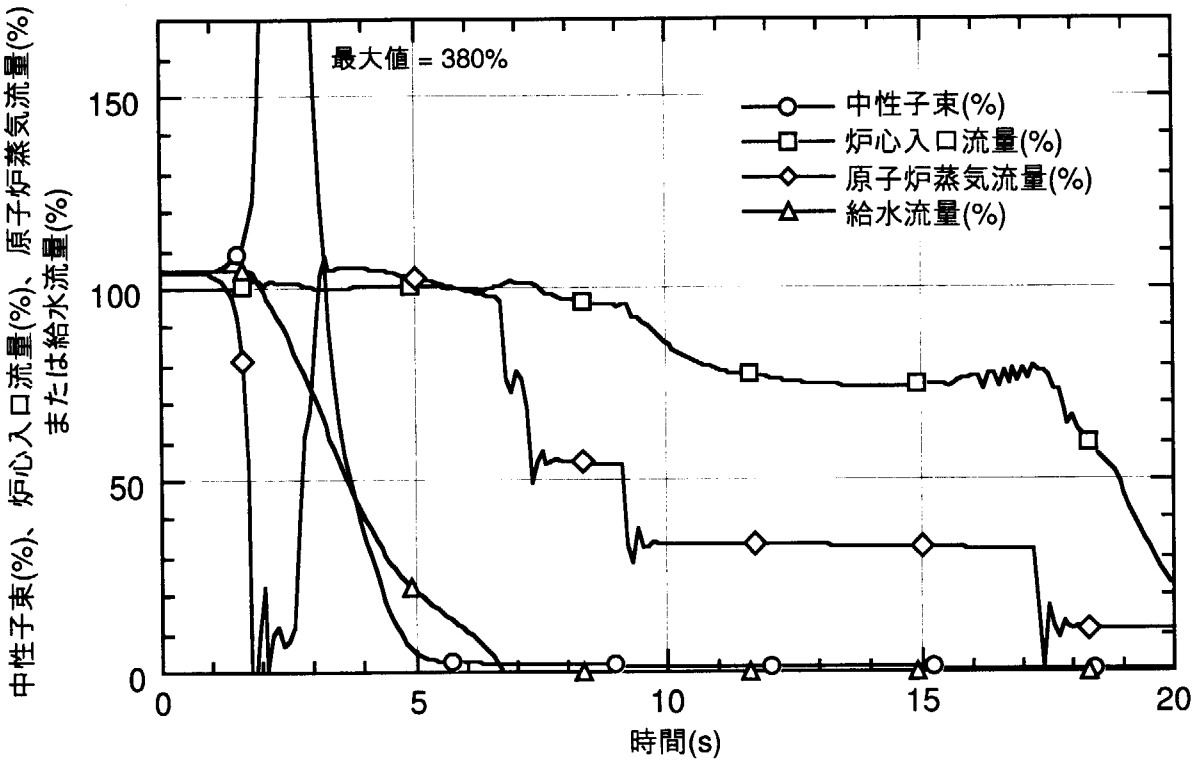


(a) 中性子束、炉心入口流量及び原子炉蒸気流量

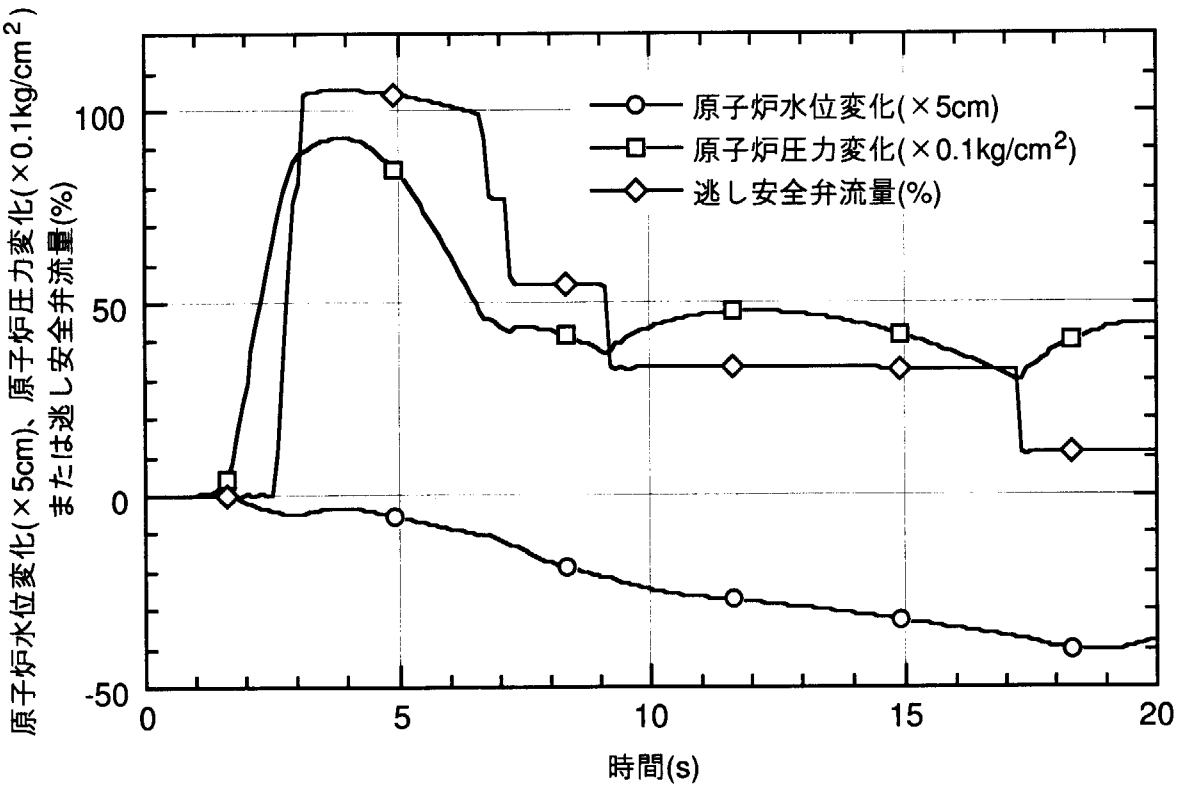


(b) 原子炉水位変化、原子炉圧力変化及び逃し安全弁流量

図4-16 主蒸気隔離弁閉鎖
- 1次元モデルによる解析結果 -

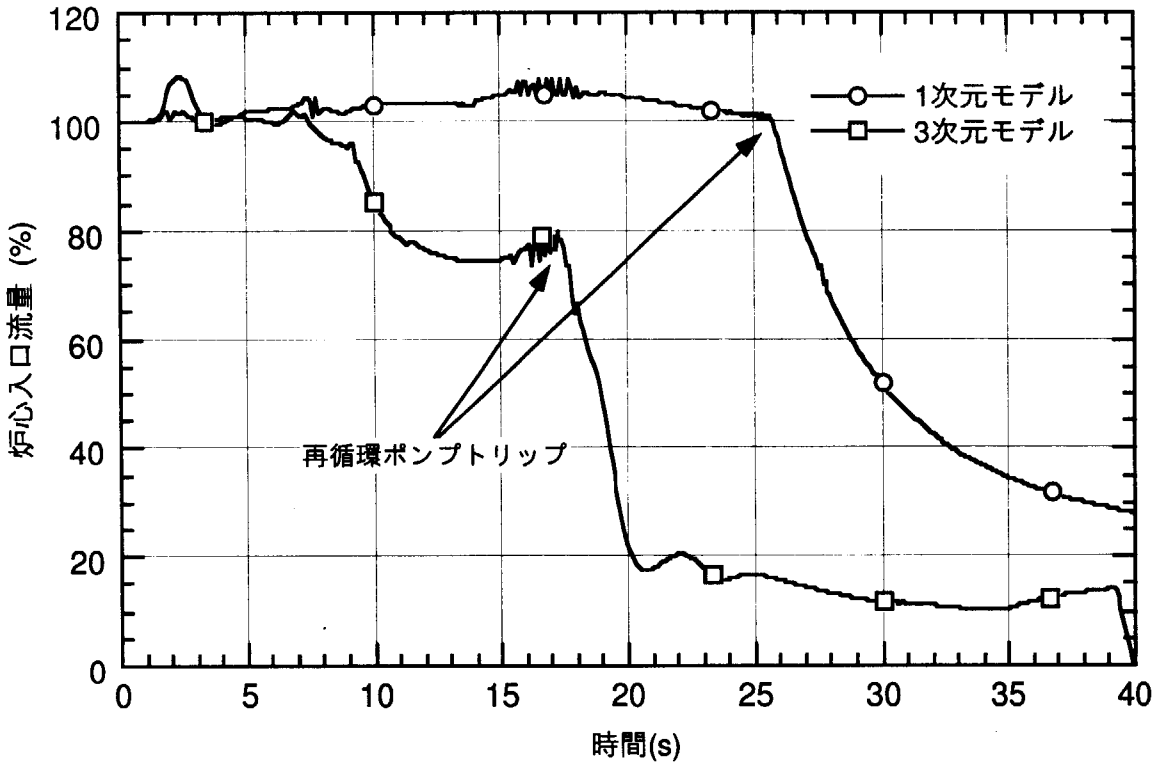


(a) 中性子束、炉心入口流量、原子炉蒸気流量及び給水流量

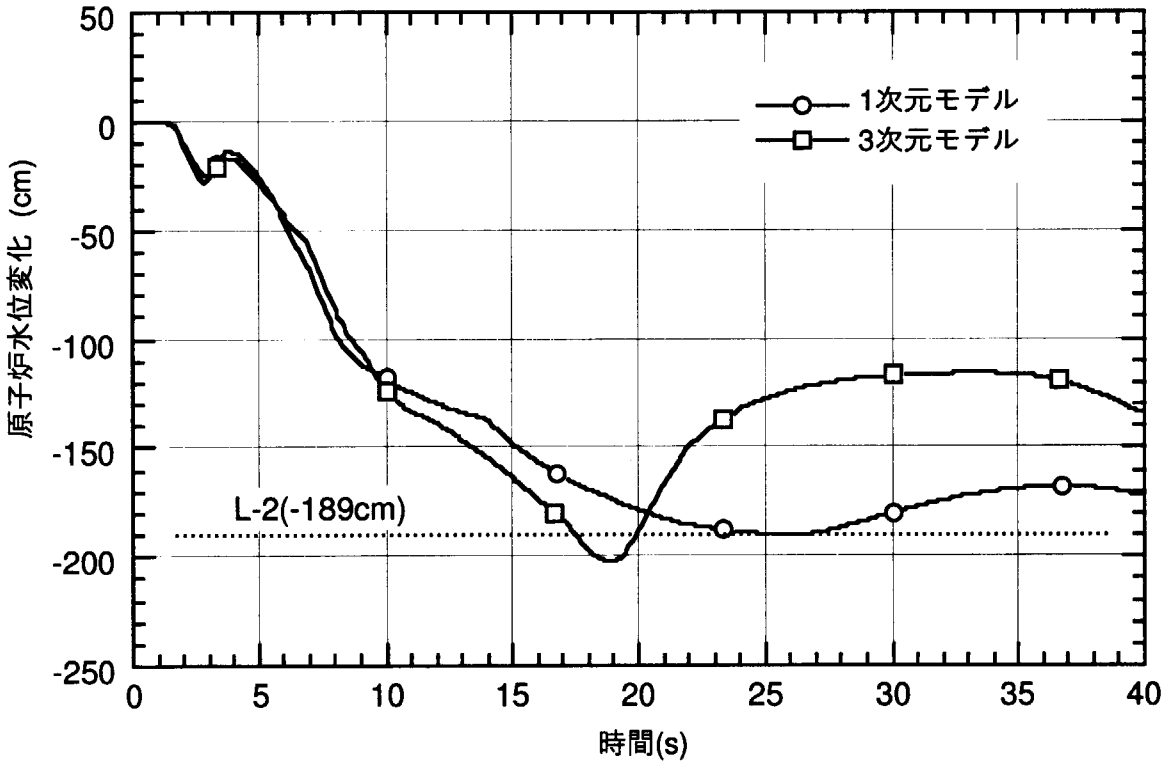


(b) 原子炉水位変化、原子炉圧力変化及び逃し安全弁流量

図4-17 主蒸気隔離弁閉鎖
- 3次元モデルによる解析結果 -

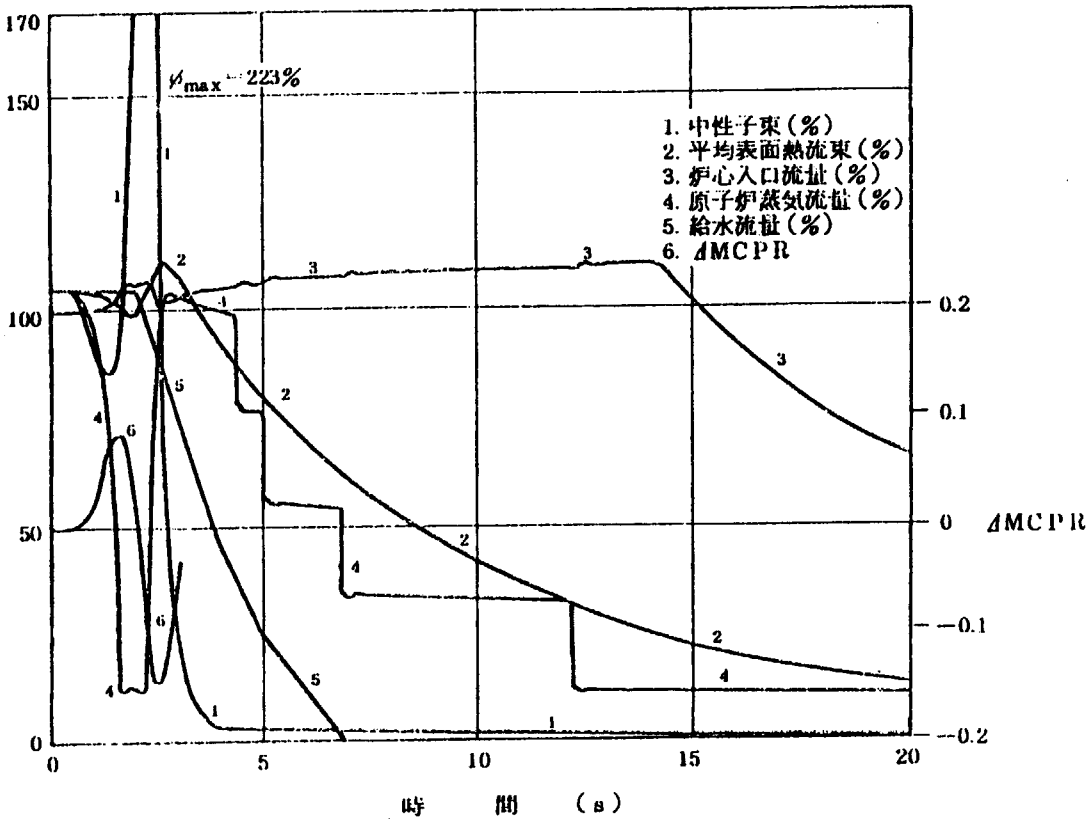


(a) 炉心入口流量



(b) 原子炉水位

図4-18 主蒸気隔離弁閉鎖
- 1次元モデルと3次元モデルによる解析結果の比較 -



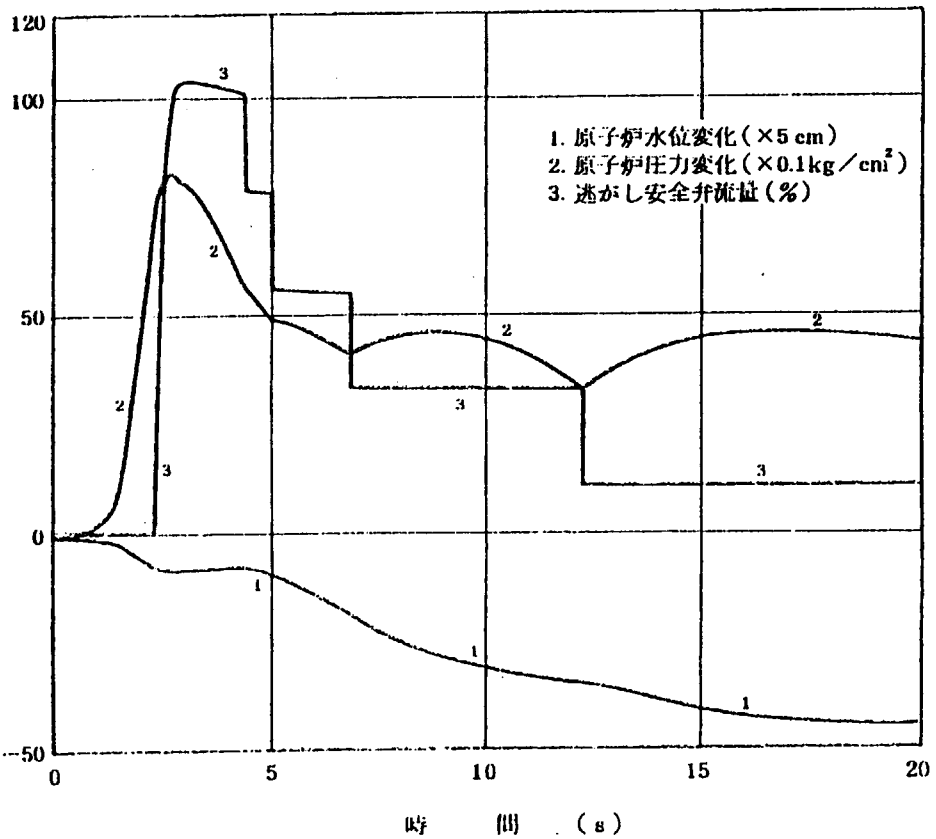
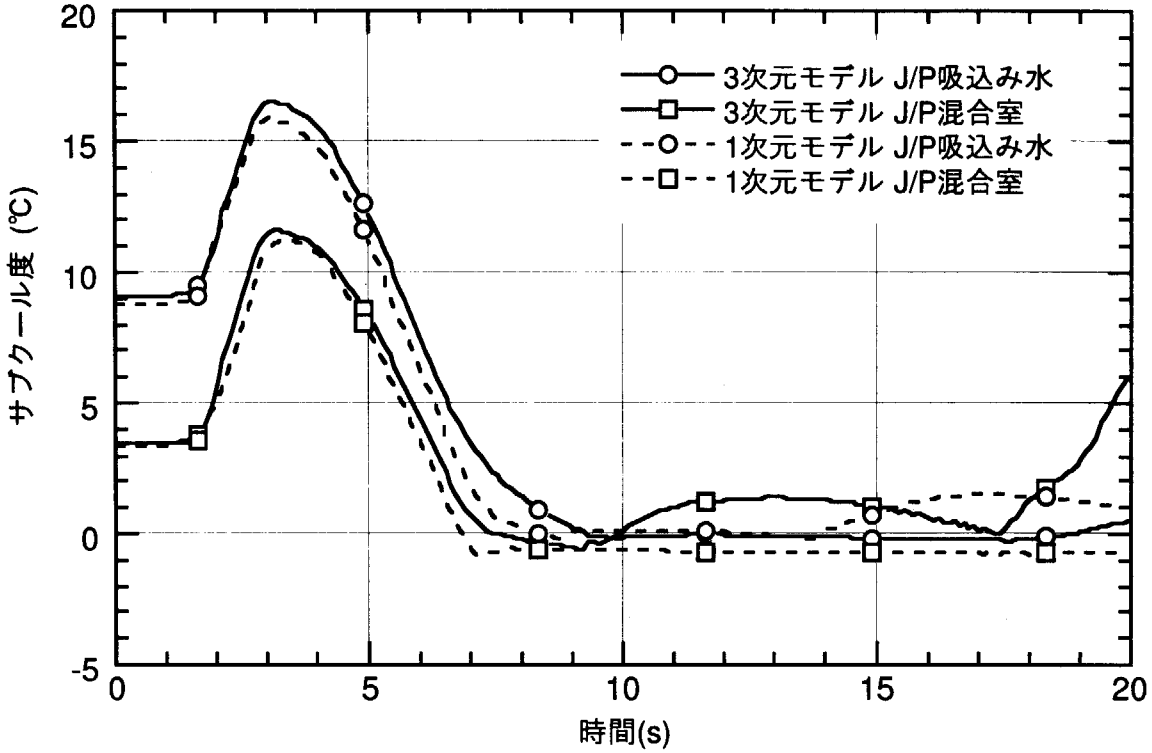
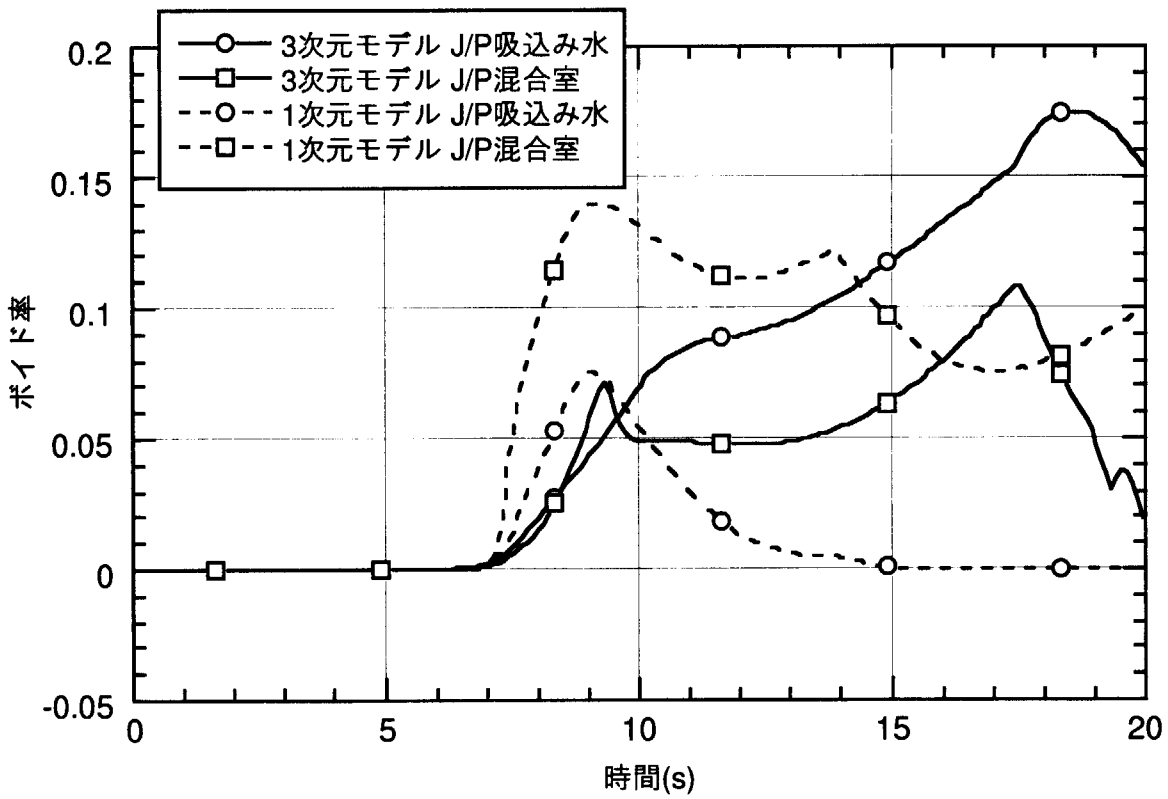


図4-19　主蒸気隔離弁閉鎖

- 代表炉の設置許可申請書(2)に記載されている解析結果 -

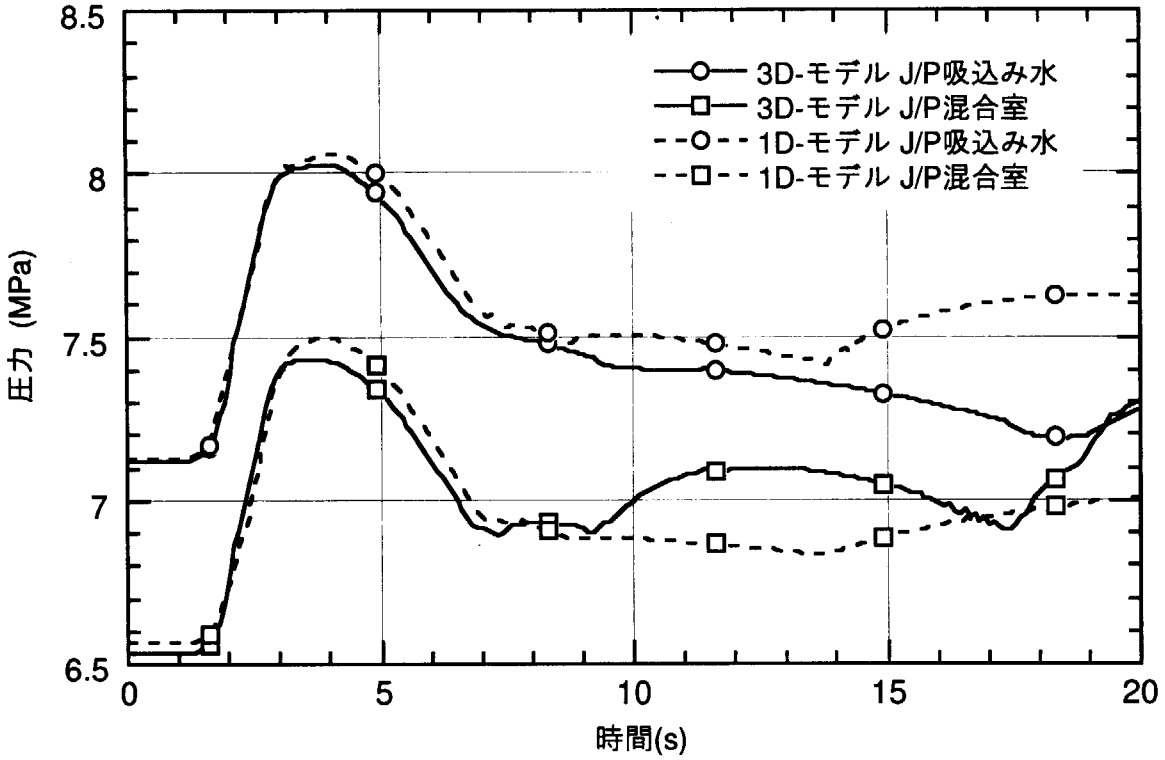


(a) サブクール度



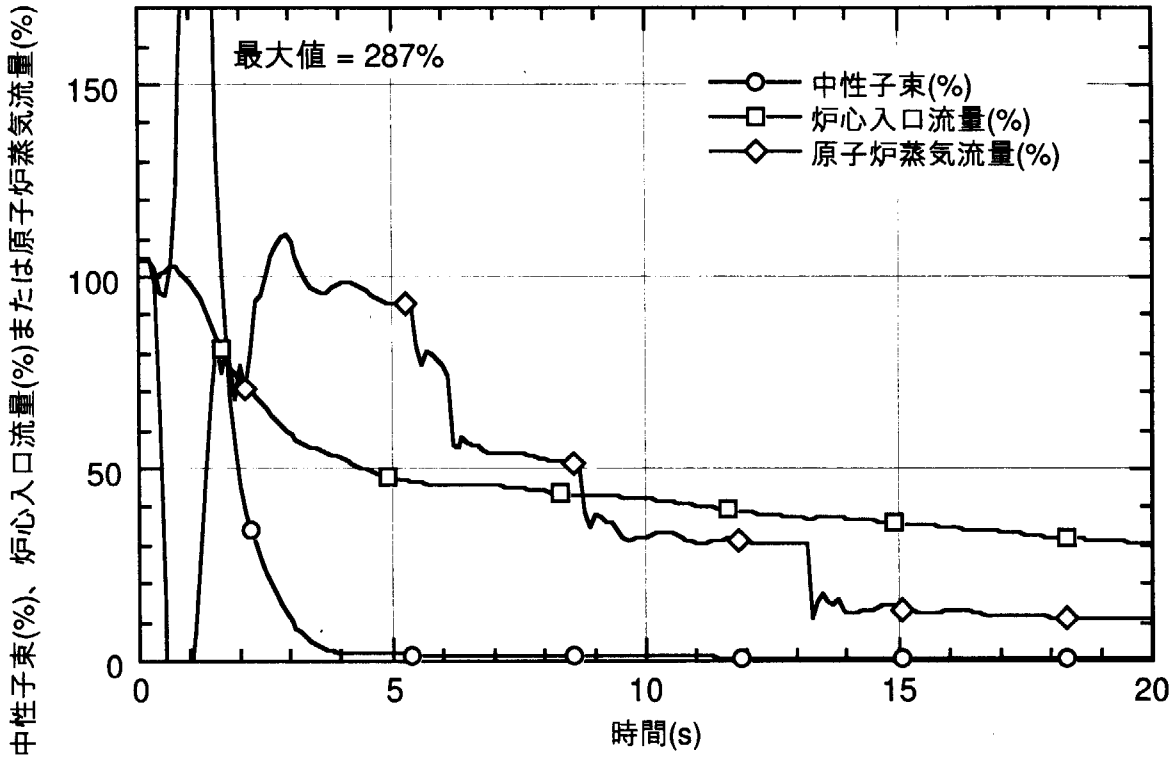
(b) ボイド率

図4-20-1 主蒸気隔離弁閉鎖／ジェットポンプの挙動
- 1次元モデルと3次元モデルによる解析結果の比較 -

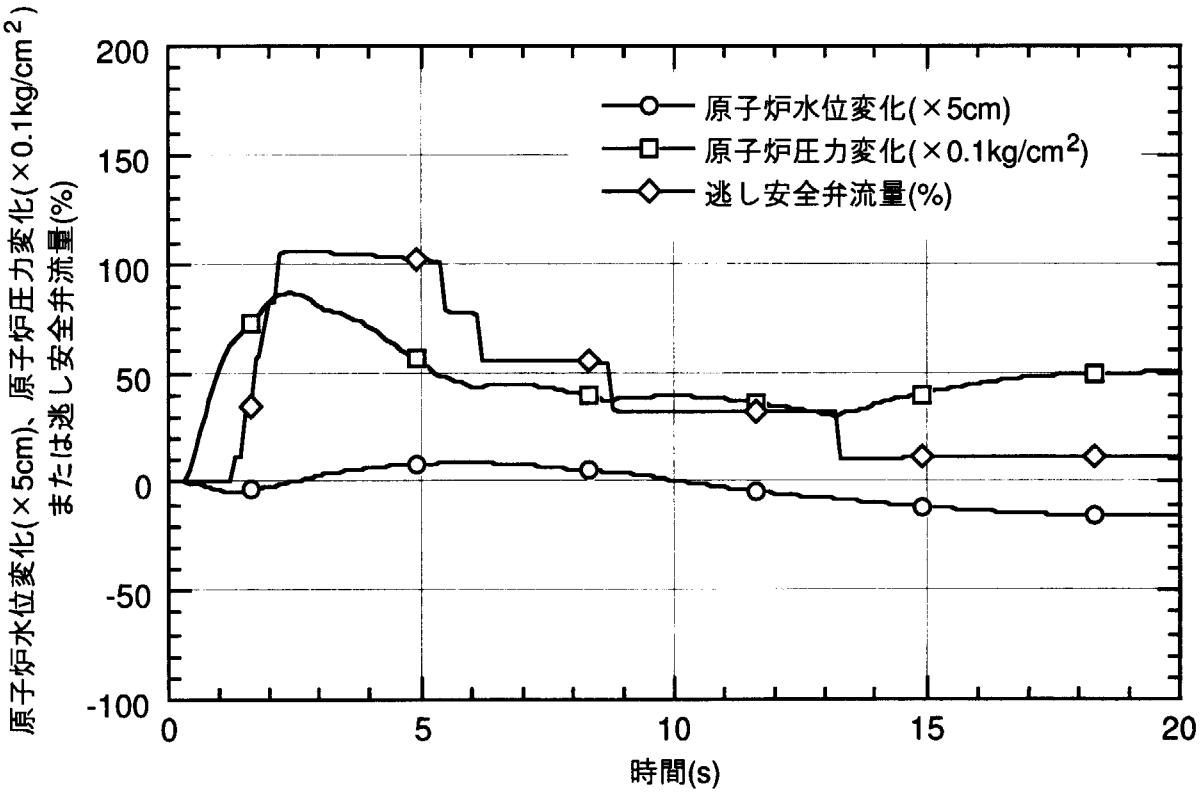


圧力

図4-20-2 主蒸気隔離弁閉鎖／ジェットポンプの挙動
- 1次元モデルと3次元モデルによる解析結果の比較 -

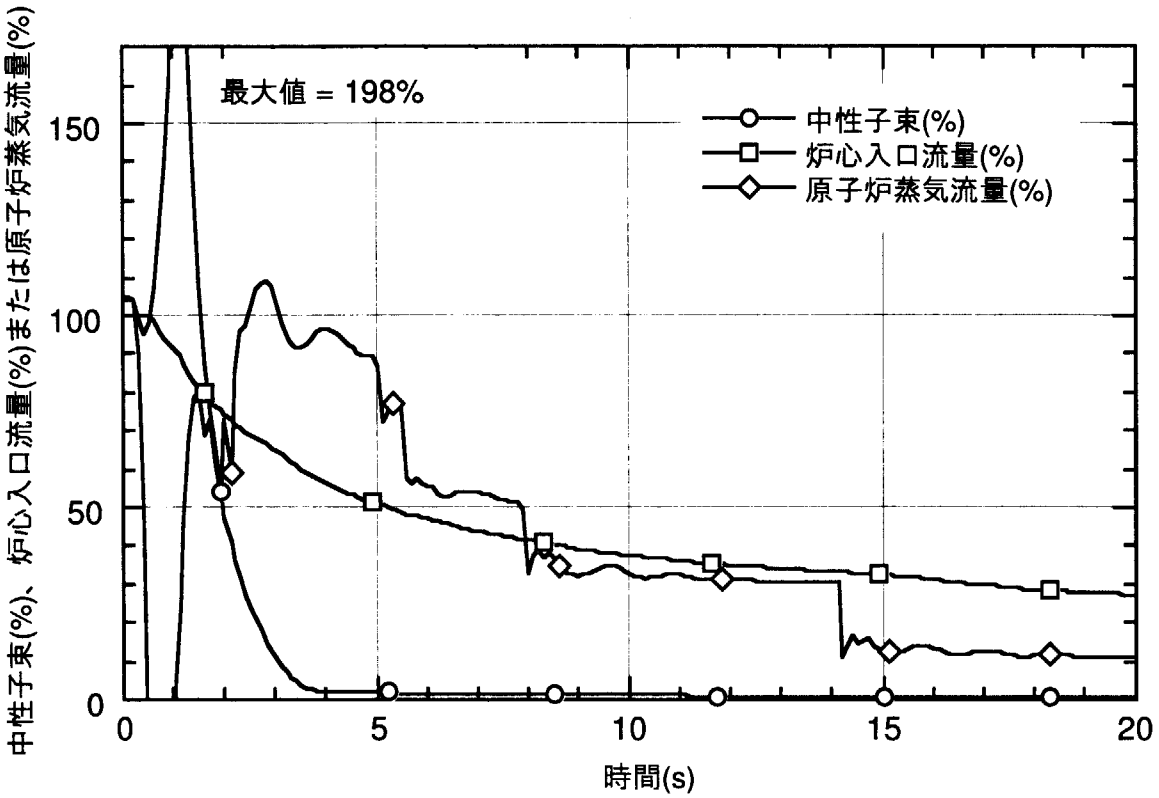


(a) 中性子束(%)、炉心入口流量(%)または原子炉蒸気流量(%)

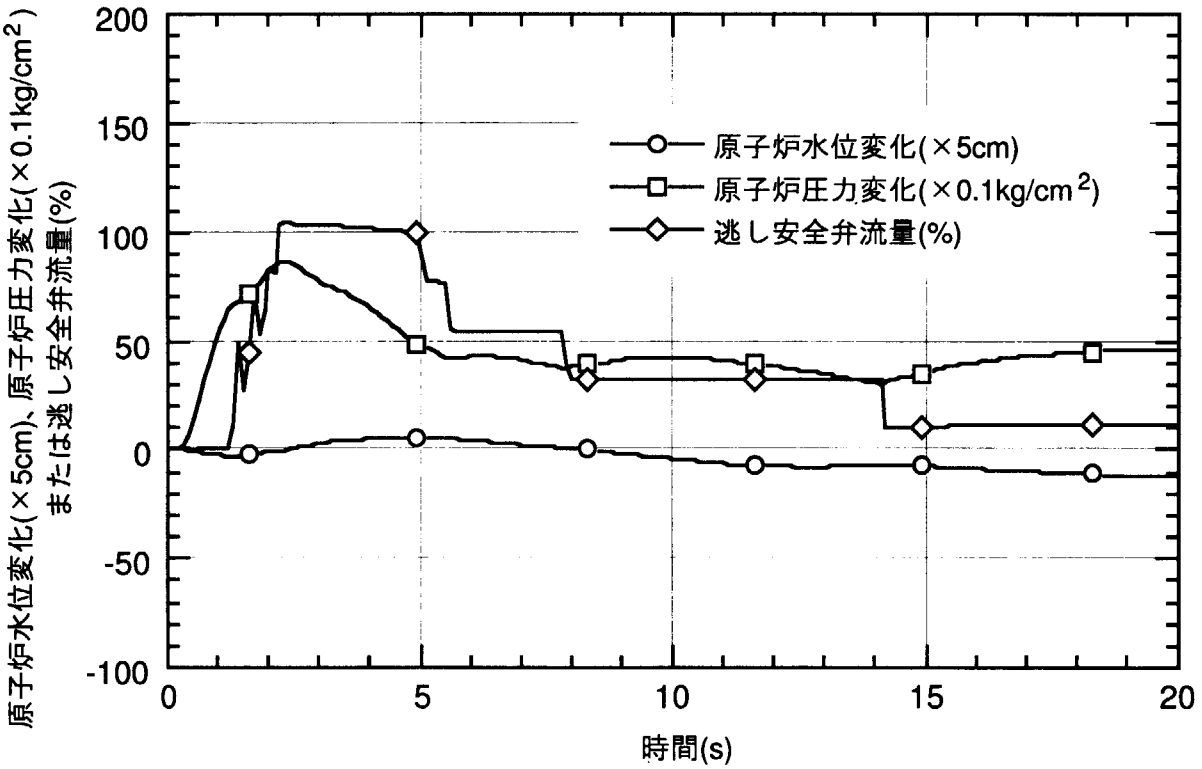


(b) 原子炉水位変化、原子炉圧力変化及び逃し安全弁流量

図4-21 負荷遮断（タービンバイパス弁不作動）
- 1次元モデルによる解析結果 -

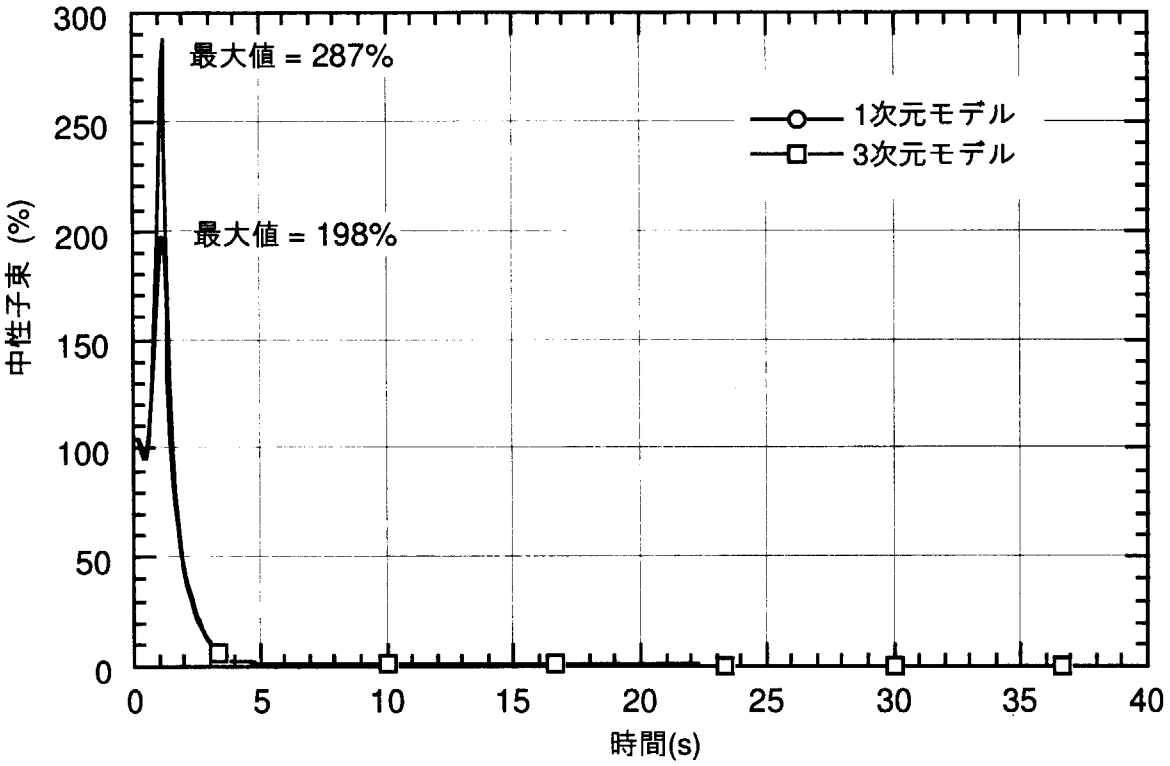


(a) 中性子束(%)、炉心入口流量(%)または原子炉蒸気流量(%)

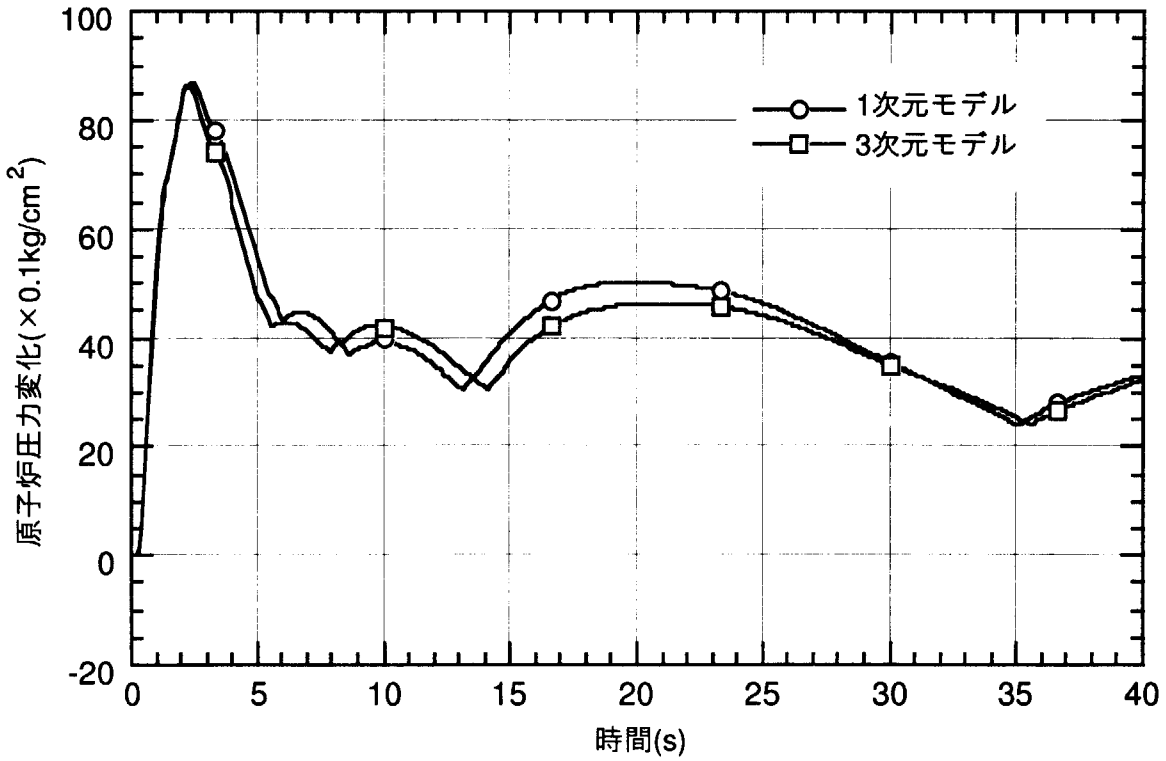


(b) 原子炉水位変化、原子炉圧力変化及び逃し安全弁流量

図4-22 負荷遮断（タービンバイパス弁不作動）
- 3次元モデルによる解析結果 -

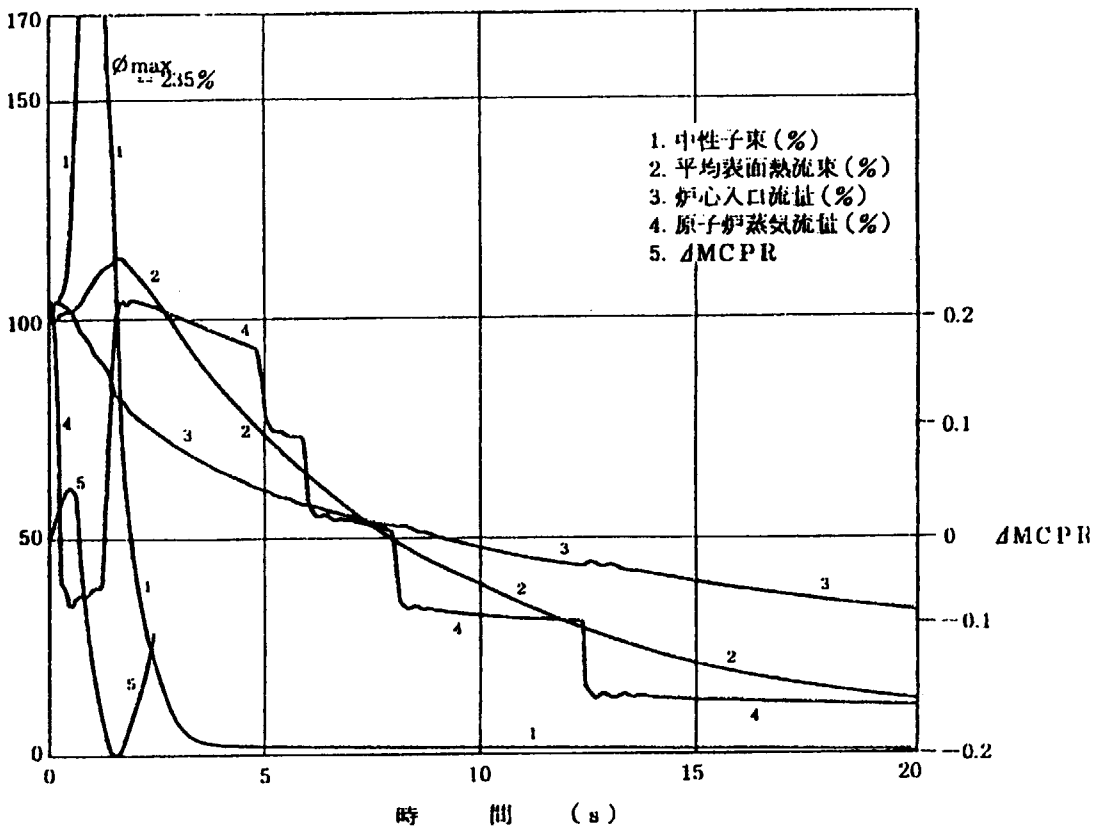


(a) 中性子束



(b) 原子炉圧力変化

図4-23 負荷遮断（タービンバイパス弁不作動）
- 1次元モデルと3次元モデルによる解析結果の比較 -



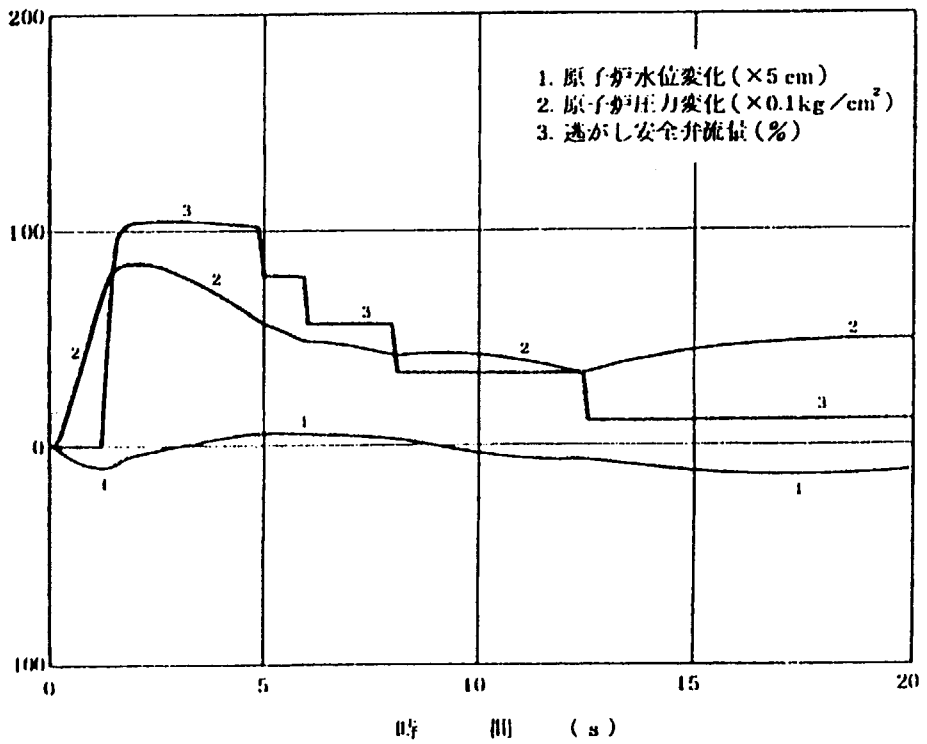
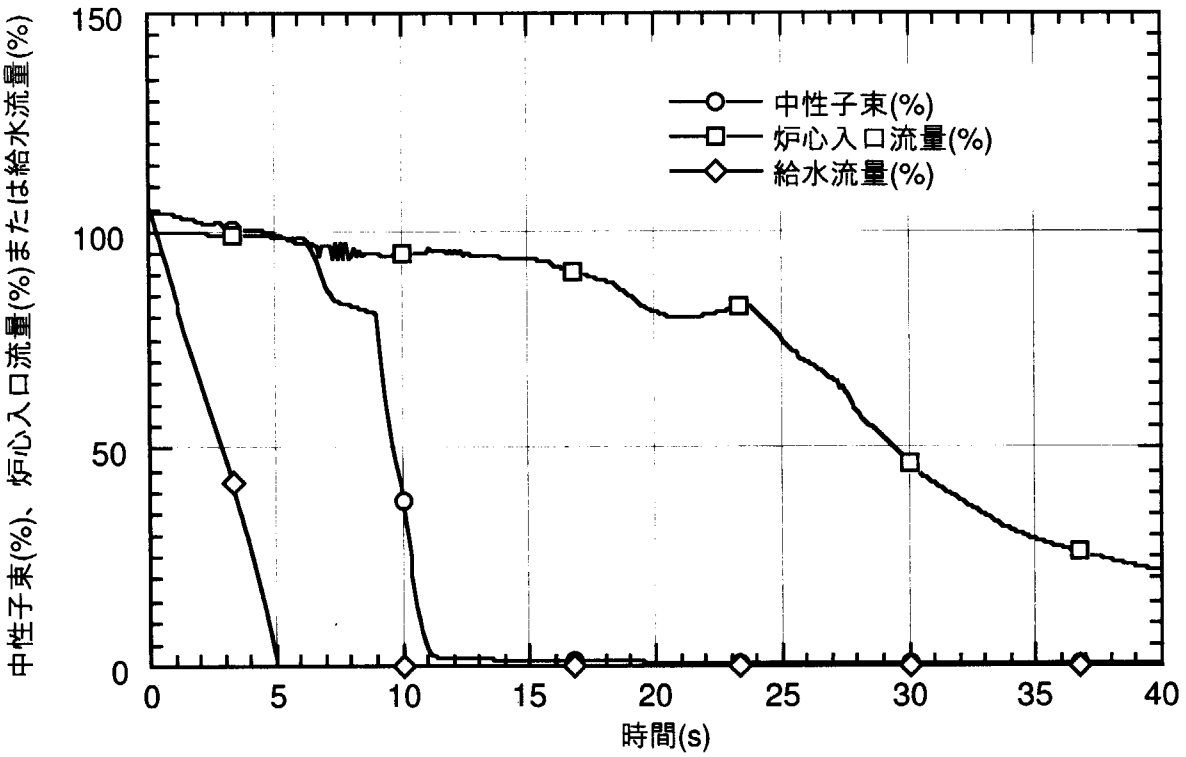
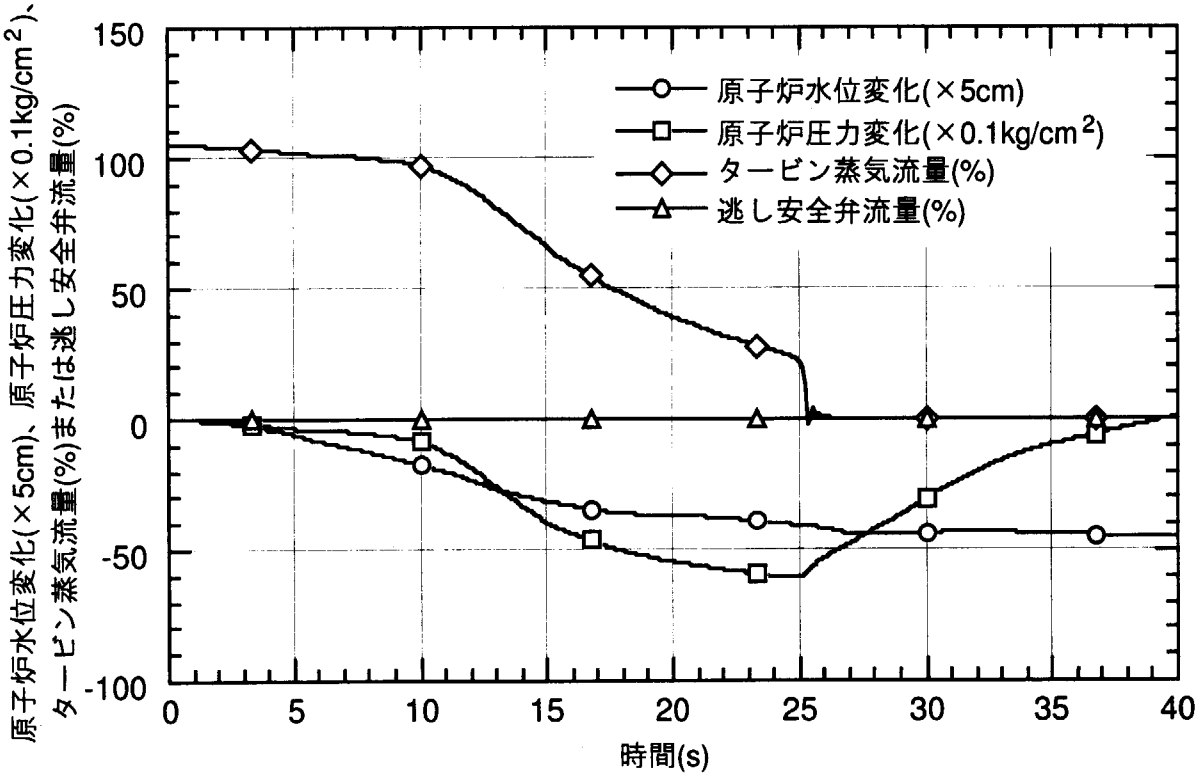


図4-24　負荷遮断時、タービンバイパス弁不作動
- 代表炉の設置許可申請書(2) に記載されている解析結果 -

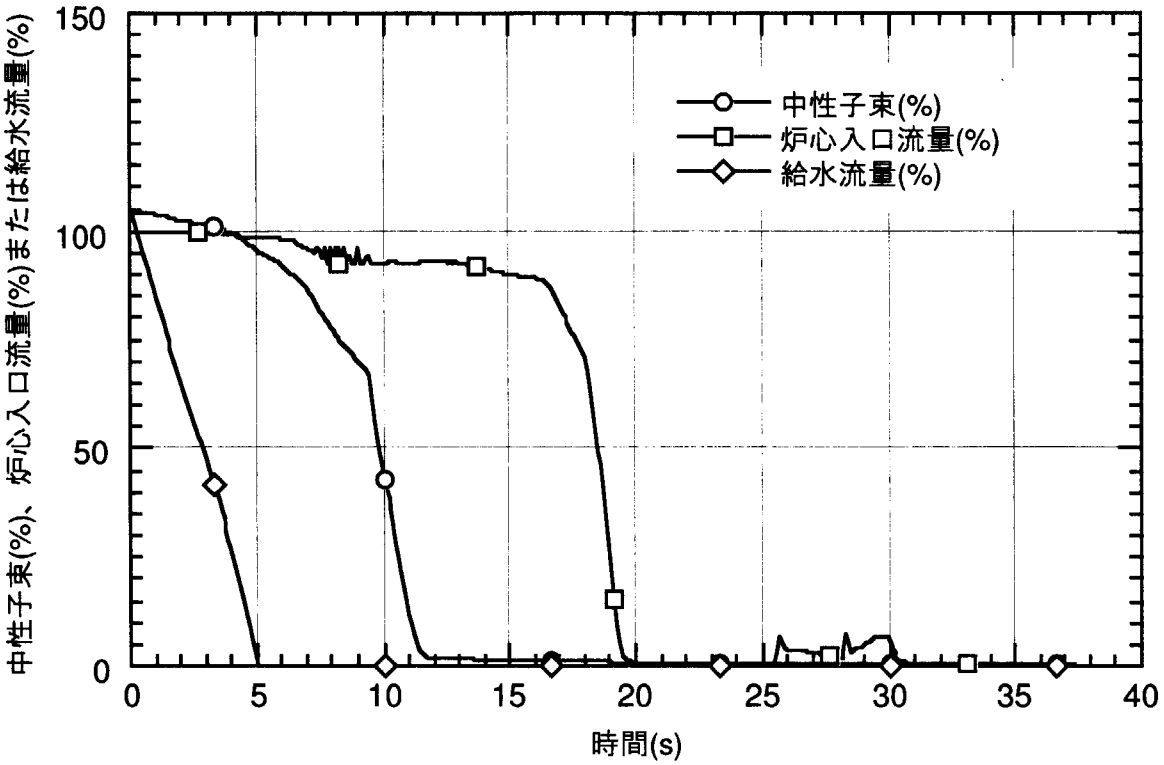


(a) 中性子束、炉心入口流量及び給水流量

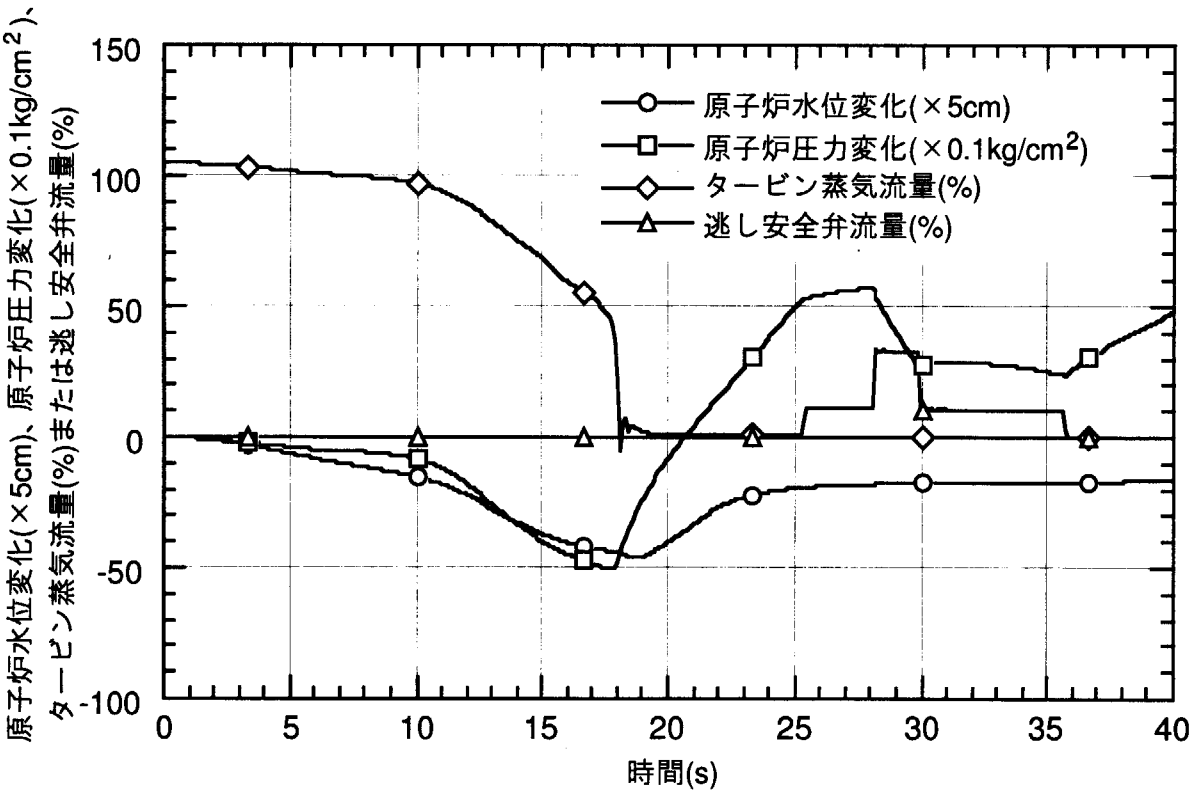


(b) 原子炉水位変化、原子炉圧力変化、タービン蒸気流量及び逃し安全弁流量

図4-25 給水喪失
- 1次元モデルによる解析結果 -

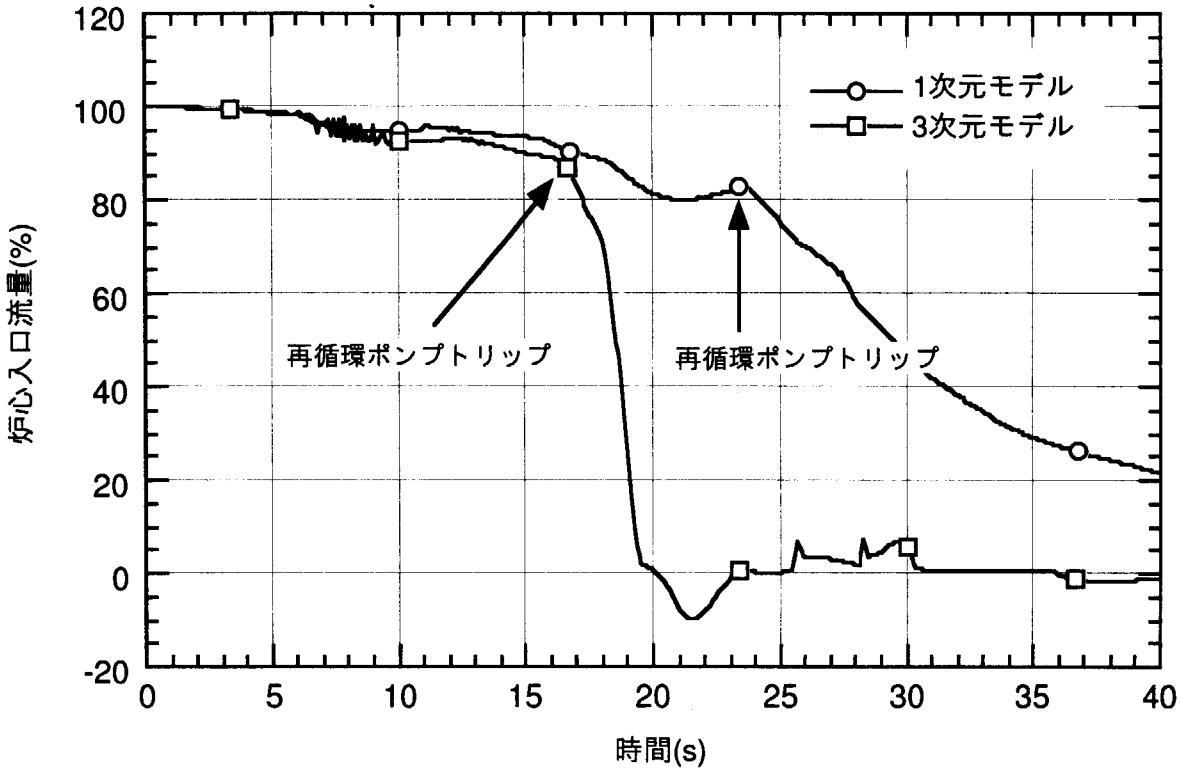


(a) 中性子束、炉心入口流量及び給水流量

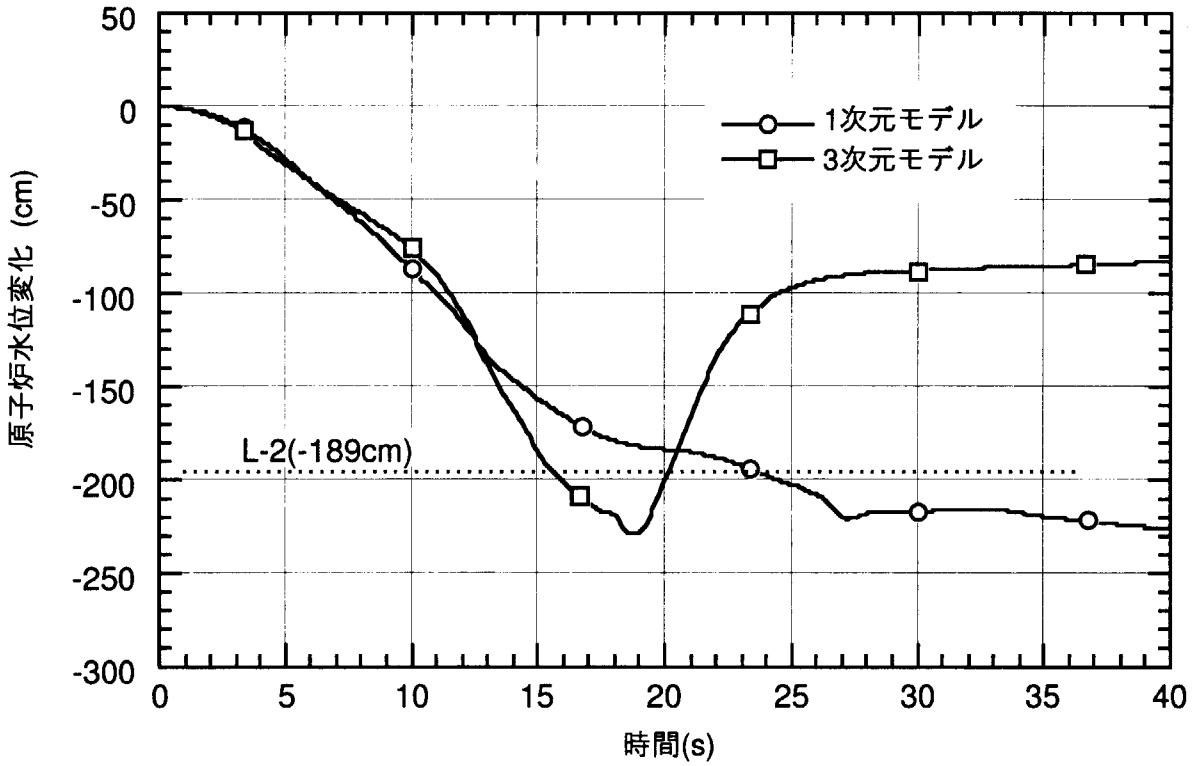


(b) 原子炉水位変化、原子炉圧力変化、タービン蒸気流量及び逃し安全弁流量

図4-26 給水喪失
- 3次元モデルによる解析結果 -

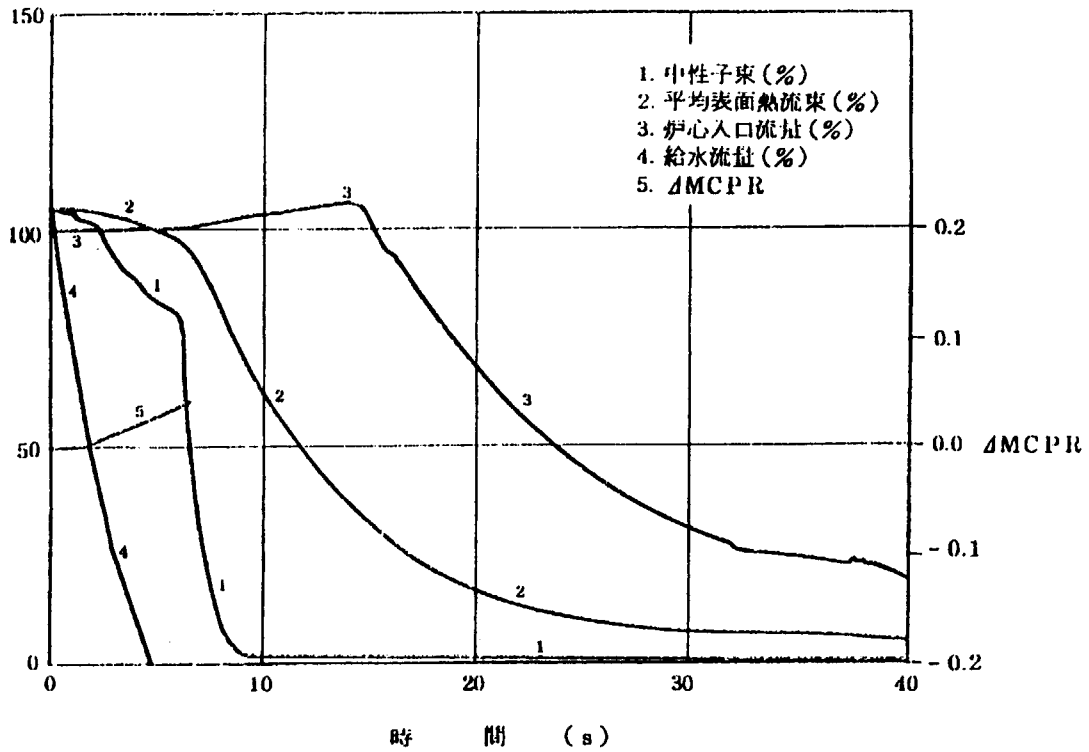


(a) 炉心入口流量



(b) 原子炉水位変化

図4-27 給水喪失
- 1次元モデルと3次元モデルによる解析結果の比較 -



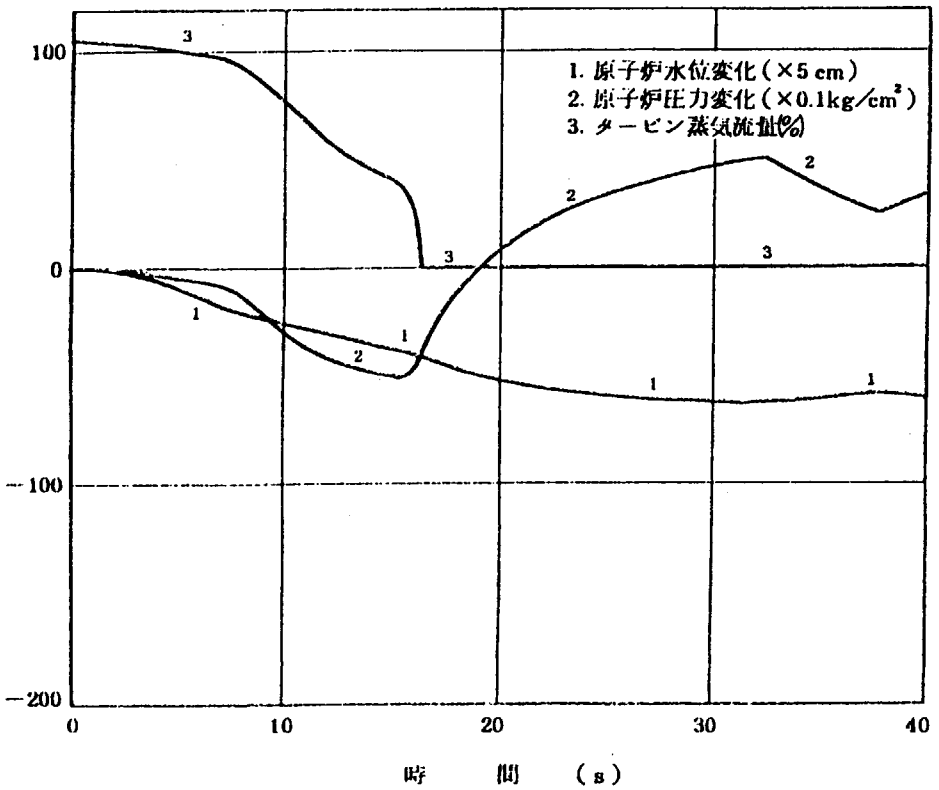
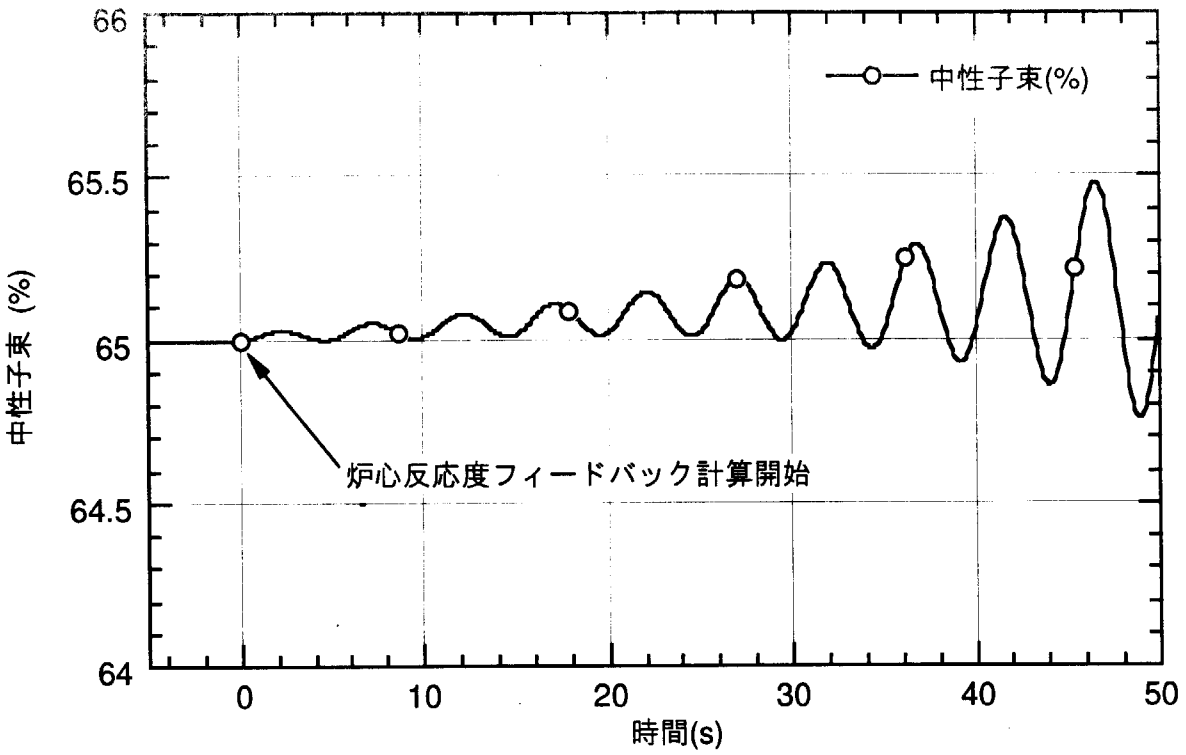
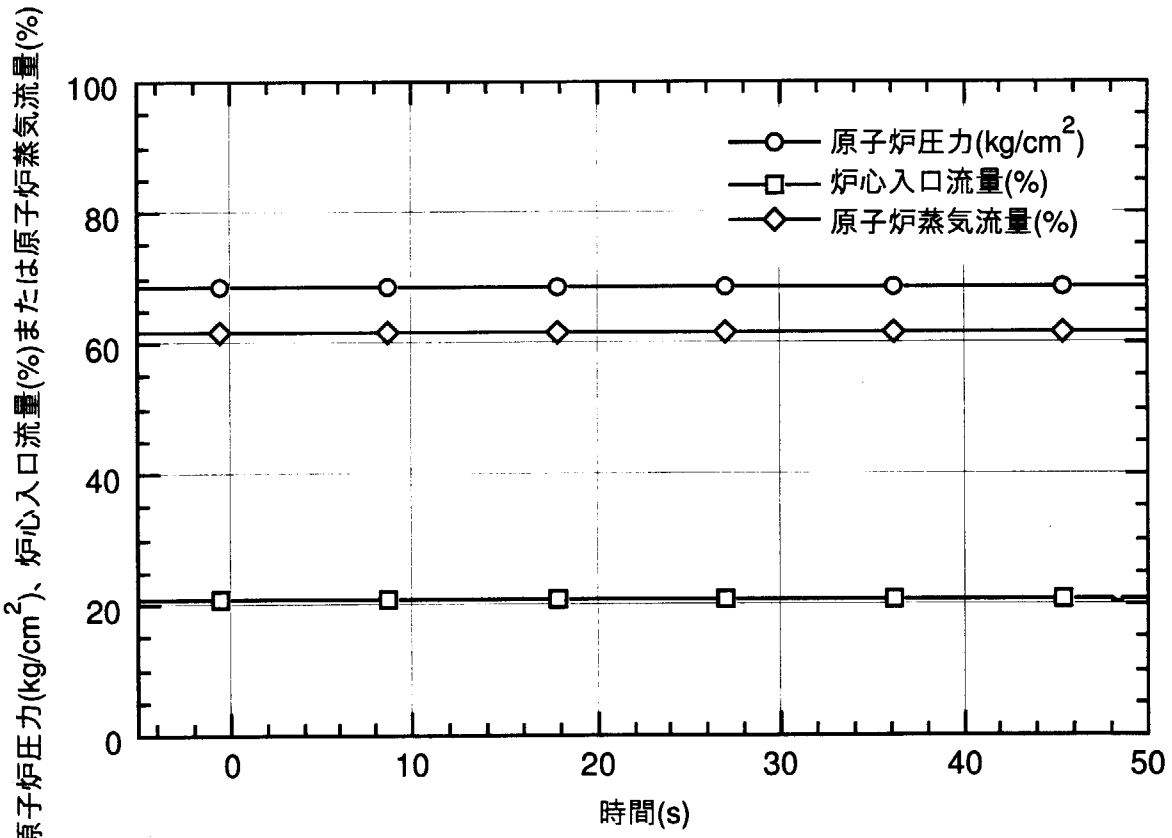


図4-28　全給水喪失

- 代表炉の設置許可申請書(2) に記載されている解析結果 -

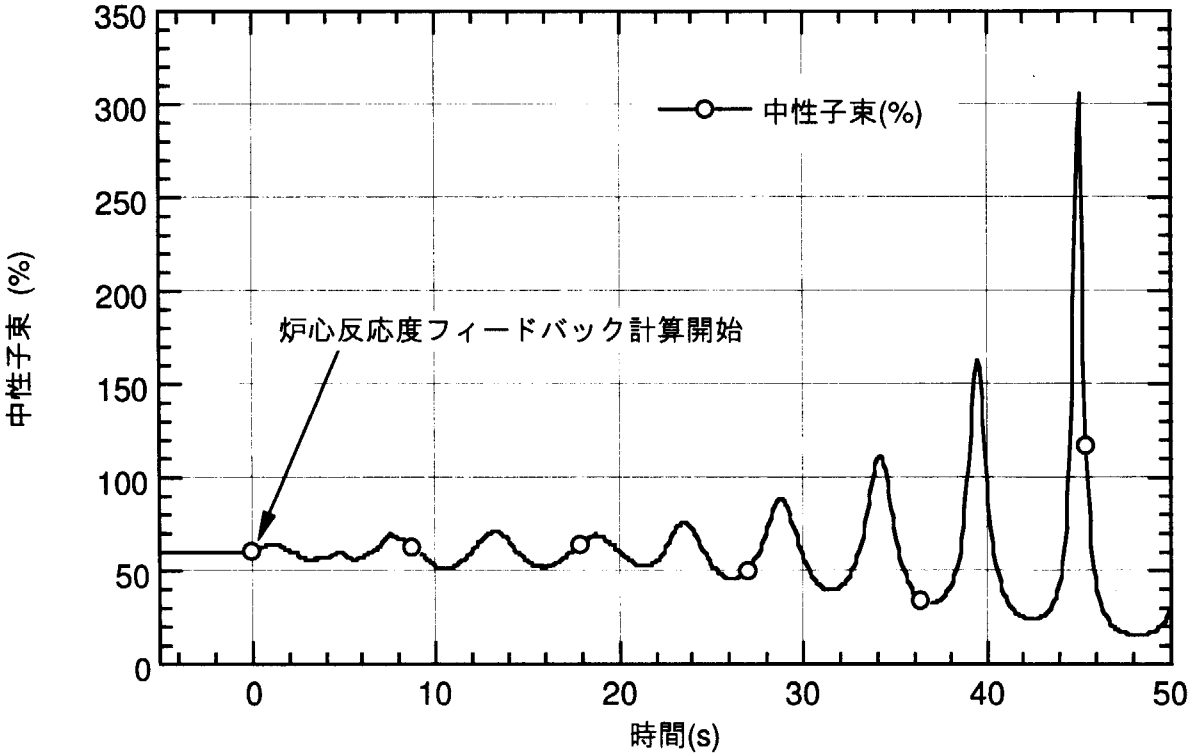


(a) 中性子束

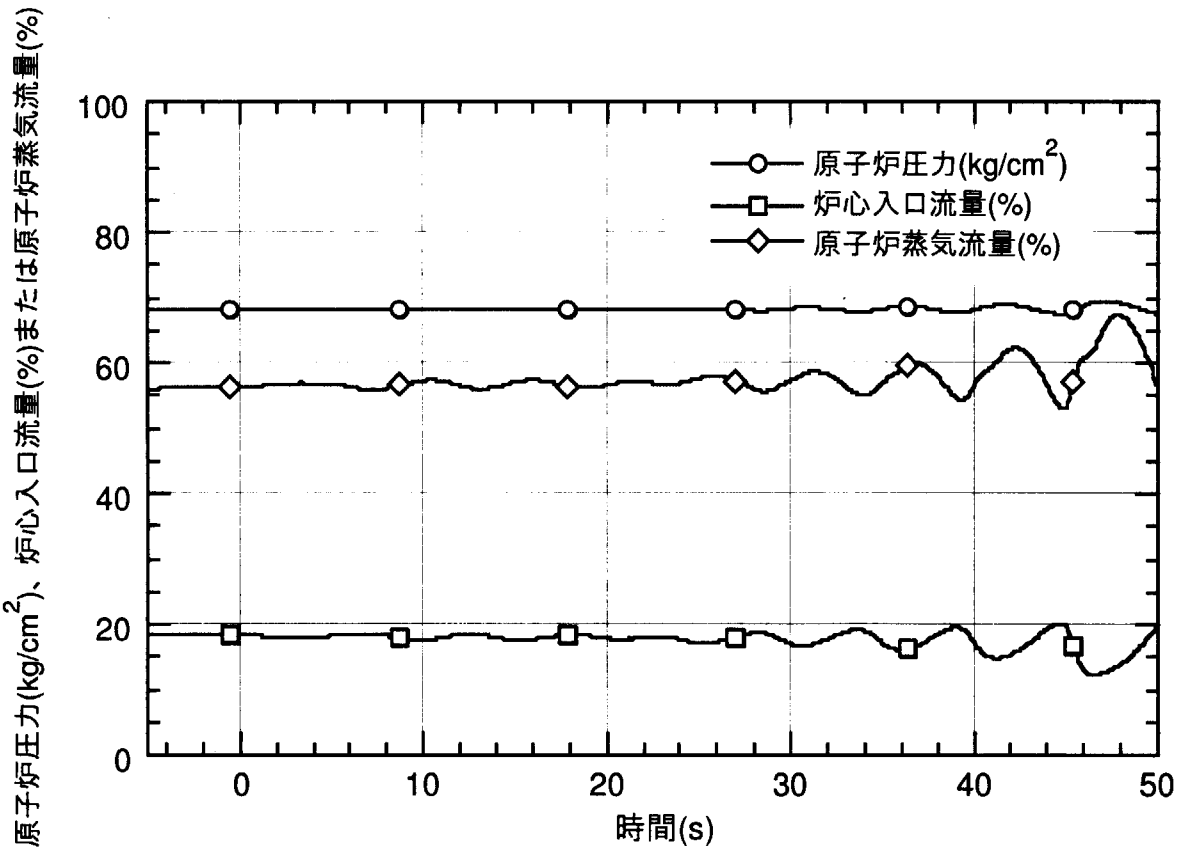


(b) 原子炉圧力、炉心入口流量及び原子炉蒸気流量

図4-29 核熱結合不安定の模擬（自然循環状態、出力65%）
- 1次元モデルによる解析結果 -



(a) 中性子束



(b) 原子炉圧力、炉心入口流量及び原子炉蒸気流量

図4-30 核熱結合不安定の模擬（自然循環状態、出力60%）
- 3次元モデルによる解析結果 -

5. おわりに

国内の代表的な110万kW級BWRの設置許可申請書等を参照して熱水力解析コードTRAC-BF1用の入力データを作成した。さらに、作成した入力データを用いて種々の過渡事象の解析を行い、解析結果を同書に記載されている解析結果と比較して同入力データの適用性の確認と問題点の抽出を行った。この結果、作成した入力データは、BWRにおける広範な過渡事象の解析に十分に適用できることを確認した。同時に、3次元VESSELコンポーネントを用いた入力モデルでは、原子炉水位低下時のジェットポンプの計算に問題が残っていること等の問題点も明かとなった。今後、種々の解析を通してこうした問題点を改善してゆく必要がある。

参考文献

(1) W. L. Weaver, et al., "TRAC-BF1 Manual: Extension to TRAC-BD1/MOD1," MUREG-CR-4391, EGG-2417, August 1986, and, Rex W. Shumway, et al., "TRAC-BD1/MOD1: An Advanced Best Estimate Computer Program for Boiling Water Reactor Transient Analysis Volume 4: Development Assessment," NUREG/CR-3633, August 1985

(2) 東京電力株式会社、福島第二原子力発電所１号炉設置許可申請書、昭和57年5月.

(3) 中部電力株式会社、浜岡原子力発電所4号炉設置許可申請書、昭和61年11月.

(4) "Final Safety Analysis Report," La-Salle County Station, Commonwealth Edison Company, September 1975.

(5) J. H. McFadden, et al., "RETRAN-01 - A Program for One Dimensional Transient Thermal Hydraulic Analysis of Complex Fluid Flow System, Revision of CCM-5, Volume 4: Applications," NP-2175, EPRI, December 1981.

(6) K. Hornyik, et al., "RETRAN Analysis of the Turbine Trip Tests at Peach Bottom Atomic Power Station Unit 2 at End of Cycle 2, Appendix B," NP-1076-SR, EPRI, April 1979.

(7) (財)原子力安全研究協会、"軽水炉発電所のあらまし"、昭和59年10月.

(8) R. T. Lahey, et al., "The Thermal-Hydraulics of a Boiling Water Nuclear Reactor - Second Edition," American Nuclear Society, 1993.

(9) D. R. Liles, et al., "TRAC-PF1/MOD1: An Best-Estimate Computer Program for Pressurized Water Reactor Thermal-Hydraulic Analysis," NUREG/CR-3858, LA-10157-MS, July 1986.

付録A 原子炉熱平衡線図

定格運転状態における代表炉の原子炉熱平衡線図（本文図3-1）及び代表炉の設置許可申請書（本文参考文献(2)）での諸量の記載値（本文表3-1）を基に代表炉各部位での冷却材の温度（エンタルピー）及び圧力を求めた。その際、炉心以外では断熱と仮定した。また、同書での諸量の記載値については、圧力、エンタルピーあるいはエンタルピー差、温度の順で優先して使用することとした。

本入力データの作成に際しては、単純化を図るために、原子炉冷却材浄化系による熱損失、再循環ポンプによる加熱及び制御棒シール水の効果の3項目を無視することとしたが、まず、これらを無視しない場合について各部位での諸量を求め、次いで、これらを無視した場合、すなわち、本入力データ作成に使用する原子炉熱平衡線図を作成した。本付録では、その作成過程を示す。

なお、使用する単位は特に断らないかぎり、圧力はkg/cm^2、エンタルピーはkcal/kg、温度は℃とし、クォリティーは蒸気重量率とした。

本付録で使用した諸量の数値を表A-1にまとめる。

（1）代表炉の原子炉熱平衡線図の分析

1) 原子炉ドームからタービン入口まで

原子炉出口のエンタルピーは原子炉熱平衡線図に662.0kcal/kgと記載されている。断熱を仮定しているので、この値は原子炉ドームからタービン入口まで適用できる。

一方、本文表3-1より、

原子炉ドーム圧力　71.7kg/cm^2
原子炉出口圧力　69.3kg/cm^2
タービン入口圧力　67.8kg/cm^2

である。したがって、このエンタルピー及び圧力から、原子炉ドーム、原子炉出口及びタービン入口の平衡状態が以下のとおり求まる。

	圧力	温度	エンタルピー	クォリティー
原子炉ドーム	71.7	286.1	662.00	0.99907
原子炉出　口	69.3	283.8	662.00	0.99716
タービン入口	67.8	282.3	662.00	0.99601

なお、同書には乾燥器出口の湿り度として、0.1wt%以下との記載があり、原子炉ドームのクォリティー計算値0.99907と一致している。また、タービン入口の温度、湿り度の記載値282℃、0.4wt%とも一致している。

2) 炉心入口から蒸気乾燥器まで

まず、炉心入口のエンタルピーを求める。本文表3-1より、炉心入口サブクールエンタルピーΔh_{sub}は圧力72.8kg/cm^2の場合、11.4kcal/kgである。圧力72.8kg/cm^2の飽和水のエンタルピーは304.42kcal/kg

であるので炉心入口のエンタルピーは293.02kcal/kgとなる。

一方、炉心出力は3,293MW、流量13,416.6kg/sであるので、炉心部でのエンタルピー増加Δh_Cは

$$\Delta h_C = 3293 \times 10^6 / 13416.6/4.1868 \times 10^3 = 58.6229\text{kcal/kg}$$

となる。従って、炉心出口のエンタルピーh_{Ce}は

$$h_{Ce} = 293.02 + 58.6229 = 351.6429\text{kcal/kg}$$

となる。

本文表3-1より、炉心出口平均蒸気重量率は13.2wt%であるので、エンタルピー351.6429kcal/kg、クォリティー13.2wt%より圧力を求めると以下となる。

	圧力	温度	エンタルピー	クォリティー
炉心出口	72.821	287.1	351.6429	0.132

以上のことから、炉心入口サブクールとの関連で同書に記載されている圧力値72.8kg/cm^{2}は、炉心出口の値であると理解できる。そこで、圧力を最も優先するという方針に基づき、炉心出口での圧力をこの値として再計算すると以下を得る。

	圧力	温度	エンタルピー	クォリティー
炉心出口	72.800	287.1	351.6429	0.13206

一方、炉心圧損は図A-1に示すように新型8×8燃料が100%装荷されている状態で約1.65kg/cm^{2}であるので、炉心圧損をこの値とすると炉心入口では以下となる。

	圧力	温度	エンタルピー	クォリティー
炉心入口	74.450	278.1	293.0200	0.00

次に、気水分離器出口(気水分離界面)での状態量を求める。気水分離器入口蒸気重量率13.5wt%（本文表3-1）を用い、等エントロピー過程を仮定して、圧力の変化によるクォリティーの変化を計算した。この結果を表A-2に示す。クォリティーが13.5wt%となるのは圧力が71.7～71.8kg/cm^{2}の間であることがわかる。この結果から気水分離器入口と原子炉ドームの圧力差が小さいことがわかった。このように圧力差が小さいため、同書には気水分離器入口と記載されているが、クォリティーが13.5wt%となるのは気水分離器出口であると解釈できる。

このように気水分離器出口と原子炉ドームとの圧力差は小さく、気水分離器から原子炉ドーム間での圧力変化によるクォリティー変化は無視し得ると考え、原子炉ドームのクォリティーから気水分離器出口のクォリティーx_eを計算した。

原子炉ドームのクォリティーが0.99907、流量が1780.kg/sであるので、蒸気流量は1778.335kg/sとなる。一方、気水分離器出口の全流量は13416.6kg/sであるので、

$$x_e = 1778.335/13416.6 = 0.132548$$

となる。一方、気水分離器におけるキャリーアンダーは0.25wt%以下と記載されているので、キャリーアンダーを0.25wt%とすると、気水分離器のクォリティーは、

$x_e = 0.132548 + 0.0025 = 0.135048$

となる。さらに、炉心出口エンタルピー351.6429kcal/kgとこのクォリティーから圧力を計算し、以下を得た。

	圧力	温度	エンタルピー	クォリティー
気水分離器出口	71.727	286.1	351.6429	0.13505
			hg（飽和蒸気エンタルピー）	= 662.3254
			hf（飽和水エンタルピー）	= 303.1349

一方、気水分離器から蒸気乾燥器及びダウンカマの2つの部分に気液が流れ込むので、この流量配分を定める必要がある。同書には蒸気乾燥器へのキャリーオーバーの記載がないため、TRAC-BF1のSEPDコンポーネントにおけるキャリーオーバーのデフォルト値5%(キャリーアンダーは0.3%)を用いて気水分離器における流量配分を以下のとおり定めた。

<u>気水分離器から蒸気乾燥器</u>

蒸気	13416.6×0.132548 = 1778.34kg/s
水	13416.6×0.05 = 670.83kg/s
総流量	1778.34 + 670.83 = 2449.17kg/s
クォリティー	1778.34/2449.17 = 0.72610
エンタルピー	(1-0.72610)×303.13494 + 0.72610×662.32544
	= 563.943kcal/kg

<u>気水分離器からダウンカマ</u>

蒸気	13416.6×0.0025 = 33.54kg/s
水	13416.6×(1-0.132548-0.05-0.0025) = 10933.89kg/s
総流量	33.54 + 10933.89 = 10967.43kg/s
クォリティー	33.54/10967.43 = 0.003058
エンタルピー	(1-0.003058)×303.13494 + 0.003058×662.32544
	= 304.233kcal/kg

次に、蒸気乾燥器出口における状態量を、蒸気乾燥器出口(乾燥界面)の圧力(原子炉ドームと等しく71.7kg/cm^2)と、気水分離器から供給される気液流量とエンタルピーから求めた。

	圧力	温度	エンタルピー	クォリティー
蒸気乾燥器出口	71.7	286.1	563.9439	0.72611
				hg=662.3334
				hf=303.1025

また、蒸気乾燥器から原子炉ドームに供給される蒸気の流量は以下で与えられる。

蒸気流量 = 2449.17 × 0.72611 = 1778.366kg/s

一方、原子炉ドームから見ると、以下の蒸気流量が供給される必要がある。

蒸気流量 = 1780 × 0.99907 = 1778.34kg/s

この両者の間には、以下の差異が生じている。

蒸気流量の差 = 1778.366 - 1778.34 = 0.026kg/s

この差は、気水分離器出口のクォリティーを定める際の仮定により生じたものと考えられるが、無視し得ると考え、蒸気乾燥器からは1778.34kg/sの蒸気が供給されるとし、この差はダウンカマへのドレン水に組み入れることとした。

なお、これにより、以下に示す熱量が不明となる。

不明熱量 = 0.026×(662.33344 - 303.1025) = 9.34kcal/s

また、原子炉ドームに供給される水の流量は以下となる。

水流量 = 1780.0 - 1778.34 = 1.66kg/s

なお、蒸気乾燥器からダウンカマへのドレン水流量は、気水分離器から蒸気乾燥器へ流れる水の流量と、原子炉ドームに供給される水の流量との差で表わすことができる。

ドレン水流量 = 2449.17 - 1780.0 = 669.17kg/s

3) ダウンカマ

ダウンカマについては、上部から下部に向かって状態量の計算を行った。ダウンカマー上部では、以下に示すように気水分離器からの分離水及びキャリーアンダー、蒸気乾燥器からのドレン水が供給される。

<u>気水分離器からダウンカマ</u>

蒸気	33.54kg/s
水	10933.89kg/s
総流量	10967.43kg/s
クォリティー	0.003058
エンタルピー	304.233kcal/kg

<u>蒸気乾燥器からダウンカマ</u>

水	669.17kg/s
クォリティー	0.0
エンタルピー	303.10250kcal/kg

これらの水がダウンカマ上部で完全に混合されると考える。混合後のエンタルピーh_{DCup}は、

$$h_{DCup} = (304.233 \times 10967.43 + 303.1025 \times 669.17)/(10967.43 + 669.17)$$
$$= 304.1688\text{kcal/kg}$$

となり、このエンタルピー及び圧力から、クォリティーは以下のとおり求まる。

	圧力	温度	エンタルピー	クォリティー
ダウンカマ上部	71.7	286.1	304.1688	0.00297

次に、ダウンカマ上部の水と給水との混合を考える。給水の流量、エンタルピーはそれぞれ、1774.5kg/s、220.8kcal/kgである。ここでは原子炉冷却材浄化系による熱損失を考慮する必要がある。これについては原子炉熱平衡線図に記載されており、入口エンタルピーは292.8kcal/kg、出口エンタルピーは230.5kcal/kg、流量は33.5kg/sであり、この系統により62.3kcal/kgの熱損失がある。

	流量	エンタルピー	流量×ｴﾝﾀﾙﾋﾟｰ
ダウンカマ上部水	11636.6	304.1688	3539481.3
給水	1774.5	220.8	391809.6
原子炉冷却材浄化系	(33.5)	Δ62.3	Δ2087.0
合計	13411.1		3929203.9

以上から、給水との混合部でのエンタルピーh_{Fm}を求めた。

$$h_{Fm} = 3929203.9/13411.1 = 292.9815\text{kcal/kg}$$

このエンタルピーの飽和水の温度は以下である。

	圧力	温度	エンタルピー	クォリティー
ダウンカマ混合部	-	278.0	292.9815	0.00

なお、この冷却水が原子炉冷却材浄化系により62.3kcal/kgだけ冷却される。原子炉冷却材浄化系出口のエンタルピーは230.6815kcal/kg(292.9815-62.3)となるため、原子炉冷却材浄化系入口・出口の状態は以下となる。

	圧力	温度	エンタルピー	クォリティー
原子炉冷却材浄化系入口	-	278.0	292.9815	0.00
原子炉冷却材浄化系出口	-	224.8	230.6815	0.00

また、この冷却水は再循環ポンプにより0.54kcal/kg加熱される(表A-1参照)ので、再循環ポンプ出口のエンタルピーは292.9815 + 0.54 = 293.5215 kcal/kgとなり、この状態は以下となる。

	圧力	温度	エンタルピー	クォリティー
再循環ポンプ出口	-	278.5	293.5215	0.00

ジェットポンプでは再循環ポンプからの水(4027.8kg/s)とダウンカマー混合部からの水(9383.3kg/s)が混合されるため(M比=2.3296＝2.33)、

	流量	エンタルピー	流量×ｴﾝﾀﾙﾋﾟｰ
再循環ポンプ出口水	4027.8	293.5215	1182245.9
ダウンカマー混合水	9383.3	292.9815	2749133.3
合計	13411.1		3931379.2

となり、ジェットポンプ出口でのエンタルピーh_{LP1}は以下のとおりとなる。

$$h_{LP1} = 3931379.2/13411.1 = 293.1437\text{kcal/kg}$$

このエンタルピーの飽和水の温度は以下となる。

	圧力	温度	エンタルピー	クォリティー
ｼﾞｪｯﾄﾎﾟﾝﾌﾟ出口	-	278.2	293.1437	0.00

ジェットポンプ出口水と制御棒シール水が混合して、下部プレナムに流入するが、制御棒シール水のエンタルピー及び流量は、各々34.2kcal/kg、5.5kg/s(表A-1参照) であるので、

	流量	エンタルピー	流量×ｴﾝﾀﾙﾋﾟｰ
ｼﾞｪｯﾄﾎﾟﾝﾌﾟ出口	13411.1	293.1437	3931379.5
制御棒シール水	5.5	34.2	188.1
合計	13416.6		3931567.6

となる。以上から、下部プレナムでのエンタルピーh_{LP2}は

$$h_{LP2} = 3931567.6/13416.6 = 293.0375 \text{ kcal/kg}$$

となる。このエンタルピーの飽和水の温度は以下となる。

	圧力	温度	エンタルピー	クォリティー
下部プレナム	-	278.1	293.0375	0.00

以上の計算結果は、以下に示すとおり、設置許可申請書での記載値と良く一致しており、本計算は妥当なものと考えられる。

	設置許可申請書記載値	計算結果
再循環ポンプ		
出口温度	278.6	278.5
出口エンタルピー	293.4	293.52
原子炉冷却材浄化系		
入口温度	278.0	278.0
入口エンタルピー	292.8	292.98
出口温度	224.4	224.8
出口エンタルピー	230.5	230.68

4) まとめ及び熱損失の算出

上記の結果を図A-3にまとめる。熱損失は計算の出発点及び終点の差から算出でき、また、熱収支からも算出できる。

まず、出発点及び終点の差から熱損失を評価する。炉心入口、下部プレナムのエンタルピー差から熱損失を計算すると、熱損失は235.46kcal/sとなる。

	流量	エンタルピー	流量×ｴﾝﾀﾙﾋﾟｰ
炉心入口	13416.6	293.02000	3931332.13
下部プレナム	13416.6	293.03755	3931567.59
差			Δ235.46

蒸気乾燥器部で9.34kcal/kgの不明があるので、これも考慮に含めると熱損失は以下となる。

熱損失 = 235.46 + 9.34 = 244.8kcal/s

一方、熱収支から熱損失を求めると、以下に示すとおり、熱損失は245.2kcal/sとなる。

	流量	エンタルピー	流量×ｴﾝﾀﾙﾋﾟｰ
主蒸気	Δ1780.0	662.0	Δ1178360.0
給水	1774.5	220.8	391809.6
原子炉冷却材浄化系による熱損失	33.5	Δ 62.3	Δ2087.05
再循環ポンプによる加熱	4027.8	0.54	2175.01
制御棒シール水	5.5	34.2	188.10
原子炉熱出力			786519.54
			245.2

この両者の差は0.4kcal/sと小さく、本分析は妥当な精度で行われたことを示している。また、245kcal/sは約1MWに相当し、代表炉の設置許可申請書の熱損失の記載ともほぼ一致する。

（2）入力データ作成で使用する原子炉熱平衡線図の作成

単純化を図るため、原子炉冷却材浄化系による熱損失、再循環ポンプによる加熱及び制御棒シール水を無視する。これにより、ダウンカマの混合部等が影響を受けるが、炉心入口のエンタルピー及び流量を293.02kcal/kg、13416.6kg/sに保つように給水のエンタルピー及び流量を調整することとした。

ダウンカマ混合部と炉心入口の流量、エンタルピーは以下のとおりである。また、給水の流量は制御棒シール水を無視したことにより1780.0kg/sとなる。

	流量	エンタルピー	流量×ｴﾝﾀﾙﾋﾟｰ
炉心入口	13416.6	293.020	3931332.13
ダウンカマー混合部	11636.6	304.168	Δ3539481.35
差	1780.0		391850.78

給水のエンタルピー　= 391850.78/1780.0　= 220.1409kcal/kg

上記給水のエンタルピーの水の温度は以下となる。

	圧力	温度	エンタルピー	クォリティー
給水	-	215.23	220.1409	0.00

本文図3-2は上記結果をまとめたものである。

なお、制御棒シール水の注入(5.5kg/s)を無視することによって、再循環ポンプによる冷却材供給量が制御棒シール水の注入量の分だけ変化し、ジェットポンプの流量比(M比)が以下のようにわずかに変化する。

本来の流量比	2.3296	(=13,411.1/4,027.8-1)
入力データ作成に使用する流量比	2.3310	(=13,416.6/4,027.8-1)

表A-1 熱平衡線図作成に使用した代表炉の設置許可申請書（本文参考文献(2)）の記載値

系統	数値の種類	数値	出典
主蒸気系			
原子炉出口蒸気	エンタルピー	662.0kcal/kg	添付書類二 原子炉熱平衡線図
	圧力	69.3kg/cm^2	"
	流量	6,408×10^{3}kg/h	"
タービン入口蒸気	圧力	66.8kg/cm^2.g	添付書類八-7.2 タービン設備
	温度	282℃	"
	湿り度	0.4wt%	"
圧力容器			
ドーム部圧力	圧力	71.7kg/cm^2	添付書類二 原子炉熱平衡線図
給水系			
給水	流量	6,388×10^{3}kg/h	"
	温度	215.5℃	"
	エンタルピー	220.8kcal/kg	"
炉心			
熱出力	-	3,293MWt	添付書類二 原子炉熱平衡線図
炉心圧損	圧力	約1.65kg/cm^2	添付書類八-追補1(第2図)
炉心流量	流量	48.3×10^3 t/h	添付書類八-14.3.1 熱水力設計.概要
炉心入口サブクール	エンタルピー	Δ11.4kcal/kg (圧力を72.8kg/cm^{2}とした場合)	"
炉心出口平均蒸気重量率	-	13.2wt%	"
気水分離器			
平均入口蒸気重量率	-	13.5wt%	添付書類八-3.6 気水分離器及び乾燥器
乾燥器入口における湿分	-	10wt%以下	
キャリーアンダ	-	0.25wt%以下	"
乾燥器			
湿り度(乾燥器出口)	-	0.1%以下	"
キャリーアンダ	-	0.25wt%以下	"
再循環系			
再循環流量	流量	14,500×10^{3}kg/h	添付書類二 原子炉熱平衡線図
ポンプによる加熱	エンタルピー	0.54kcal/kg	"
ポンプ出口	温度	278.6℃	"
	エンタルピー	293.4kcal/kg	"
原子炉冷却材浄化系			
系統流量	流量	120.7×10^{3}kg/h	"
入口	温度	278.0℃	"
	エンタルピー	292.8kcal/kg	"
出口	温度	224.4℃	"
	エンタルピー	230.5kcal/kg	"
制御棒シール水			
流量	-	19.6×10^{3}kg/h	"
温度	-	34.2℃	"
エンタルピー	-	34.2kcal/kg	"

表A-2 圧力によるクォリティー変化

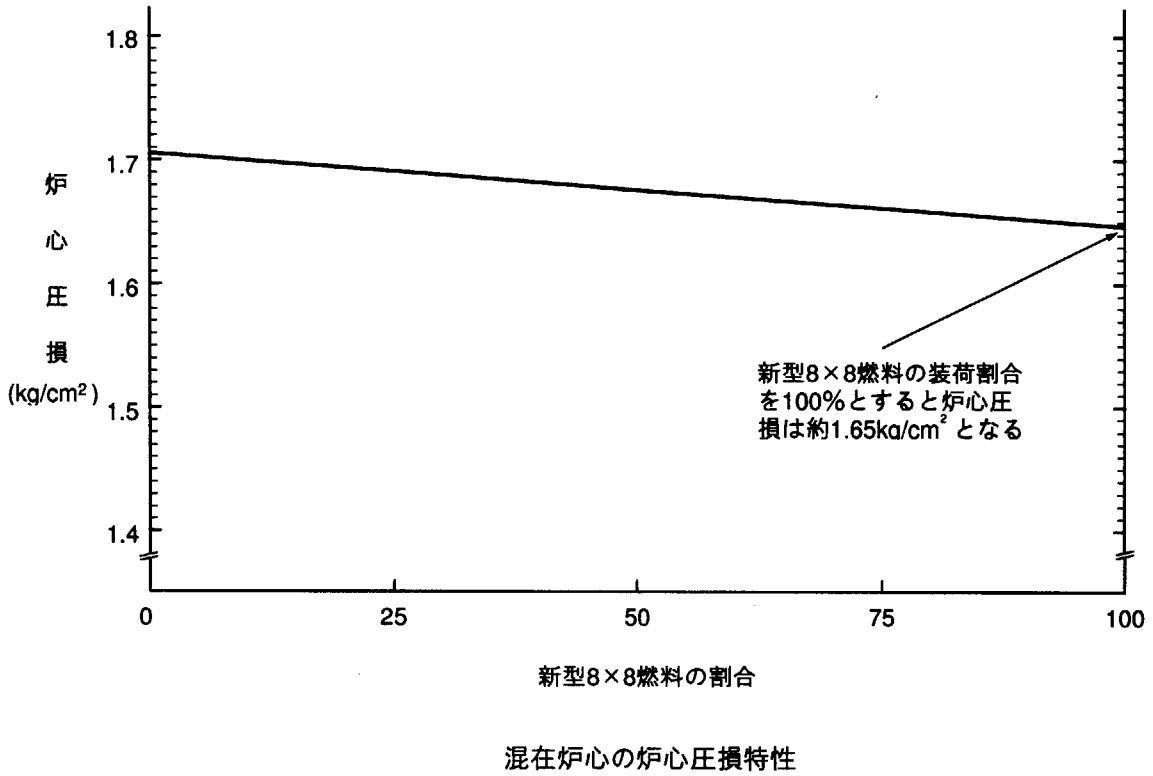
P.SAT (KG/M2.A) //(MPA)	T.SAT (C-DEG) //(K-DEG)	STEAM QUALITY// VOID FRAC	ENTHALPY (KCAL/KG) // (KJ/KG) MIXTURE	LIQUID	STEAM	DENSITY(KG/M3) MIXTURE	LUQUID	STEAM
** 72.80000	287.12572	0.13206	*351.64290	304.42085	662.00431	212.18660	737.52852	37.34685
7.139241	560.27572	0.75029	1472.2585	1274.5492	2771.6797			
** 72.70000	287.03231	0.13234	*351.64290	304.30145	662.03446	211.63544	737.70326	37.28928
7.129435	560.18231	0.75108	1472.2585	1274.0493	2771.8059			
** 72.60000	286.93880	0.13262	*351.64290	304.18196	662.06456	211.08547	737.87808	37.23174
7.119628	560.08880	0.75187	1472.2585	1273.5490	2771.9319			
** 72.50000	286.84519	0.13289	*351.64290	304.06237	662.09462	210.53668	738.05296	37.17422
7.109821	559.99519	0.75265	1472.2585	1273.0483	2772.0577			
** 72.40000	286.75148	0.13317	*351.64290	303.94270	662.12463	209.98906	738.22790	37.11673
7.100015	559.90148	0.75343	1472.2585	1272.5473	2772.1834			
** 72.30000	286.65768	0.13345	*351.64290	303.82295	662.15459	209.44260	738.40291	37.05926
7.090208	559.80768	0.75421	1472.2585	1272.0459	2772.3089			
** 72.20000	286.56377	0.13373	*351.64290	303.70310	662.18452	208.89732	738.57798	37.00183
7.080401	559.71377	0.75499	1472.2585	1271.5441	2772.4341			
** 72.10000	286.46977	0.13401	*351.64290	303.58316	662.21439	208.35320	738.75312	36.94441
7.070595	559.61977	0.75576	1472.2585	1271.0420	2772.5592			
** 72.00000	286.37566	0.13429	*351.64290	303.46313	662.24422	207.81023	738.92833	36.88703
7.060788	559.52566	0.75653	1472.2585	1270.5394	2772.6841			
** 71.90000	286.28146	0.13457	*351.64290	303.34301	662.27401	207.26843	739.10361	36.82967
7.050981	559.43146	0.75730	1472.2585	1270.0365	2772.8088			
** 71.80000	286.18715	0.13484	*351.64290	303.22280	662.30375	206.72778	739.27895	36.77234
7.041175	559.33715	0.75807	1472.2585	1269.5332	2772.9333			
** 71.70000	286.09275	0.13512	*351.64290	303.10250	662.33344	206.18828	739.45436	36.71503
7.031368	559.24275	0.75884	1472.2585	1269.0296	2773.0576			

** : SPECIFIED INPUT , *: SUB-SPECIFIED INPUT , // : LOWER COLUMN

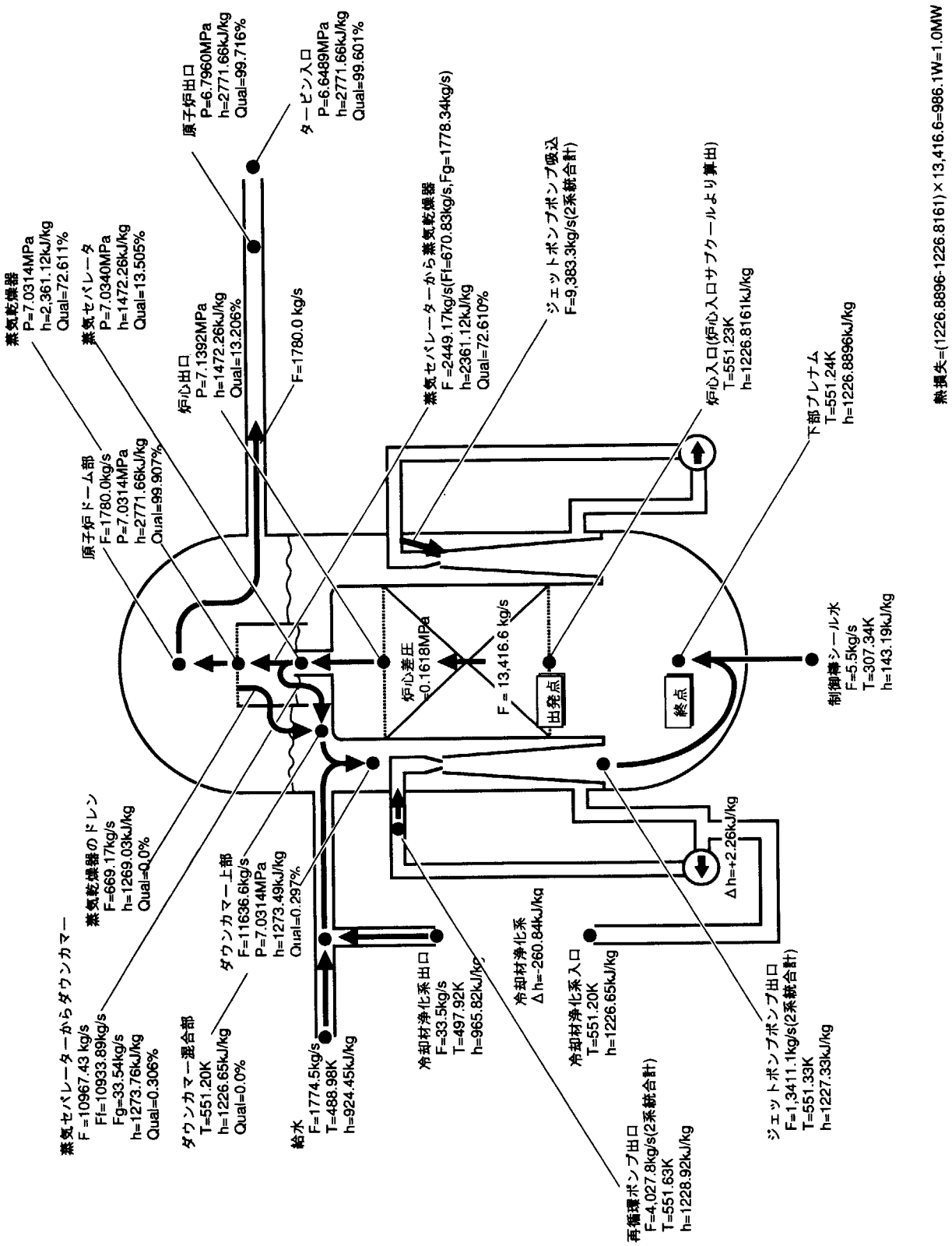
表A-3 原子炉熱平衡線図分析結果のまとめ

P.SAT (KG/M2.A) //(MPA)	T.SAT (C-DEG) //(K-DEG)	STEAM QUALITY// VOID FRAC	ENTHALPY (KCAL/KG) MIXTURE	LIQUID	// (KJ/KG) STEAM	DENSITY(KG/M3) MIXTURE	LIQUID	STEAM	COMMENT OR NOTE
** 72.80000	287.12572	0.00000	304.42085	304.42085	662.00431	737.52852	737.52852	37.34685	* STATUS OF 72.8 KG/CM2.A
7.139241	560.27572	0.00000	1274.5492	1274.5492	2771.6797				
63.59170	278.07986 **	0.00000	**293.02000	293.02000	664.58283	753.92634	753.92634	32.15281	* CORE INLET- 11.4KCAL SUBCOOLED
6.236215	551.22986	0.00000	1226.8161	1226.8161	2782.4754				
72.82111	287.14543 **	0.13200	**351.64290	304.44605	661.99794	212.30312	737.49163	37.35901	* CORE OUTLET
7.141312	560.29543	0.75013	1472.2585	1274.6547	2771.6530				
** 72.80000	287.12572	0.13206	*351.64290	304.42085	662.00431	212.18660	737.52852	37.34685	* CORE OUTLET - RE-CAL
7.139241	560.27572	0.75029	1472.2585	1274.5492	2771.6797				
71.72696	286.11821 **	0.13505	**351.64290	303.13494	662.32544	206.33361	739.40706	36.73048	* SEPARATOR
7.034012	559.26821	0.75863	1472.2585	1269.1654	2773.0241				
** 71.72696	286.11821 *	0.72610	563.94388	303.13494	662.32544	49.65537	739.40706	36.73048	* SEPARATOR - TO DRYER
7.034012	559.26821	0.98161	2361.1202	1269.1654	2773.0241				
** 71.72696	286.11821 *	0.00306	304.23345	303.13494	662.32544	698.53761	739.40706	36.73048	* SEPARATOR - TO DOWN-COMMER
7.034012	559.26821	0.05816	1273.7646	1269.1654	2773.0241				
** 71.70000	286.09275	0.72611	*563.94388	303.10250	662.33344	49.63438	739.45436	36.71503	* DRYER
7.031368	559.24275	0.98162	2361.1202	1269.0296	2773.0576				
** 71.70000	286.09275	0.99907	*662.00000	303.10250	662.33344	36.74744	739.45436	36.71503	* RX DOME
7.031368	559.24275	0.99995	2771.6616	1269.0296	2773.0576				
** 69.30000	283.79631	0.99716	*662.00000	300.18734	663.03225	35.44350	743.68500	35.34746	* RX OUTLET
6.796008	556.94631	0.99986	2771.6616	1256.8244	2775.9834				
** 67.80000	282.33004	0.99601	*662.00000	298.33705	663.45522	34.63184	746.35054	34.50020	* TURBIN INLET
6.648909	555.48004	0.99982	2771.6616	1249.0776	2777.7543				
** 71.70000	286.09275	0.00297	*304.16800	303.10250	662.33344	699.72970	739.45436	36.71503	* D/C UPPER PORTION
7.031368	559.24275	0.05653	1273.4906	1269.0296	2773.0576				
21.82609	215.83077 **	0.00000	**220.80000	220.80000	668.42511	845.62164	845.62164	10.73753	* FEED WATER
2.140408	488.98077	0.00000	924.4454	924.4454	2798.5622				
63.56178	278.04889 **	0.00000	**292.98150	292.98150	664.59053	753.98075	753.98075	32.13628	* D/C MIXTURE PORTION
6.233281	551.19889	0.00000	1226.6549	1226.6549	2782.5076				
63.56178	278.04889 **	0.00000	**292.98150	292.98150	664.59053	753.98075	753.98075	32.13628	* CLEAN-UP INLET
6.233281	551.19889	0.00000	1226.6549	1226.6549	2782.5076				
25.89248	224.77133 **	0.00000	**230.68150	230.68150	669.03519	834.22003	834.22003	12.70924	* CLEAN-UP OUTLET 62.3KCAL COOLED
2.539185	497.92133	0.00000	965.8173	965.8173	2801.1165				
63.98210	278.48302 **	0.00000	**293.52150	293.52150	664.48200	753.21707	753.21707	32.36878	* PLR PUMP OUTLET
6.274500	551.63302	0.00000	1228.9158	1228.9158	2782.0532				
63.68786	278.17935 **	0.00000	**293.14370	293.14370	664.55807	753.75149	753.75149	32.20598	* JET PUMP OUTLET 0.54KCAL HEATED
6.245646	551.32935	0.00000	1227.3340	1227.3340	2782.3717				
0.05482	34.19383 **	0.00000	** 34.20000	34.20000	612.38388	994.35828	994.35828	0.03798	* CRD SEAL WATER
0.005376	307.34383	0.00000	143.1886	143.1886	2563.9288				
63.60533	278.09398 **	0.00000	**293.03755	293.03755	664.57932	753.90154	753.90154	32.16035	* LOWER PLENUM
6.237553	551.24398	0.00000	1226.8896	1226.8896	2782.4607				
21.57195	215.23045 **	0.00000	**220.14088	220.14088	668.37288	846.37006	846.37006	10.61478	* RE-CAL FOR FEED WATER IN THE MODEL
2.115486	488.38045	0.00000	921.6858	921.6858	2798.3436				

** : SPECIFIED INPUT , *: SUB-SPECIFIED INPUT , // : LOWER COLUMN



図A-1 代表炉の炉心圧損特性
（本文参考文献(2)を参照）



図A-2　代表炉の原子炉熱平衡線図の分析結果

付録B　主要機器・系統の幾何形状データ

代表炉の設置許可申請書（本文参考文献(2)）及び中部電力浜岡原子力発電所４号炉の設置許可申請書（本文参考文献(3)）を参照し、機器・系統単体モデルの幾何形状データを作成した過程を示す。

（１）圧力容器

代表炉の設置許可申請書には、圧力容器の内のり高さ(約22.0m)と胴内径(約6.4m)は記載されているが、圧力容器内の各機器の高さ等に関するデータは記載されていないため、同書の記載図より推定することとした。ただし、同書に記載されている圧力容器内部構造図は概略的なため、内のり高さ及び胴内径が同一の浜岡4号炉の圧力容器内部構造図から推定した。

各機器の高さ等の推定は、同図が実機の正しい縮尺図になっていると仮定し、同図上の距離を計測することにより行った。計測は、実機の5cmきざみで行った。主要な測定結果は以下のとおりであった。

ダウンカマー下端	高さ	3.00m
炉心支持板	高さ	5.15m
炉心下端(炉心有効部)	高さ	5.30m
ジェットポンプ吸込口高さ	高さ	7.95m
炉心上端(炉心有効部)	高さ	9.00m
シュラウドヘッド上端	高さ	11.10m
気水分離器スカート下端	高さ	12.90m
ドライヤースカート下端	高さ	13.40m
気水分離器上端	高さ	15.25m
ドライヤー上端	高さ	18.20m
炉心部半径	半径	2.6m
ドライヤースカート半径	半径	3.0m
再循環入口ノズル	高さ	4.45m
	直径	0.55m
給水ノズル	高さ	12.40m
	直径	0.3m
主蒸気ノズル	高さ	16.40m
	直径	0.55m
気水分離器	直径	0.35m
スタンドパイプ	直径	0.15m
制御棒案内管	直径	0.30m
CRDハウジング	直径	0.15m

これらの結果は、本文図3-4に示した。また、同図には水位設定値も示した。浜岡４号炉の設置許可申請書の水位に関する記載を図B-1に示す。水位の基準である気水分離器スカート下端を図B-2に示すように考え、スカート下端を圧力容器底部より12.9mとして水位を設定した。

	代表炉	浜岡4号炉
L8	+175	+175
通常水位	+126	+126
L3	+66	+66
L2	△63	△63
L1	—	△345

記載の水位は気水分離器スカート下端からの高さ(cm)

（2）ジェットポンプ

ジェットポンプの高さ等の幾何形状データについては、代表炉の設置許可申請書には記載がないため、同書に記載されているジェットポンプ外形図より推定した。

まず、上記（1）の結果から推定できるジェットポンプ高さについて以下にまとめる。

圧力容器内部構造図からの推定結果

ジェットポンプ頂部	8.50m	(高さの基準は圧力容器底部)
ジェットポンプ吸入口	7.95m	
再循環出口ノズル	4.55m	
ジェットポンプ底部	3.00m	

上記より、以下が計算できる。

ジェットポンプ全高	5.5m
ジェットポンプ頂部とジェットポンプ吸入口の高低差	0.55m
再循環出口ノズルとジェットポンプ底部の高低差	1.55m

これ以外のデータについては、再循環出口ノズルとジェットポンプ底部の高低差1.55mを基準に図面から推定した。この結果を図B-3に示す。また、配管の内径等については、ライザ管外径320mmの記述を基に、肉厚等を考慮に入れて同図に示すように推定した。

（3）再循環系配管

再循環系配管の高低差及び口径については、代表炉の設置許可申請書の再循環系概要図面上の距離を計測することにより推定した。計測に当たっては、圧力容器全高22(m)を基準とした。この結果は、既に本文図3-5に示した。

なお、この結果によると、ジェットポンプ頂点と再循環系入口ノズルの高低差が4.7mとなったが、圧力容器内部構造物の測定結果では、この高低差は4.05mであり不整合を生じた。これを解消するため再循環系ヘッダーから再循環系出口ノズルの高低差を4.4mから3.8mと変更し、再循環出口ノズルからジェットポンプ頂部までを4.0mから3.95mと変更することとした。

また、配管の内径等については、同書の記載値、すなわち、再循環系配管の外径610mm及びライザ管の外径320mmをもとに、肉厚等を考慮して本文図3-5に示したように推定した。

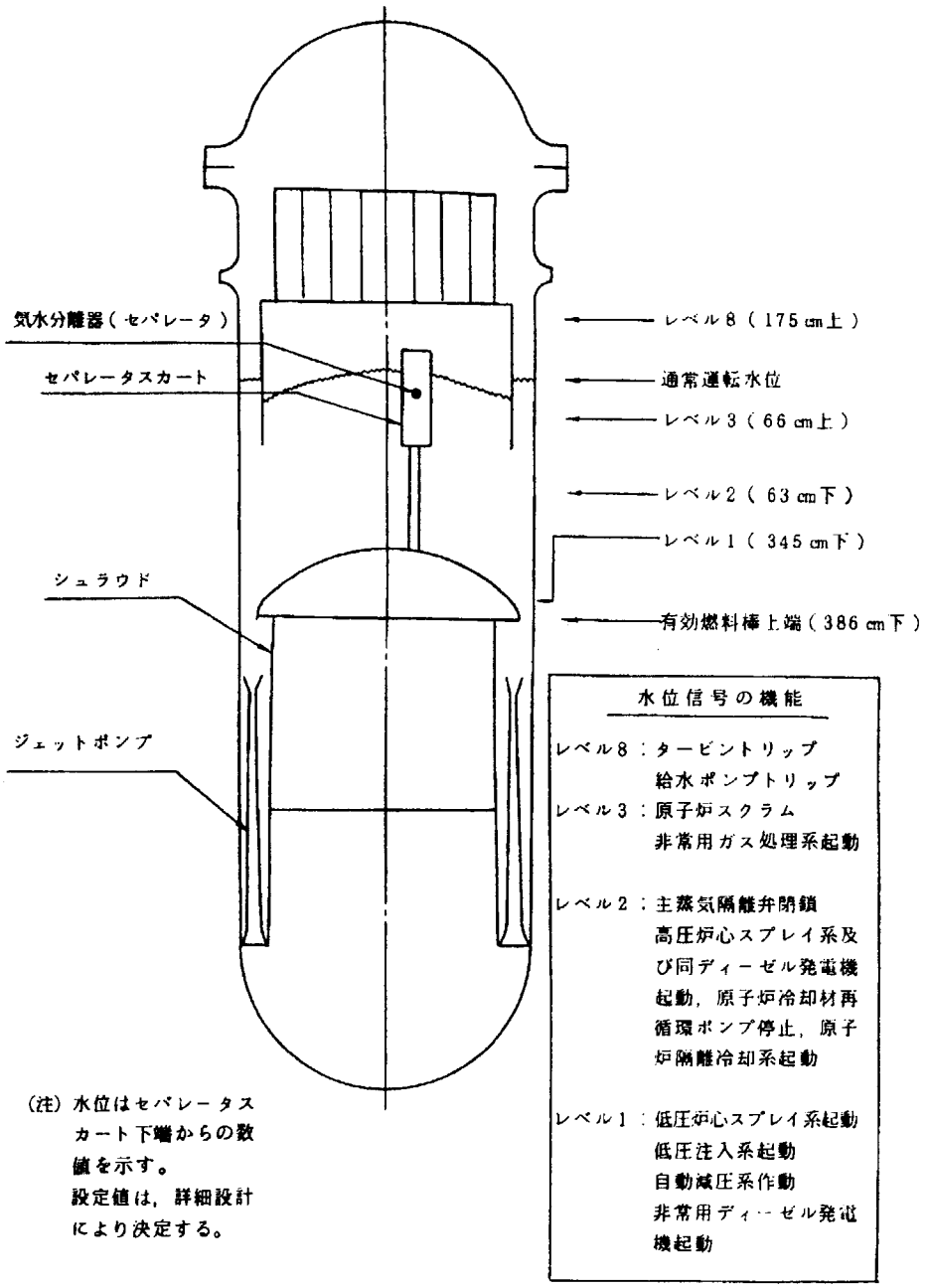
（4）主蒸気系配管

主蒸気系配管の流路長については、代表炉の設置許可申請書に記載されている建屋断面図を参照して推定した。図面上での測定に当たっては長さの基準を原子炉建屋高さとし、0.5mきざみで測定した。測定結果については、本文図3-6-1及び3-6-2に示した。図B-4では、それを簡潔に示す。

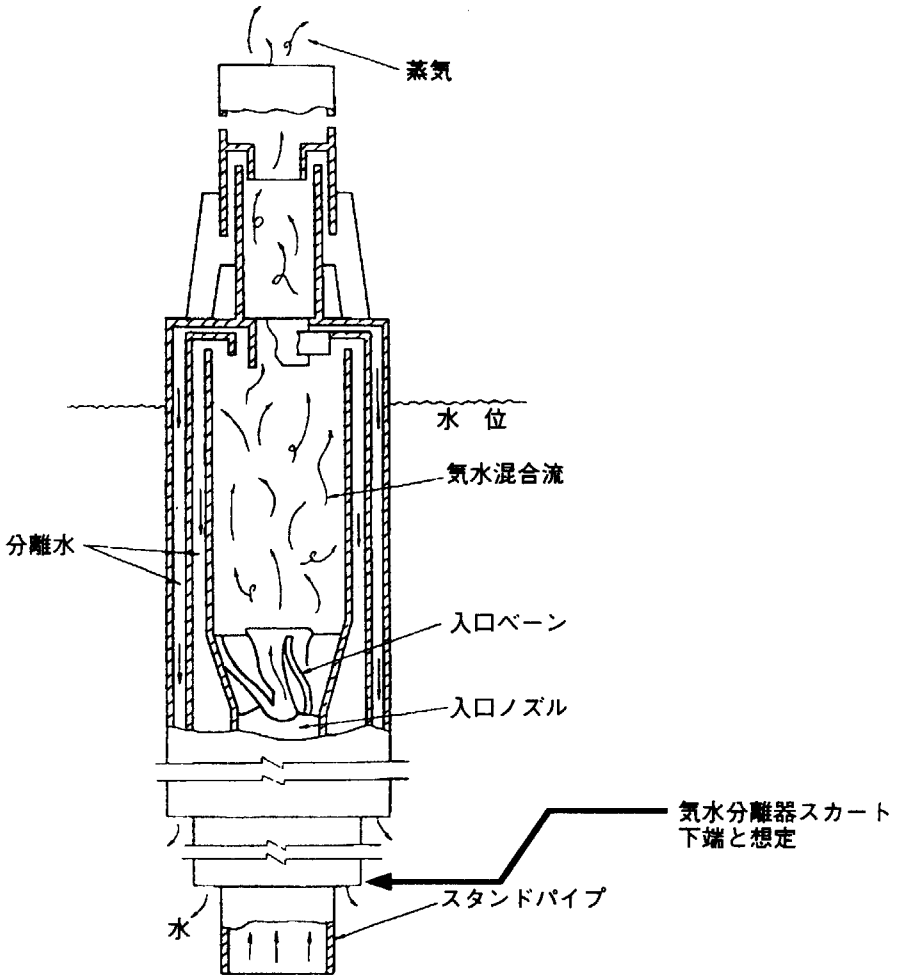
（5）燃料集合体

燃料集合体の断面寸法については、代表炉の設置許可申請書に記載されている値を用いた。そのまとめを図B-5に示す。ただし、制御棒案内管の形状(図B-6)については、本文の文献(4)に基づいた。

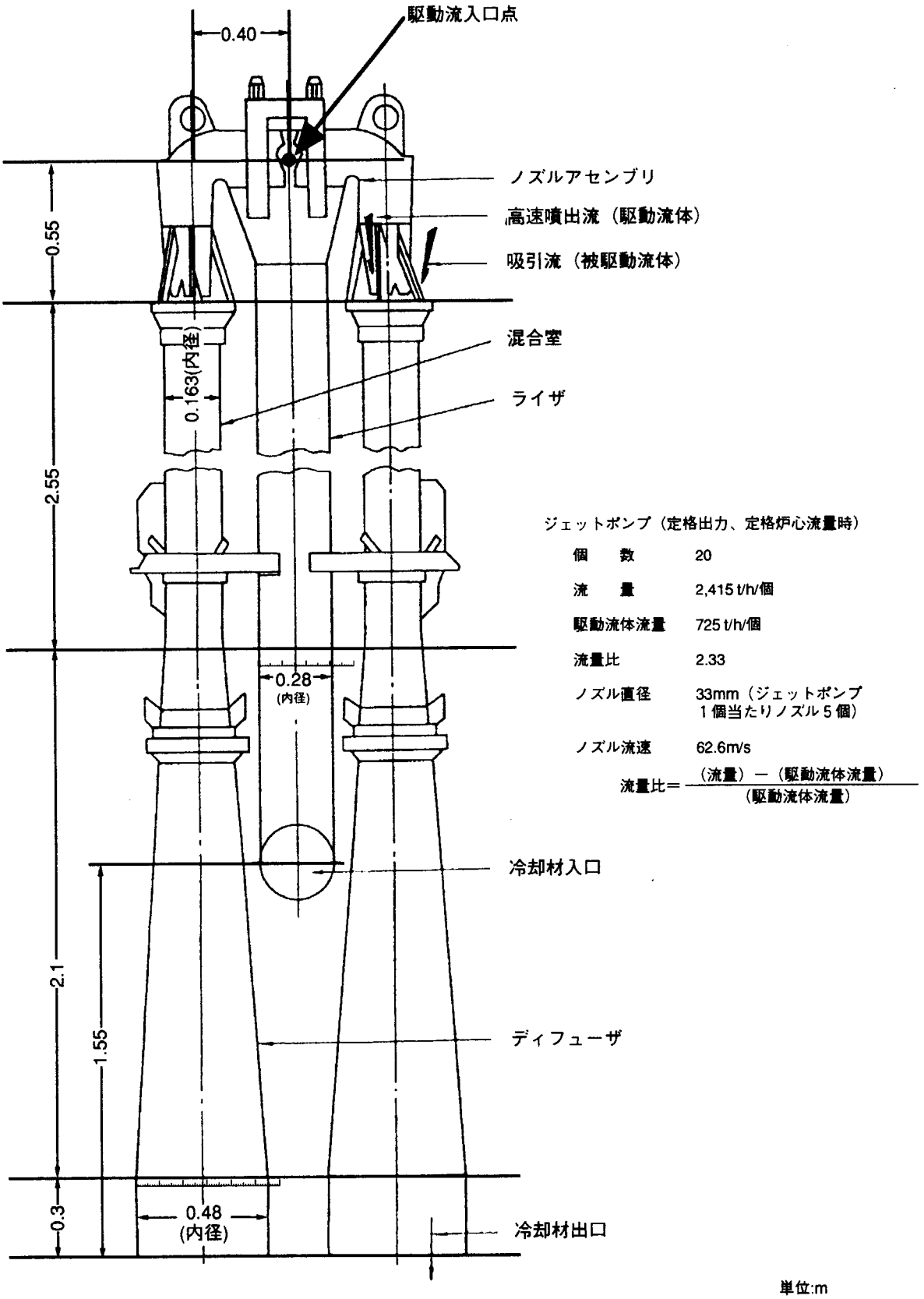
炉心下部を含む燃料集合体の高さについては、同書には、全長4.47m、燃料有効長371cm以外の記述はないため、図B-7及びB-8に示す燃料集合体構造図及び炉心支持金具図から推定した。長さの基準としては、チャンネルボックス内側面の一辺を13.41cmとした。



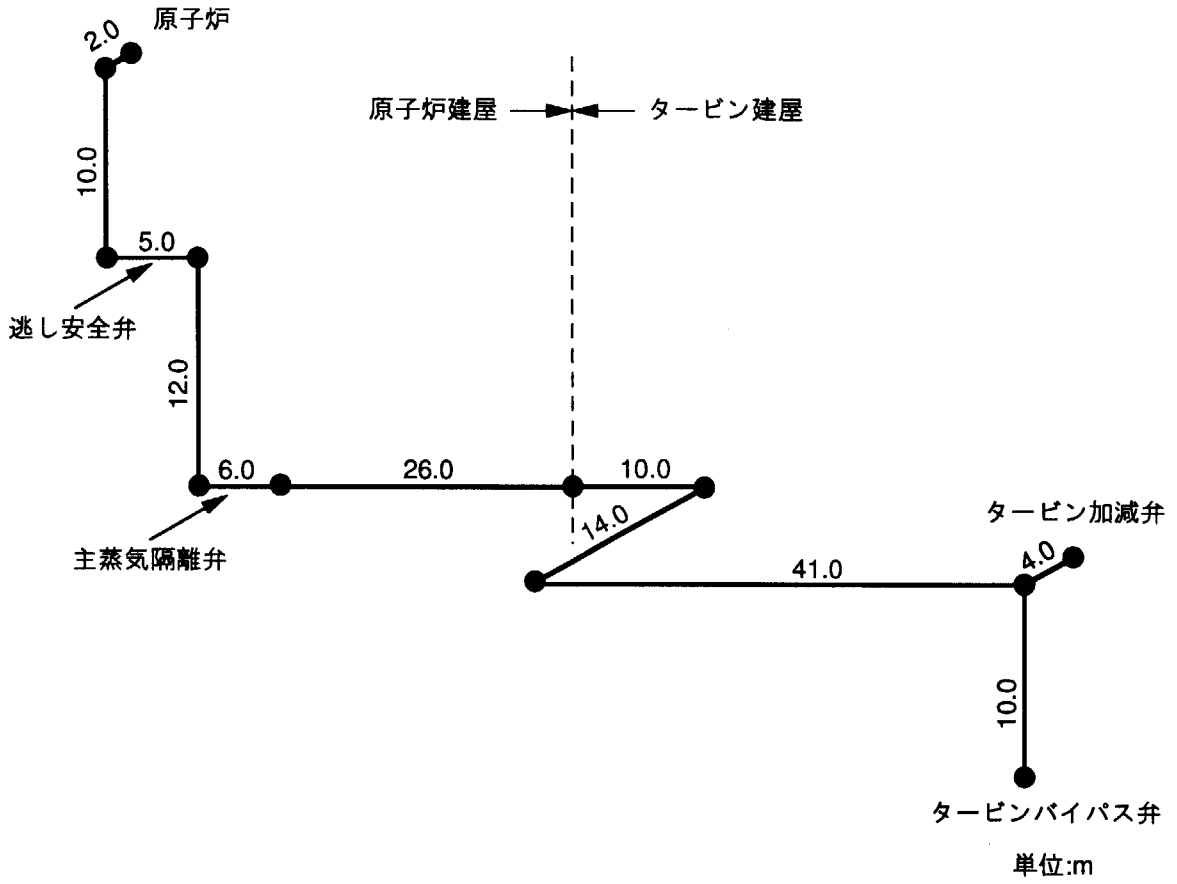
図B-1　浜岡4号機水位設定（本文参考文献(3)より転載）



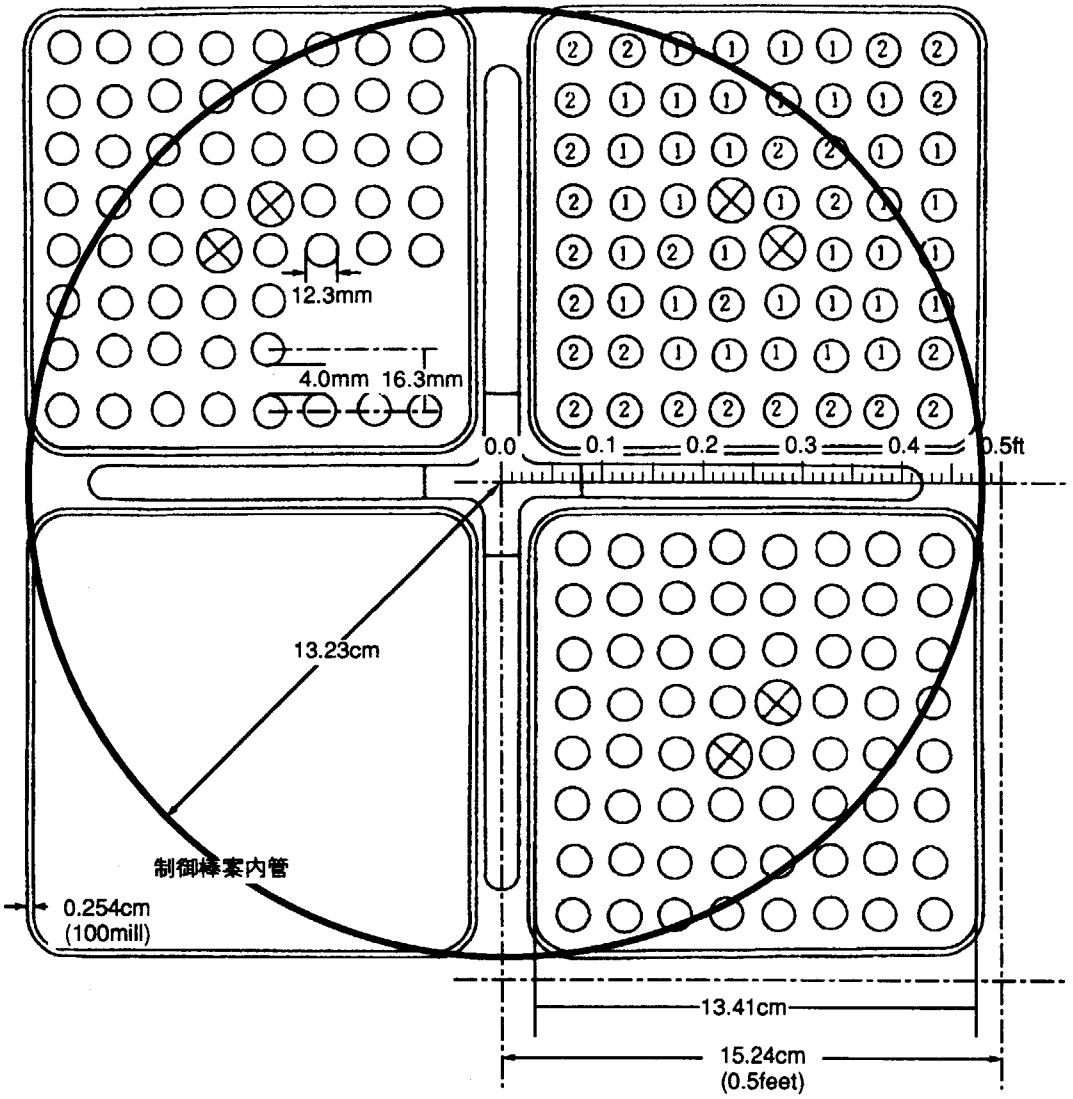
図B-2 気水分離器における気水分離器スカート下端の取扱
(本文参考文献(2)を参照)

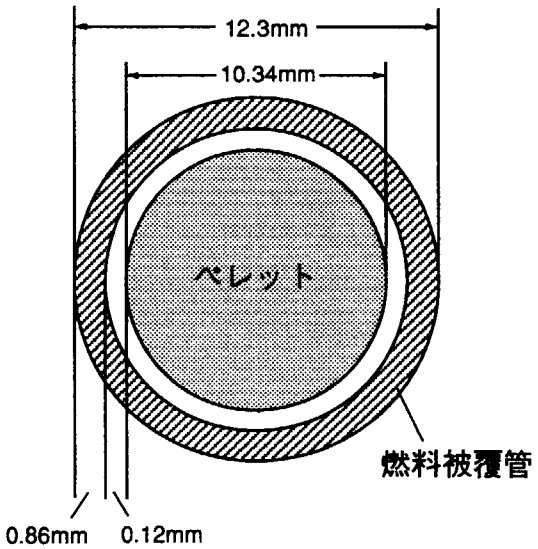


図B-3　ジェットポンプ外形図及びその幾何形状の推定
（本文参考文献(2)を参照）

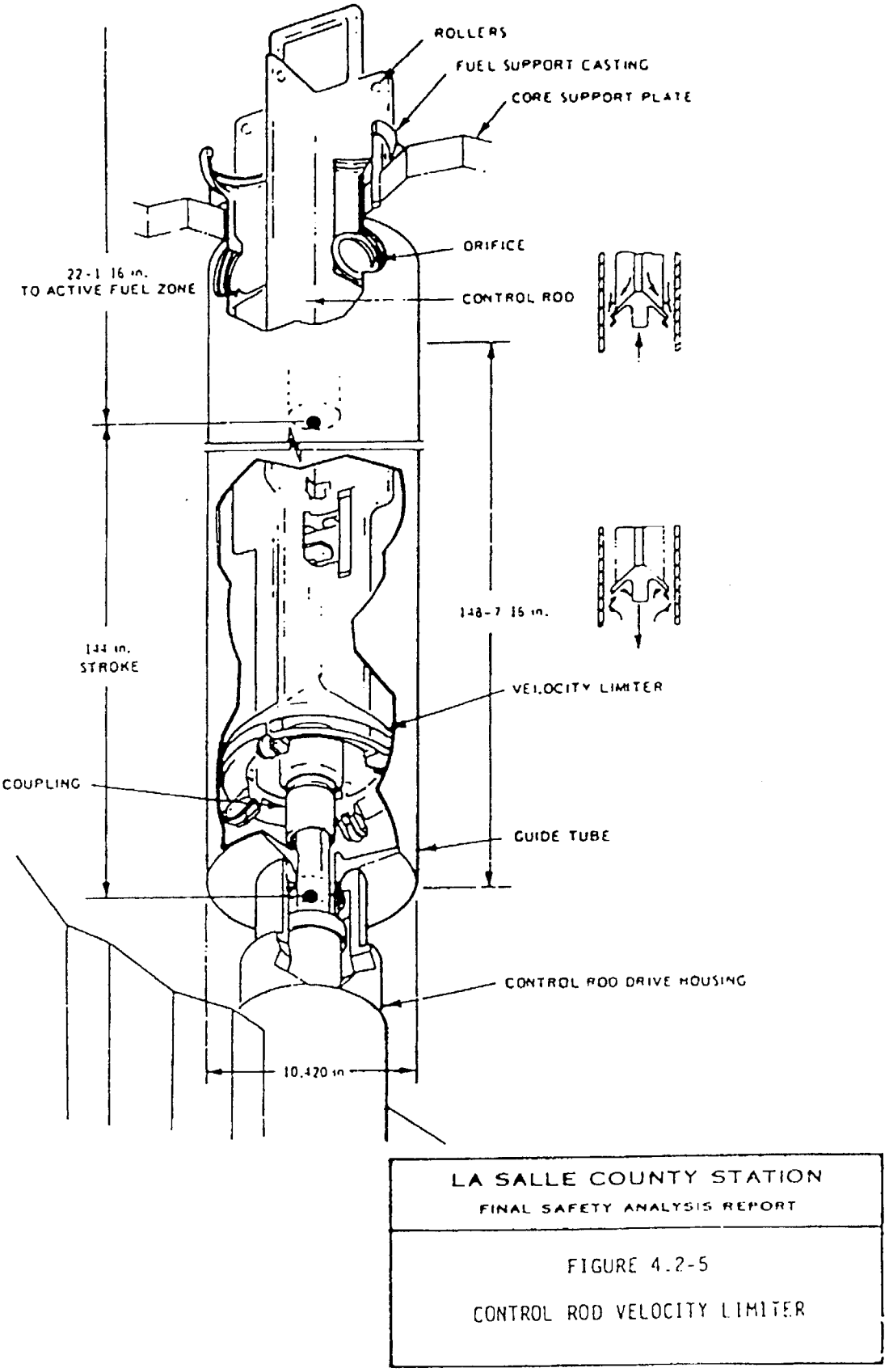


図B-4　推定した主蒸気配管の経路と長さ

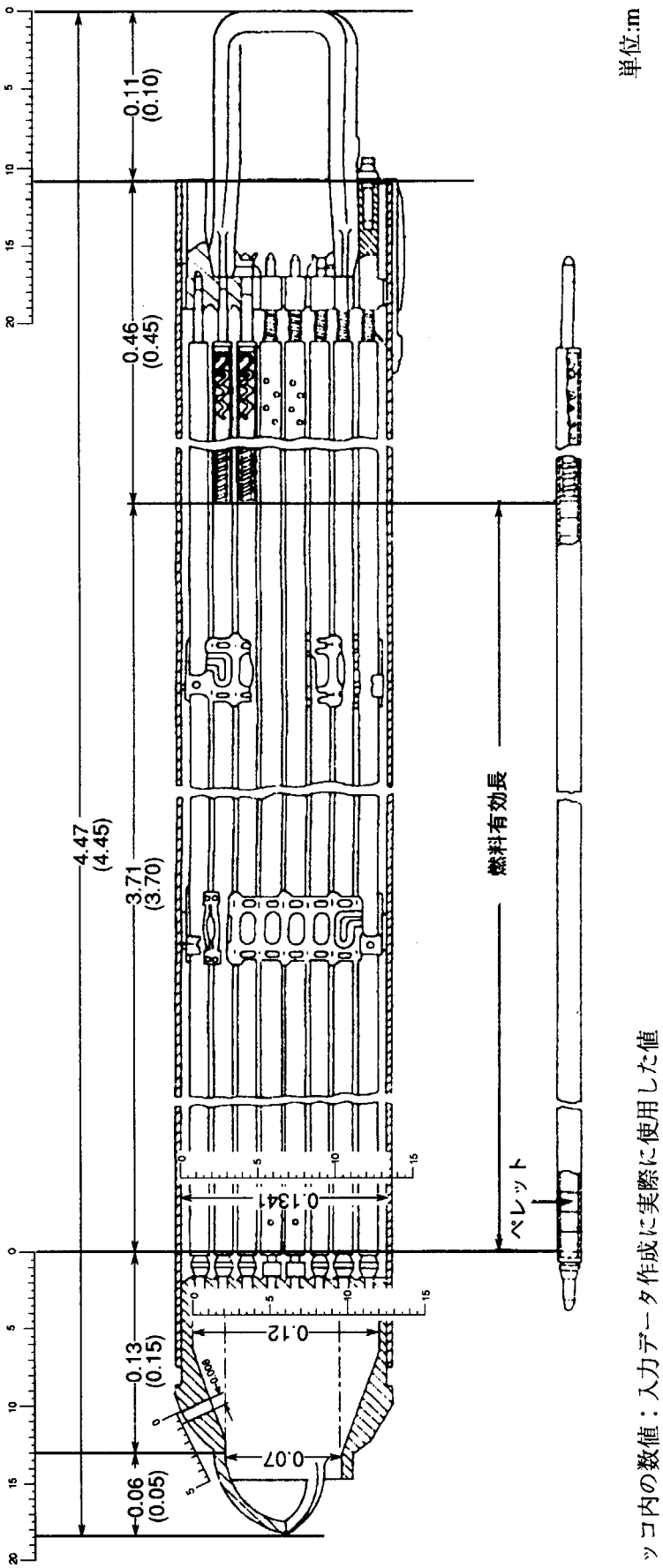




図B-5 燃料集合体断面図及び幾何形状の推定
(本文参考文献(2)を参照)

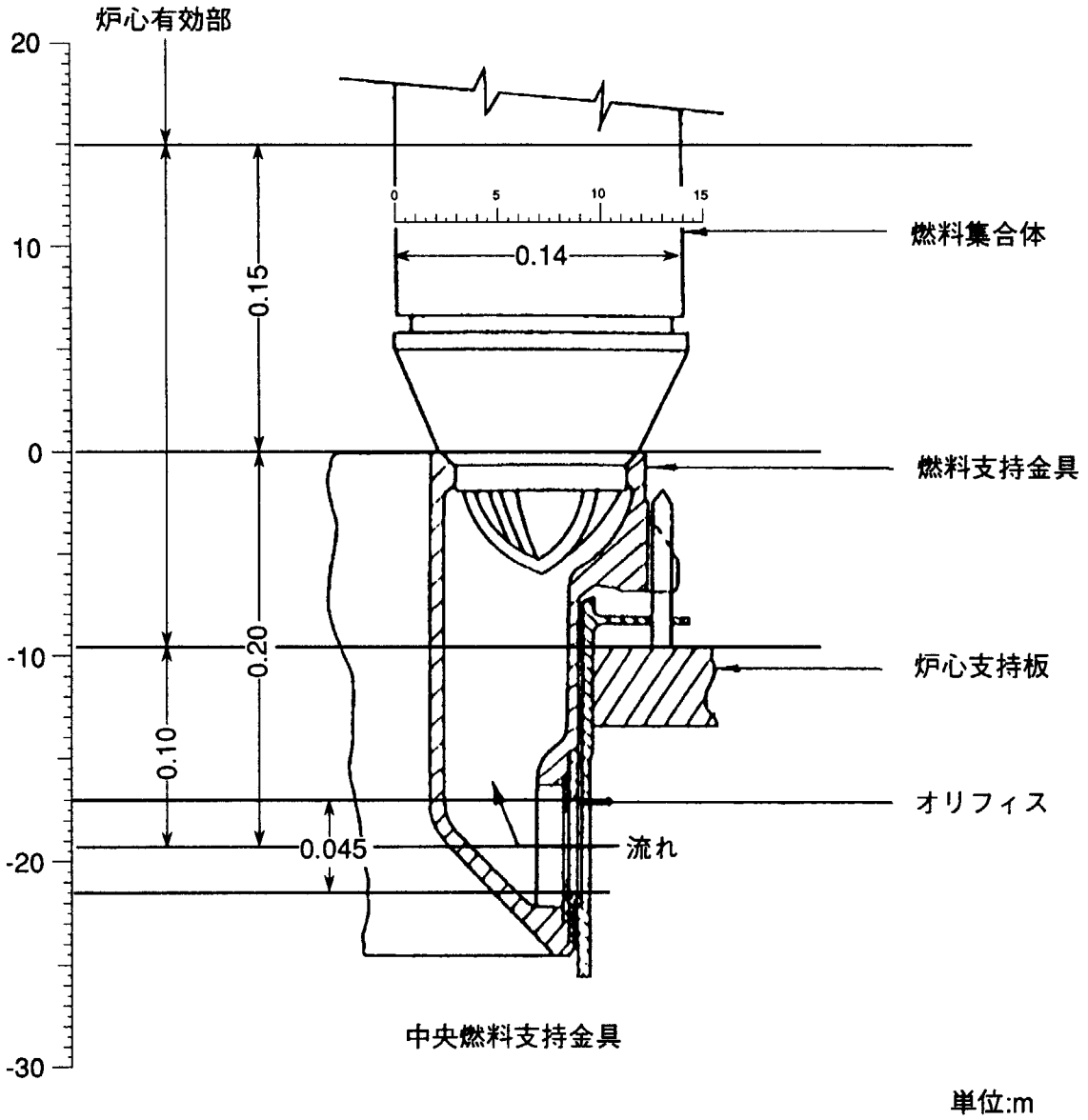


図B-6　制御棒案内管の幾何形状
（本文参考文献(4)より転載）



カッコ内の数値：入力データ作成に実際に使用した値

図B-7　燃料集合体の幾何形状の推定
(本文参考文献(2)を参照)



図B-8　燃料支持金具及び炉心下部の幾何形状の推定

付録C　圧力容器内圧力分布

定格運転時の温度、流量、クォリティーの分布については代表炉の設置許可申請書（本文参考文献(2)）に記載されている原子炉熱平衡線図等より値を得たが、一部の部位については、圧力値が推定できなかった(図C-1参照)。本付録では、こうした部位における圧力の評価結果を示す。圧力の評価に際しては、静水頭のみを考慮した。

（1）各部位の圧力の評価

原子炉熱平衡線図の分析で圧力値が明らかにできなかったのは、以下の4箇所であった。

1) 気水分離器入口(スタンドパイプ入口)
2) ジェットポンプ吸込口
3) ジェットポンプ出口
4) 再循環ポンプ入口

1) 気水分離器入口

気水分離器入口の圧力P_{SPi}は、炉心出口の圧力を基準に算出した。炉心出口の圧力は7.1392MPa（付録表A-3）であり、炉心出口での流体の密度は212.2kg/m^{3}である。また、炉心出口と気水分離器入口の高低差は本文図3-4から1.65m(11.10-9.45)である。したがって、以下を得る。

$$P_{SPi} = 7.1392 - 212.2 \times 9.80665 \times 1.65 \times 10^{-6} = 7.1358\text{MPa}$$

2) ジェットポンプ吸込口

ジェットポンプ吸込口の圧力P_{JPi}は、通常水位(14.16m)を基準に算出した。また、水の密度についてはダウンカマから炉心入口までのサブクール部分で密度に若干の差があるが、その差は小さいため、統一的に754kg/m^{3}を用いた。水位を形成している部分の圧力は原子炉ドーム圧と等しく、原子炉ドーム圧は7.0314Mpa（付録表A-3）であり、ジェットポンプ吸込口と通常水位の高低差は本文図3-4から6.21m(14.16-7.95)である。したがって、以下を得る。

$$P_{JPi} = 7.0314 + 754 \times 9.80665 \times 6.21 \times 10^{-6} = 7.0773\text{MPa}$$

3) ジェットポンプ出口

ジェットポンプ出口の圧力P_{JPe}は、炉心入口（炉心支持板）(5.15m)を基準に算出した。炉心入口の圧力は炉心出口の圧力に燃料チャンネルの圧損を加えたものである。代表炉の設置許可申請書では、燃料チャンネルの圧損は、新型8×8燃料の装荷割合に対して示されている（付録図A-1）。新型8×8燃料の装荷割合を100%と仮定すると燃料チャンネルの圧損は1.65kg/cm^2（0.1618MPa)となる。ただし、この値は水頭差を含んでいる。

また、ジェットポンプ出口の高さはダウンカマ下端の高さと等しいと考える。ジェットポンプ出口と炉心入口の高低差は2.15m(5.15-3.00)であり（図C-2）、原子炉出口圧力は7.1392MPaである。した

がって、

$$P_{JPe} = 7.1392 + 0.1618 + 754 \times 9.80665 \times 2.15 \times 10^{-6} = 7.3169 \text{ MPa}$$

となる。また、ジェットポンプ吸込口と出口の差圧ΔP_{JP}は

$$\Delta P_{JP} = 7.3169 - 7.0773 = 0.2396 \text{ MPa}$$

となる。

4) 再循環ポンプ入口

再循環ポンプ入口の圧力P_{RLPi}は、通常水位(14.16m)を基準に算出する。再循環ポンプ入口と通常水位の高低差は9.71m(14.16-4.45)である（図C-2）。したがって、以下となる。

$$P_{RLPi} = 7.0314 + 754 \times 9.80665 \times 9.71 \times 10^{-6} = 7.1032\text{MPa}$$

本文図3-3では、以上の結果を原子炉熱平衡線図分析で得た圧力値とともに示した。

（2）炉心部圧損についての考察

以下では炉心流量の変化による炉心部圧損の変化について考察する。検討対象とする圧損は、炉心入口(炉心支持板)から蒸気乾燥器出口の間のものとする。

炉心入口(炉心支持板)から蒸気乾燥器出口の間の全圧損ΔP_cは、

$$\Delta P_c = (7.1392 + 0.1618) - 7.0314 = 0.2696 \text{ MPa}$$

である。

次に、炉心入口(炉心支持板)から気水分離器出口の間の水頭差を求める。炉心部の水の平均密度については炉心入口と出口の平均を用いる。また、気水分離部分で水が除去されているが、水頭差の算出では仮想的に気水分離器内部が通常水位(14.16m)まで全て水で満たされていると考える。付録表A-3及び本文図3-4から炉心部の水頭差は以下のようになる。

$\Delta P_{c1} = (754+212.2)/2 \times 9.80665 \times (9.45-5.15) \times 10^{-6}$	=	0.0204MPa
$\Delta P_{c2} = 212.2 \times 9.80665 \times (14.16 - 9.45) \times 10^{-6}$	=	0.0098MPa
炉心部全水頭差		0.0302MPa

したがって、炉心部の圧損の内訳は以下のように考えることができる。

0.2696の内訳	水頭差	0.0302
	水頭差以外	0.2394(流速の2乗に比例する項と考える。)

さらに、水頭差は炉心内のボイド率(密度)により変化するので、100%出力以外の点での炉心出口の密度を評価し、水頭差が出力にどのように依存するかを確認する。このために、図C-2に示す運転特性図から代表的な運転状態の出力及び流量を求め、炉心出口の密度を求める。ただし、気液二相流については、均質流モデルを仮定し、さらに、炉心入口サブクールは出力によって変化しないと仮定する。この計算結果を表C-1に示す。炉心出口水の密度は143kg/m^3(31%流量,48%出力)から224kg/m^3(120%流量,113%出力)と変化する。この変化により、水頭差は低出力側で小さく高出力側で大きく、0.0255MPaから0.0310MPaとわずかであるが変化する。一方、流速の2乗に比例する項は低出

力側では比体積が増加するため流速が相対的に増加する結果、相対的に大きくなり、高出力側では逆に相対的に小さくなる。このように、出力の変化による水頭差の変化は複雑であるが、ここでは出力の変化による水頭差の変化とそれ以外の変化が相殺しあうと仮定する。

このように仮定すると、炉心流量X%の時の炉心全圧損ΔP_xは近似的に以下のように表すことができる。

$$\Delta P_x = 0.0302 + (X/100)^2 \times 0.2394$$

炉心流量は図C-2からわかるよう、約30%から約110%の範囲で変化し得るので、炉心全圧損は以下に示すように0.052MPaから0.32MPaの範囲で変化することになる。

$$\Delta P_{30} = 0.0302 + (30/100)^2 \times 0.2394 = 0.0517 (0.2179\text{MPa減少})$$

$$\Delta P_{110} = 0.0302 + (110/100)^2 \times 0.2394 = 0.3199 (0.0503\text{MPa増加})$$

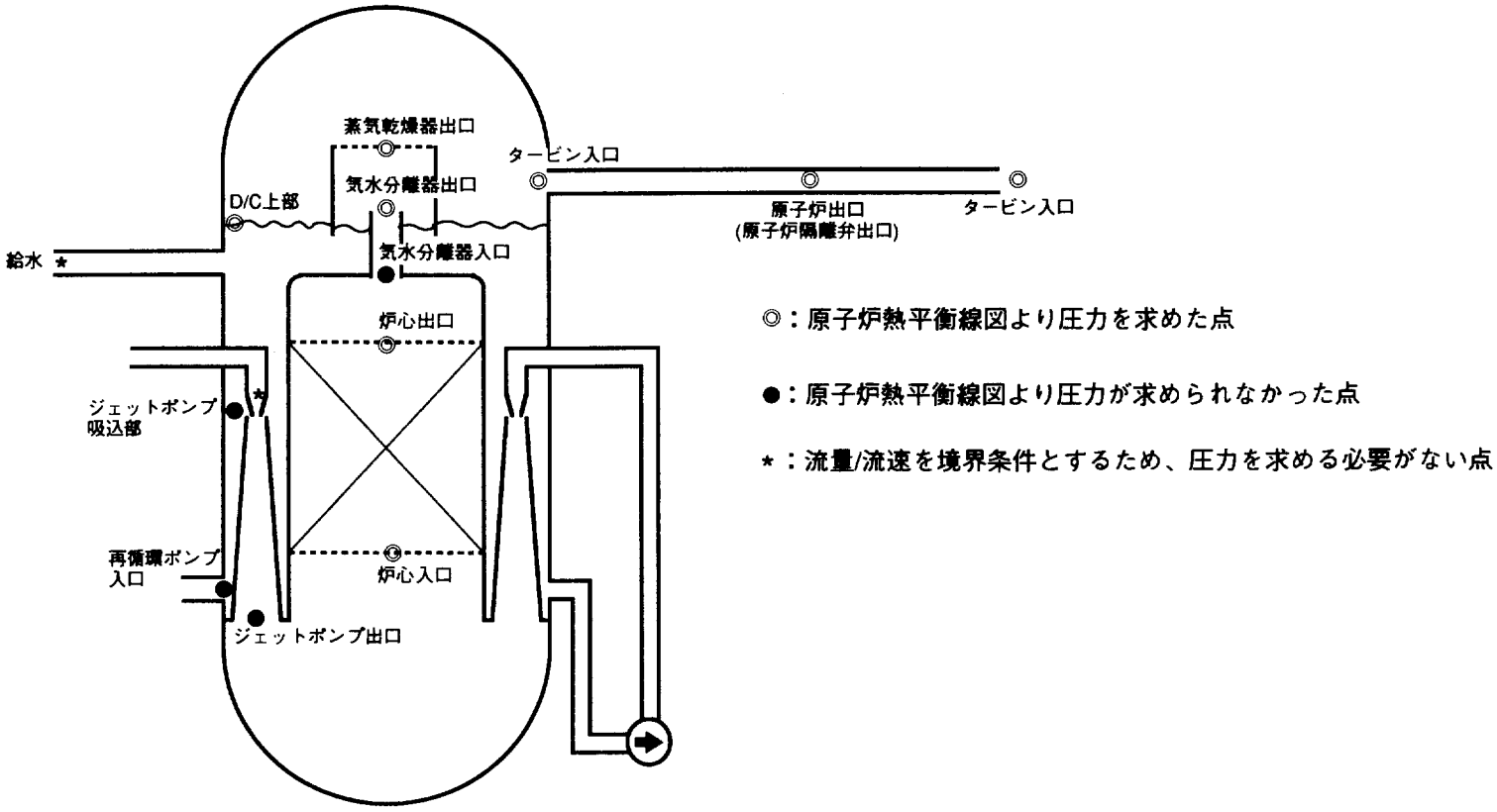
このように炉心流量が変化した場合、炉心部の圧損はおおむねΔ0.20MPaから+0.05MPaの範囲で変動すると考えられる。

この炉心圧損の変化は、各部位の圧力に影響を与えるが、特に、ジェットポンプ吸込口と出口の圧力差に直接的な影響を与える。炉心圧損の変化により原子炉ドーム圧が変化した場合、ジェットポンプ吸込口の圧力はそのドーム圧の変化量分だけ変化するため、結局のところ、炉心圧損の変化量分だけジェットポンプ吸込口と出口の圧力差も変化することになる。ジェットポンプ吸込口と出口の圧力差が変化した場合、その挙動が変ると考えられるため、炉心部圧損の変化を考えて，-0.20MPaから+0.05MPaの範囲でその挙動を把握しておくことが適当と考えられる。

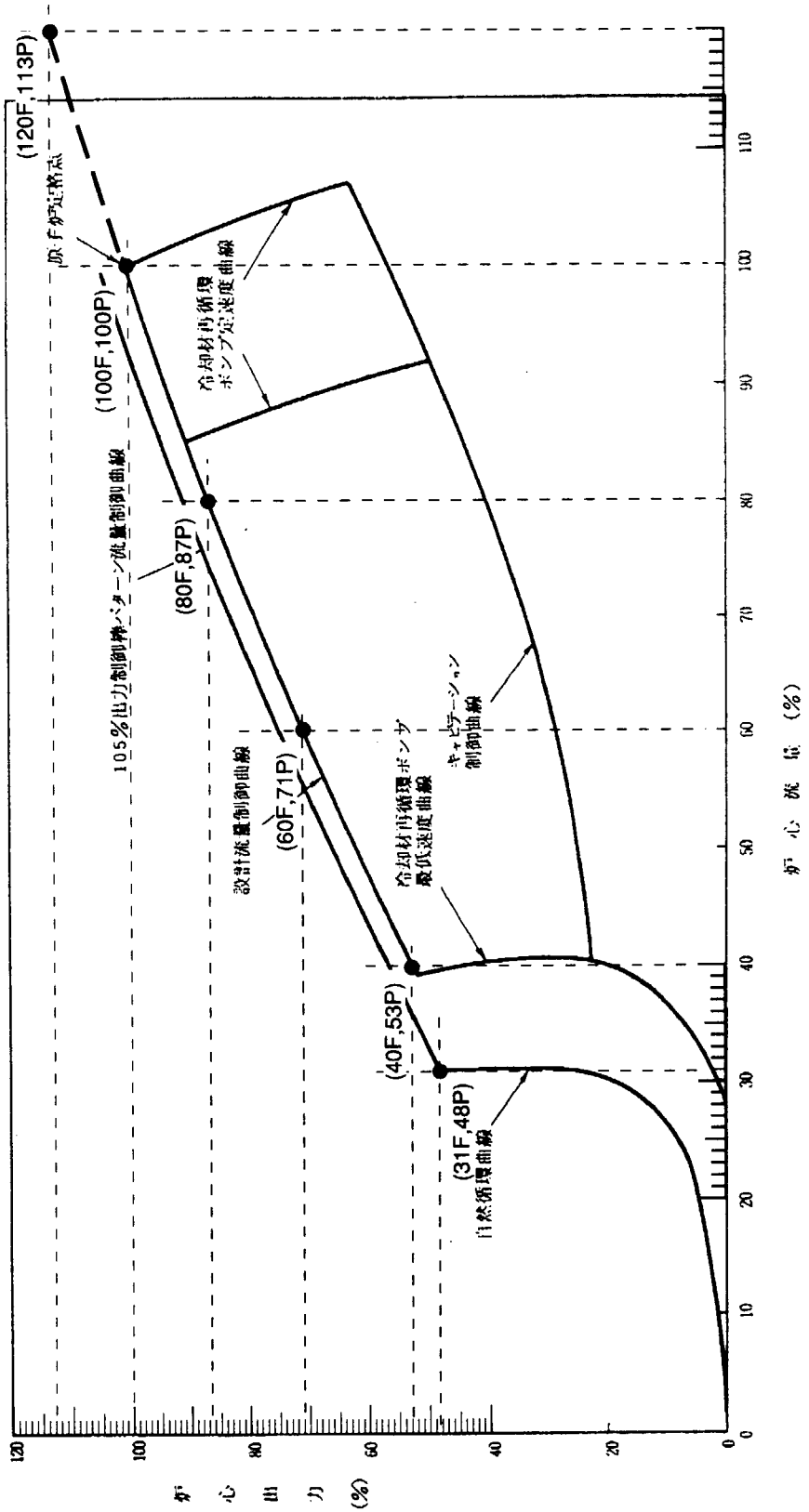
表C-1　流量・出力が変化した場合の炉心出口密度

運転点	熱出力 (kcal/s)	流量 (kg/s)	ｴﾝﾀﾙﾋﾟ増分 (kcal/kg)	炉心出口水密度 (kg/m^3)
(31F,48P)	377529.	4159.1	+90.77	142.9
(40F,53P)	416855.	5366.6	+77.68	164.8
(60F,71P)	558429.	8050.0	+69.37	182.6
(80F,87P)	684272.	10733.3	+63.75	197.0
(100F,100P)	786519.	13416.6	+58.62	212.2
(120F,113P)	888767.	16099.9	+55.20	223.7

注：　nnF:nn%定格炉心流量
nnP:nn%定格熱出力
計算条件　100%定格出力=3293MW=786519kcal/s
100%定格流量=13416.6kg/s
炉心入口エンタルピー=293.02kcal/kg
炉心出口圧力=72.8kg/cm^2



図C-1　単体モデルの性能評価に圧力の値が必要な部位



図C-2 運転特性の推定
(本文参考文献(2)を参照)

付録D ジェットポンプのモデル化

ジェットポンプの性能を表すパラメータのうち、重要なパラメータとして流量比(M比)と圧力比(N比)がある。本付録では、熱平衡線図（本文図3-2）から算出される流量比2.331の性能を持つジェットポンプのモデル化の過程を示すとともに、作成したモデルの性能確認のために実施した感度解析の結果を示す。

（1）ジェットポンプの性能を表すパラメータ

1) パラメータの定義

流量比、圧力比及び効率は以下で定義される（表D-1及び図D-1参照）。

流量比 ＝(被駆動流体流量)/(駆動流体流量)

＝(ジェットポンプ全流量—駆動流体流量)/(駆動流体流量)

圧力比 ＝(ジェットポンプ揚程)/(駆動流体揚程—ジェットポンプ揚程)

効率 ＝(被駆動流体の得たｴﾈﾙｷﾞｰ)/(駆動流体の失ったｴﾈﾙｷﾞｰ)

＝(流量比)×(圧力比)

効率は比エンタルピーを用いて以下のとおり表現できる。

$$\text{効率} = (h_{outlet} - h_{suction}) \times MF_{suction} / (h_{drive} - h_{outlet}) \times MF_{drive}$$

ここで、

h_{outlet} ：ジェットポンプ出口の比エンタルピー

$h_{suction}$ ：ジェットポンプ吸込み部の比エンタルピー

h_{drive} ：駆動流体の比エンタルピー

$MF_{suction}$ ：被駆動流体流量(ジェットポンプ吸込み流量)

MF_{drive} ：駆動流体流量

である。さらに、以下のように変形できる。

$$\text{効率} = (h_{outlet} - h_{suction}) / [(h_{drive} - h_{suction}) - (h_{outlet} - h_{suction})] \times (MF_{suction}/MF_{drive})$$

ここで、効率 ＝(流量比)×(圧力比) であり、$(MF_{suction}/MF_{drive})$は流量比であるため、圧力比は以下のように比エンタルピーにより表現できる。

$$\text{圧力比} = (h_{outlet} - h_{suction}) / [(h_{drive} - h_{suction}) - (h_{outlet} - h_{suction})]$$

ここで、比エンタルピーを流体の位置エネルギー及び運動エネルギーを考慮した形で表現すると、

$$h = u + P/\rho + 1/2 \cdot v^2 + gZ$$

と書ける。ここで、uは比内部エネルギー、vは流速、Zは高さ、gは重力加速度である。流体を非圧縮性流体と考え散逸的仕事と熱流がゼロとすると比内部エネルギーuは一定となる。また、被駆動流体及び駆動流体の密度ρを同一と仮定すると、圧力比を以下のように書き直すことができる。

$$\text{圧力比} = \Delta h_{outlet\text{-}suction} / (\Delta h_{drive\text{-}suction} - \Delta h_{outlet\text{-}suction})$$

ここで、

$$\Delta h_{outlet\text{-}suction} = [(P_{outlet} - P_{suction}) + 1/2 \cdot \rho (v^2_{outlet} - v^2_{suction}) + \rho g(Z_{outlet} - Z_{suction})] \times 1/\rho$$

$$\Delta h_{drive\text{-}suction} = [(P_{drive} - P_{suction}) + 1/2 \cdot \rho (v^2_{drive} - v^2_{suction}) + \rho g(Z_{drive} - Z_{suction})] \times 1/\rho$$

である。ただし、Δhは添字で示す位置間でのエンタルピー差を示す。比エンタルピーの式中の運動エネルギーと位置エネルギーの項を無視すると、$\Delta h = \Delta P/\rho$となり、圧力比は圧力差により表現することができる。

$$\text{圧力比} = \Delta P_{outlet\text{-}suction}/(\Delta P_{drive\text{-}suction} - \Delta P_{outlet\text{-}suction})$$

ただし、ΔPは添字で示す位置間での差圧を示す。上式と代表炉の設置許可申請書に記載されている圧力比の式と比較すると、ジェットポンプ揚程と駆動流体揚程の定義は以下のようになると考えられる。

ジェットポンプ揚程 = ジェットポンプ出口圧力 — ジェットポンプ吸込部圧力

駆動流体揚程 = 駆動流体供給圧力 — ジェットポンプ吸込部圧力

効率の式から導出される圧力比の式は、設置許可申請書に記載されている圧力比の式と同じ形の式ではあるが、用いる変数が比エンタルピーか圧力かの差があり、これにより値が異なる。また、どちらの式であっても、駆動流体供給点をどこにとるかによって値が変わることもわかる。一方、同書では駆動流体供給点についての記載はないので、定量的な圧力比の比較をすることはできない。

ジェットポンプ揚程及び駆動流体揚程の定義が推定できたので、同書の駆動流体揚程(173m)及び圧力比(0.177)の記載から、以下のようにジェットポンプ揚程を求めることができる。

ジェットポンプ揚程 = 駆動流体揚程×圧力比/(1+圧力比)

$$= 173 \times 9.80665 \times 754 \times 0.177/(1 + 0.177) \times 10^{-6} = 0.1924 \text{ MPa}$$

このジェットポンプ揚程はジェットポンプ出口とジェットポンプ吸込部の圧力差であるので、本文図3-3及び付録Cに示した圧力分布と比較することができる。同図ではこの圧力差は0.2396MPaであるので、0.0472MPa程度高めに評価したことになる。

2) TRAC-BF1での流量比及び圧力比の取扱い

TRAC-BF1では、流量比、圧力比及び効率について、"APPLICABLE"と"EFFECTIVE"の2つの計算結果が出力され、流量比については双方とも同一の値であるが、圧力比については異なる値となっている。そのため、TRAC-BF1内での計算過程を調べた結果、APPLICABLEは圧力差に基づく式で求めたものであり、EFFECTIVEは比エンタルピー差に基づく式で求めたものであることがわかった。

3) 圧力比の取扱い

以上のことから、圧力比について、以下の事項が明かとなった。

(1) 圧力比には2種類の定義がある(比エンタルピー差または圧力差に基づくもの)

(2) 圧力比を算出する場合、駆動流体供給点における比エンタルピー値あるいは圧力値が必要となり、どの点をもって駆動流体供給点とするかを適切に定める必要がある。

上記(1)については、代表炉の設置許可申請書の記載値はどちらの定義に従ったものか判断できない。さらに、(2)については同書では、どの点を駆動流供給点としているか記述されていない。このため、入力データの作成に際し、圧力比については同書記載値と合わせることは行わず、目安として取り扱うこととした。

（2）パラメータの調整

1) ジェットポンプ単体での計算の条件及びパラメータの調整手順

パラメータを調整して流量比を2.331とするため、ジェットポンプ単体での計算を行った。その際、ノード分割は本文図2-8に示したものを用い、計算条件は以下とした。

まず、原子炉熱平衡線図(本文図3-2)から、流体の温度はすべて551.23Kとした。また、圧力境界(BREAK)で圧力値は本文図3-3に基づいて設定した。すなわち、BREAKコンポーネントの高さは1mとしたので、この高さによる水頭圧を考慮し以下のよう設定した。

ジェットポンプ吸込部BREAKでの設定圧力

$$7.0736\text{MPa}\ (= 7.0773 - 754 \times 9.80665 \times 0.5 \times 10^{-6})$$

ジェットポンプ出口部BREAKでの設定圧力

$$7.3206\text{MPa}\ (= 7.3169 + 754 \times 9.80665 \times 0.5 \times 10^{-6})$$

これらの結果を図D-1にまとめる。また、予備計算から駆動水ノズル部分の圧力が約8.5MPaとなることから、流量境界(FILL)からは圧力8.6MPa、温度551.23Kの圧縮水が供給されると考え、また、この状態での密度は約757.730kg/m^{3}であることから、FILLでの設定流速vを

$$v = 4{,}027.8/2\ /757.730\ /\ 3.0788 \times 10^{-1} = 8.63261\ \text{m/s}$$

とした。なお、TRAC-BF1に内蔵されている蒸気表との差異がある場合も考えられるので、以下の手順で再調整することとした。

(1) 駆動水吐出ノズル径を調整し、ノズル出口流速62.6m/sとする(流量/流速境界の設定)。

(2) 幾つかのパラメータに関する感度解析を行って、流量比を合わせるために調整すべきパラメータを決定する。

(3) 流量比が2.331となるようにそのパラメータを調整する。

2) 調整計算結果 - 駆動水吐出ノズル径の調整 -

駆動水吐出ノズルの直径は33mm、ノズルの個数は5個であること（表D-1）より、流路面積4.2765×10^{-3}m^{2}を出発点としてノズルの径(流路面積)の調整を行った。その結果、駆動流流速62.6m/sを直径32.84mm(4.2349×10^{-3}m^2)で得た（図D-2）。この値は形状から見ても妥当な値である。また、同図には、流量比の変化も示しており、流量比が流速とほぼ比例して大きく変化することが示されている。

3) 流量比の調整

流量比を2.331に調整するに当り、混合室直径、拡散室直径及び混合室－拡散室間の圧損係数を調整点として選択した(図D-3)。まず、これら3つのパラメータの流量比に対する個々の影響を把握し、その上で、流量比を2.331とする最も適切と考えられる混合室直径、拡散室直径及び混合室－拡散室間の圧損係数を決めた。

(a) 混合室直径の流量比への感度

混合室直径の設置許可申請書記載値163mmを中心として、混合室直径を変化させ流量比への感度を調べた。この際、拡散室直径は48cm、混合室－拡散室間の圧損係数は0.0とした。混合室直径を162.25mmから163.75mmまで変化させた結果を図D-4に示す。

(b) 拡散室直径のM比への感度

代表炉の設置許可申請書記載図から推定した拡散室直径48cmを中心として、混合室直径を変化させ流量比への感度を調べた。この際、混合室直径は163mm、混合室－拡散室間の圧損係数は0.0とした。拡散室直径を42cmから54cmまで変化させた結果を図D-5に示す。

(c) 混合室－拡散室間の圧損係数の流量比への感度

混合室－拡散室間の圧損係数は同書に記載されていないため圧損係数0から徐々に増加させることにより、混合室－拡散室間の圧損係数の流量比への感度を調べた。その際、混合室直径は163mm、拡散室直径は48cmとした。混合室－拡散室間の圧損係数を0.0から1.2×10^{-2}まで変化させた結果を図D-6に示す。

(d) 各パラメータの流量比への感度と流量比の調整

上記3つの調整因子は流量比に対し以下のような感度を有することがわかった。

- 流量比は混合室直径の増加とほぼ比例して増加する。
- 流量比は拡散室直径の変化により極大となる点が存在する。
- 流量比は圧損係数の増加とほぼ比例して減少する。

以上から、比例関係を持つ混合室直径及び圧損係数により流量比を容易に調整できることがわかる。そこで、混合室直径は同書に記載されている値を用いることとし、圧損係数を0.06625とすることにより流量比2.331を得た。

（3）ジェットポンプ性能確認のための感度解析

吸込・出口圧力差を設定圧力より-0.2～+0.1MPa変化させた場合及び駆動水流量を40～120%定格の範囲で変化させた場合について感度解析を行った。

1) 吸込・出口圧力差に関する感度解析

まず、駆動水流量を定格流量で固定し、吸込・出口圧力差のみを設定圧を中心にして-0.2～+0.1MPa変化させた。この結果、図D-7に示すように、吸込・出口圧力差の増加により、流量比は単

調に減少することがわかった。また、吸込・出口圧力差が変化した場合には、混合室直径及び圧損係数の調整により流量比を調整できることを確認した(図D-8)。

(2) 駆動水流量及び吸込・出口圧力差に関する感度解析

次に、駆動水流量及び吸込・出口圧力差を設定圧を中心にして-0.2～+0.1MPa、駆動水流量は40～120%定格で変化させた。この結果を図D-9に示す。同図では流量比の等高線もあわせて示した。さらに、ボイドが発生する領域を含む領域での結果を図D-10に示す。ボイドは高流量・低圧力差の領域で発生している。一方、運転特性図では高流量・低出力にキャビテーション制限曲線が引かれている(図D-10)。ここで、ジェットポンプ吸込・出口圧力差と炉心出力が比例すると仮定するとキャビテーション制限曲線と定性的に一致した領域でボイドが発生していることがわかる。これは今回作成したデータが妥当であることを示しているものと考えられる。

(3) 炉心圧損が変化した場合のジェットポンプ性能

炉心圧損が変化した場合、ジェットポンプ吸込・出口圧力差の変化として現われるので、この場合のジェットポンプの性能を把握するための感度解析を行った。炉心流量の変化に伴う炉心圧損$\Delta P_{炉心}$は付録Cに示したとおり、第一近似として、

$$\Delta P_{炉心} = 0.0302 + (X/100)^2 \times 0.2394$$

(ここでXは炉心流量(%定格流量))

で求められる。この式を用いると、ジェットポンプ吸込・出口圧力差ΔP_{JP}は以下の式で表わされる。

$$\Delta P_{JP} = 0.0002 + (X/100)^2 \times 0.2394$$

(ここでXは炉心流量(%定格流量))

この式から求まるジェットポンプ差圧を設定し、所要の吐出流量を得る感度解析を行った。この計算結果を図D-11に示す。同図では上記(2)で実施した感度解析の結果も合わせて示した。炉心流量が変化した場合のジェットポンプ運転点はおおむね流量比2.3から2.6の範囲に納まっていることがわかる。

次に、駆動水流量と吐出流量の関係を図D-12に示す。駆動流量と吐出流量には良い相関関係があり、以下に示すような関係があることがわかった。

吐出流量(%定格) = 駆動水流量(%定格)×0.9119 + 8.9406

また、駆動水流量とジェットポンプ入口出口差圧からのずれ及び駆動水圧力の関係を図D-13に示す。同図からわかるようにジェットポンプ入口出口差圧と駆動水圧力にも、図D-14に示すように、良い相関関係があり、以下の式のような関係があることがわかった。

駆動水圧力(MPa) = ジェットポンプ入口・出口差圧(MPa)×6.6526+ 6.9574

表 D-1 代表炉のジェット・ポンプの主要な仕様(本文参考文献(2)より転載)

項目	仕様
個数	20
流量	2415t/h/個
揚程	26.1 m
効率*1	50.0 %
駆動流体流量	725t/h/個
駆動流体揚程	173 m
流量比*2	2.33
圧力比*3	0.177
ジェット・ポンプ効率*4	41.1%
ノズル直径	33 mm（ジェット・ポンプ1個当たりモズル5個）
ノズル流速	62.6 m/s
混合室直径	163 mm

（定格出力、定格炉心流量状態）

（注*1）一般のポンプ効率の定義で表わしたもので、ジェット・ポンプでは次式で与えられる。

$$効率 = \frac{（ジェット・ポンプ揚程）\times（全流量）}{（駆動流体揚程）\times（駆動流体流量）} \times 100$$

$$= \frac{（ジェット・ポンプ揚程）}{（駆動流体揚程）} \times（1 + 流量比）\times 100$$

（注*2）

$$流量比 = \frac{（被駆動流体流量）}{（駆動流体流量）} = \frac{（全流量）-（駆動体流量）}{（駆動流体流量）}$$

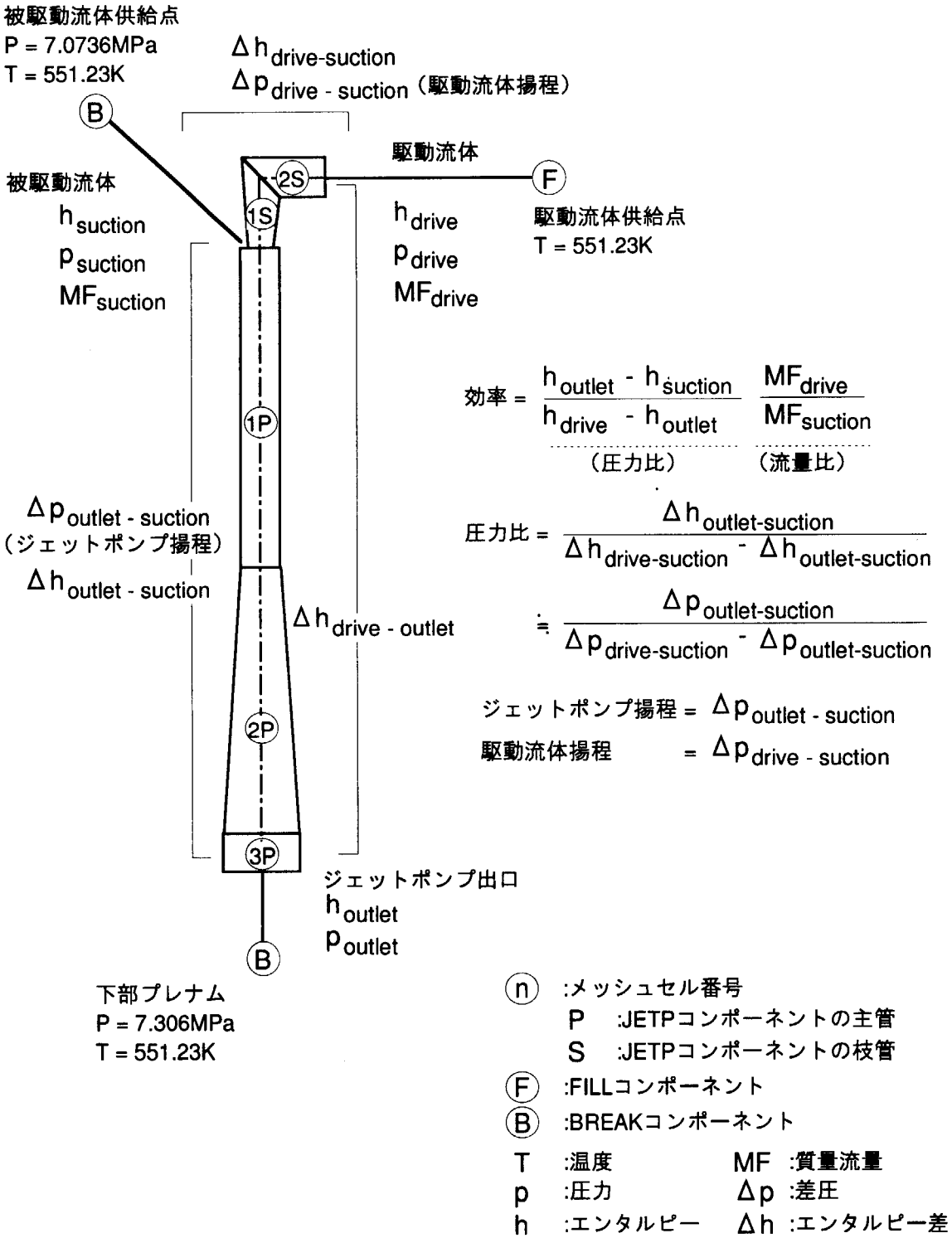
（注*3）

$$圧力比 = \frac{（ジェット・ポンプ揚程）}{（駆動流体揚程）-（ジェット・ポンプ揚程）}$$

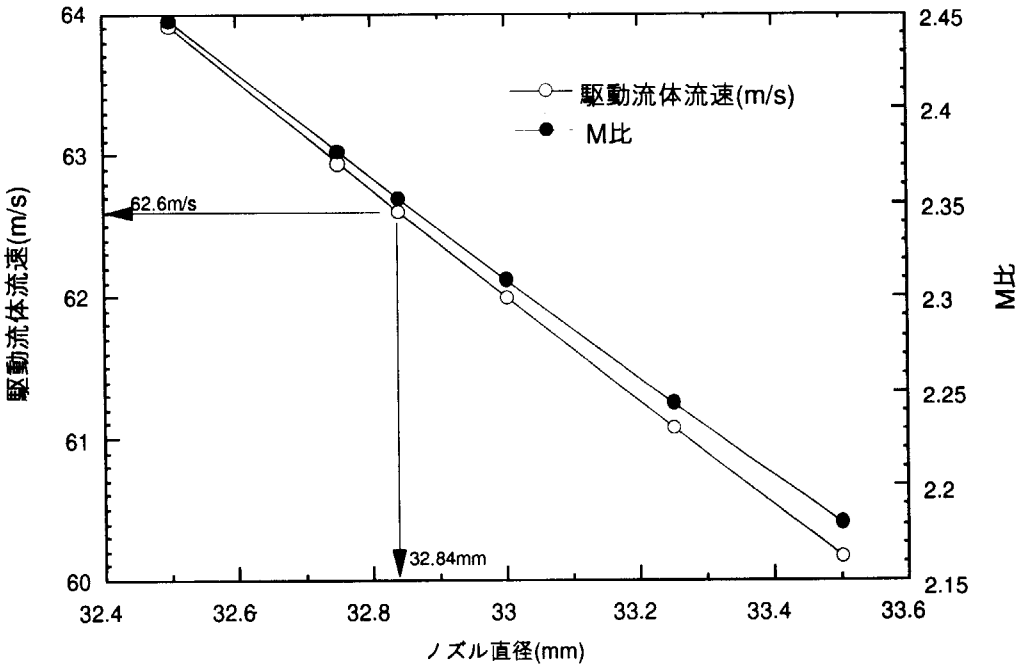
（注*4）ジェット・ポンプの効率の定義は、一般のポンプの効率の定義と異なり次式で与えられる。

$$ジェット・ポンプの効率 = \frac{（被駆動流体の得たエネルギー）}{（駆動流体の失ったエネルギー）} \times 100$$

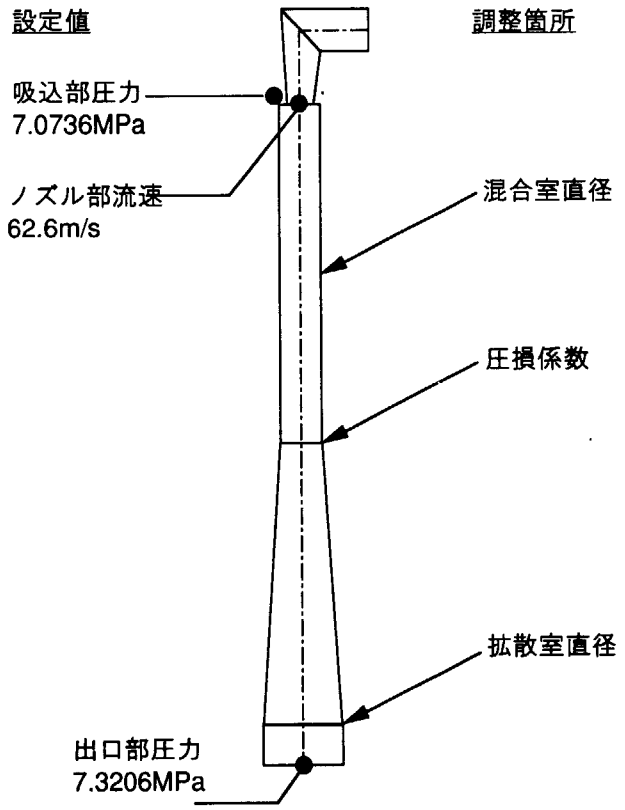
$$= （流量比）\times（圧力比）\times 100$$



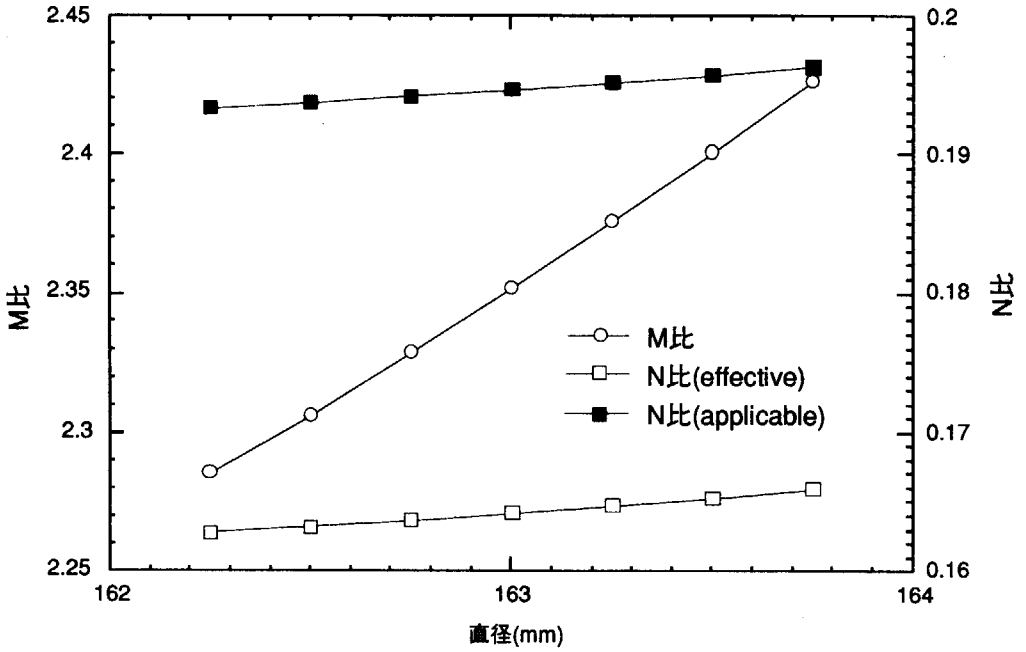
図D-1 ジェットポンプ単体モデルと各パラメータの定義



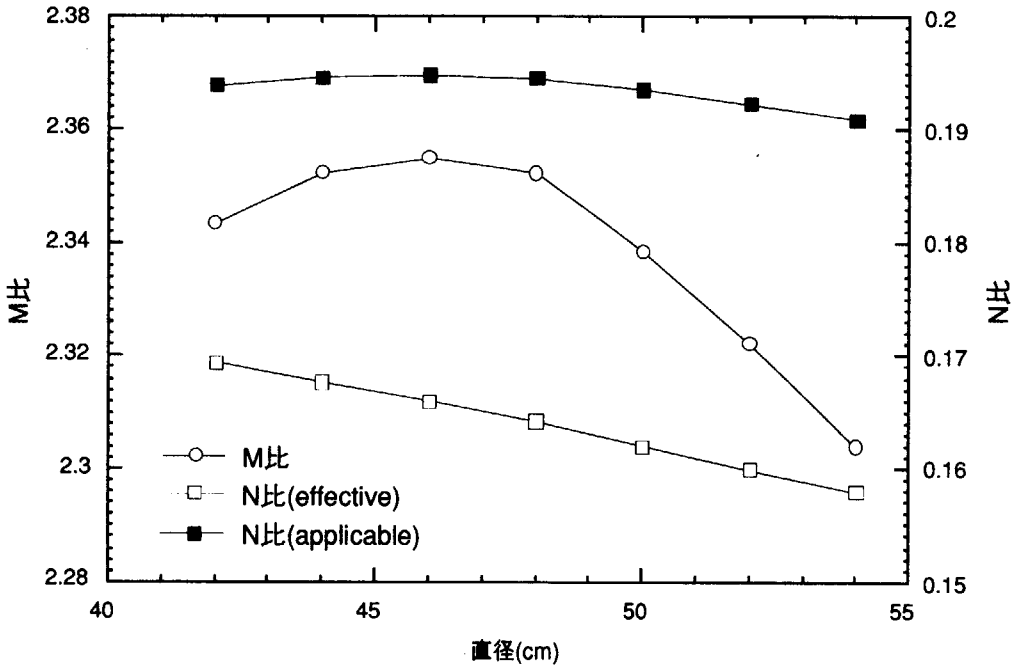
図D-2　ノズル直径と駆動流体流速、M比



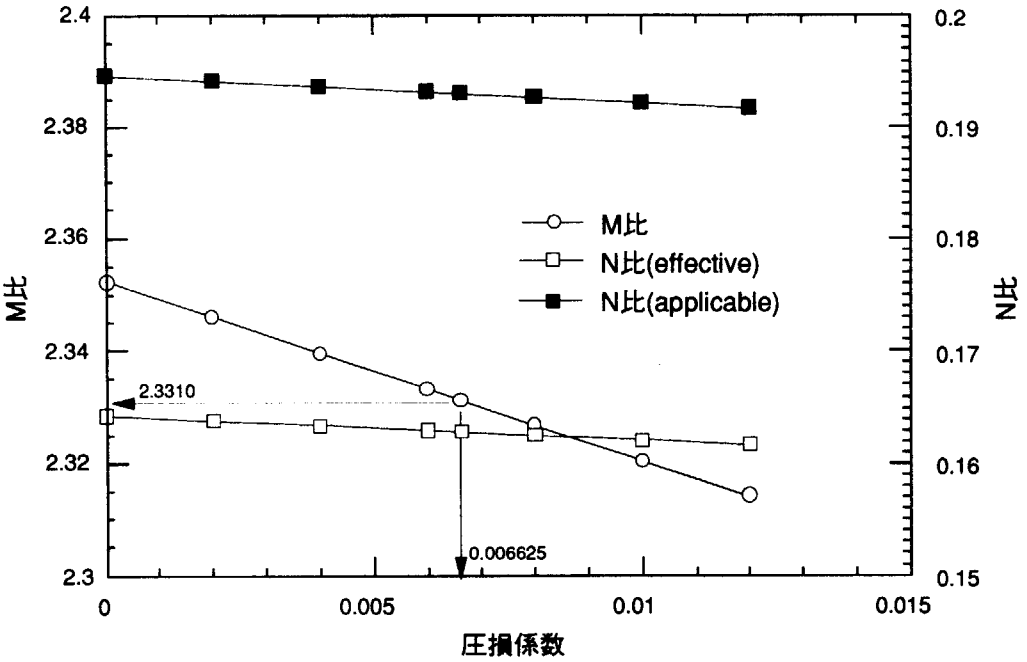
図D-3　ジェットポンプ単体試験の設定と調整する箇所のまとめ



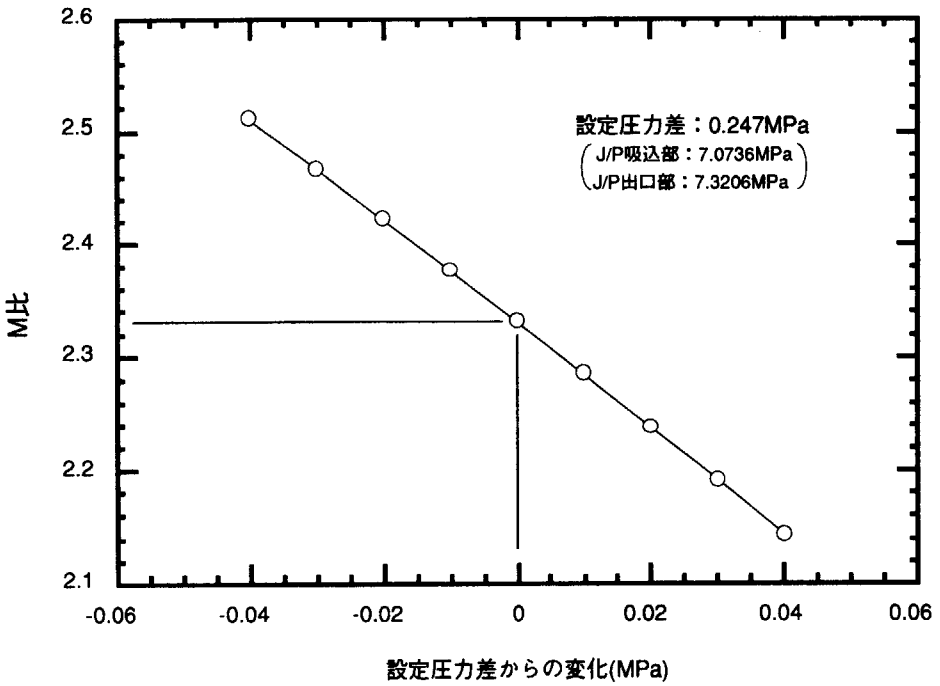
図D-4 混合室直径とM比及びN比



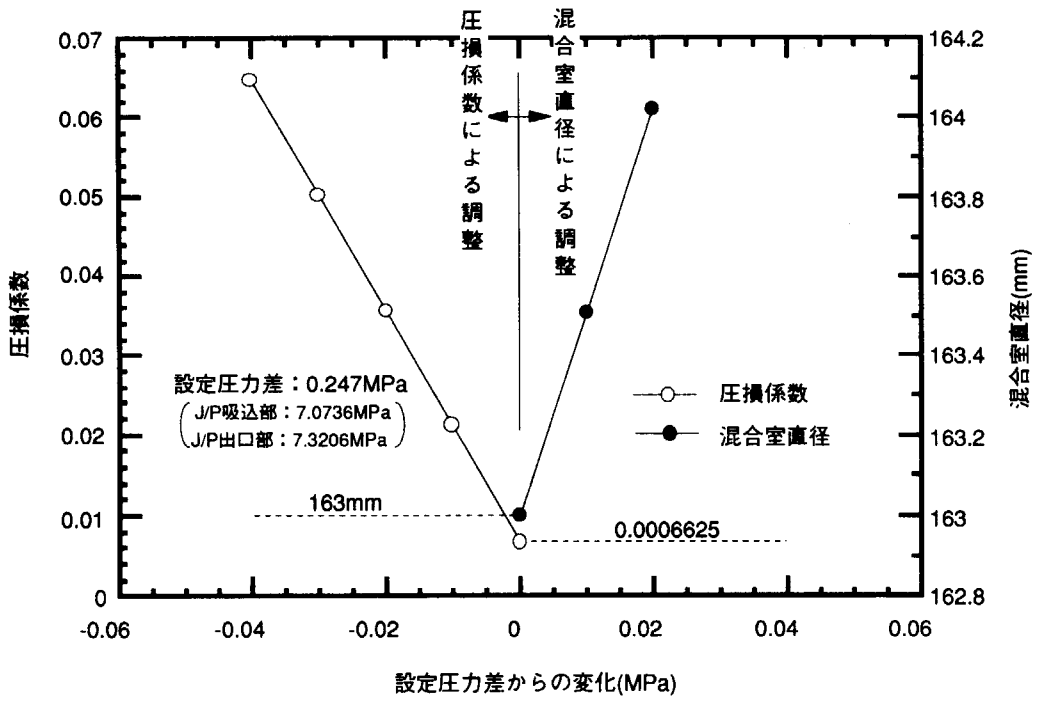
図D-5 拡散室直径とM比及びN比



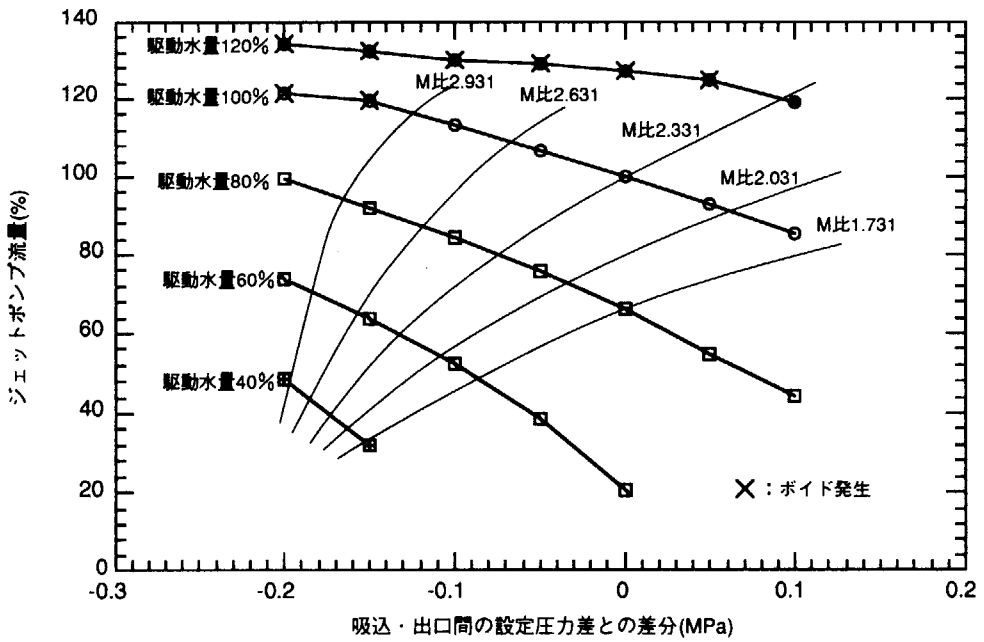
図D-6　圧損係数とM比及びN比の関係



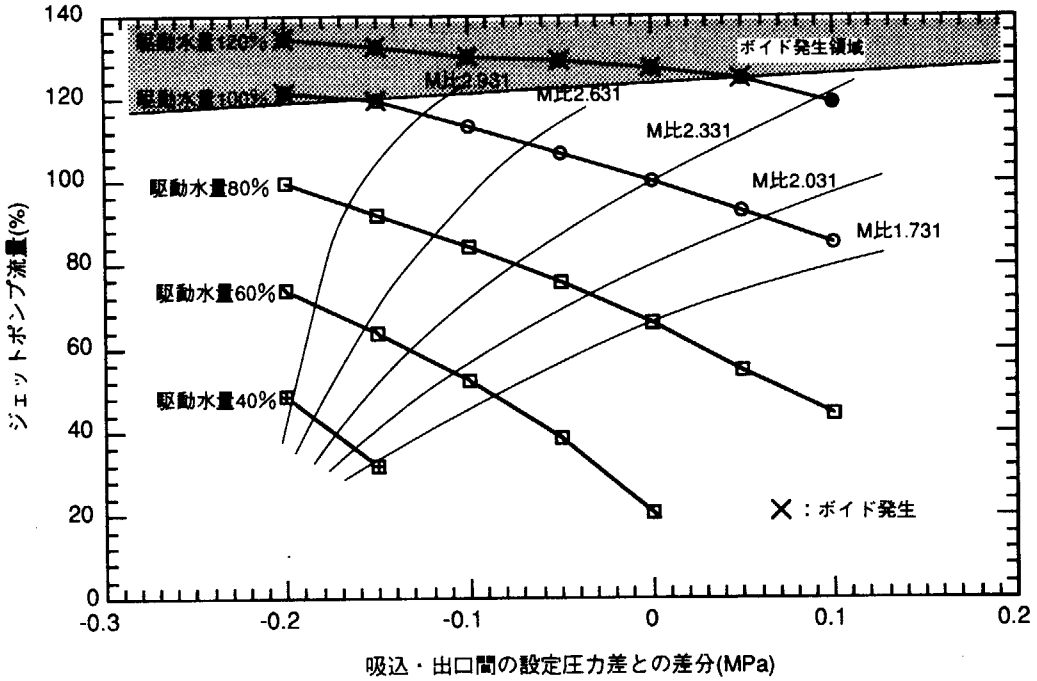
図D-7　ジェットポンプ圧力差とM比の変化



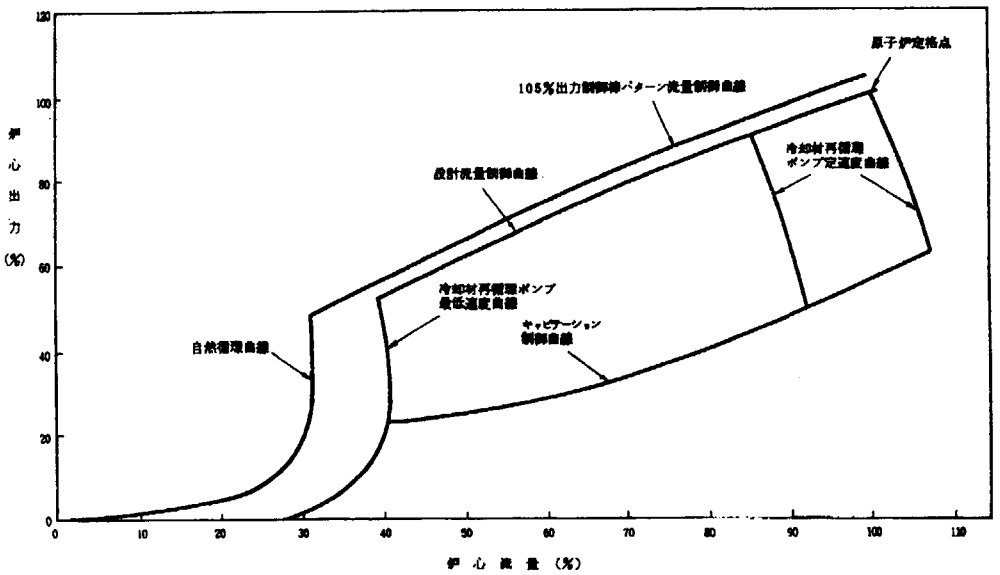
図D-8 M比を2.331とする圧損係数及び混合室直径



図D-9 ジェットポンプ圧力差とジェットポンプ流量

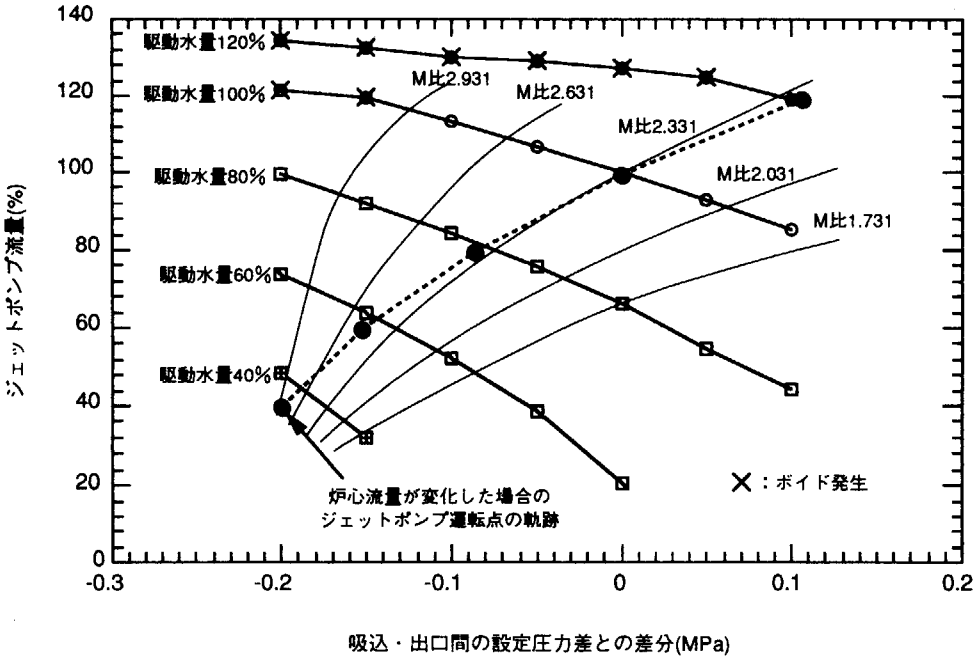


ジェットポンプ圧力差とジェットポンプ流量
（ボイド発生領域：キャビテーション領域）

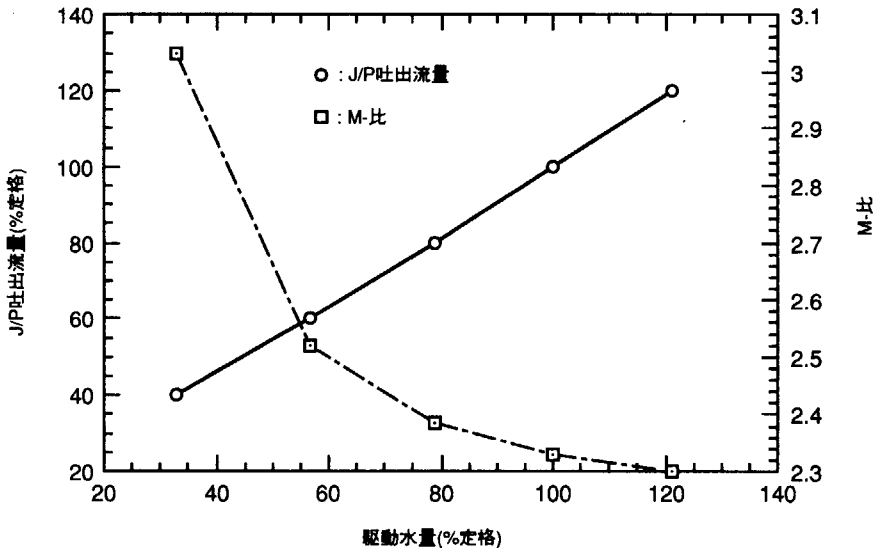


運転特性図上のジェットポンプキャビテーション制限曲線
（本文参考文献(2)より転載）

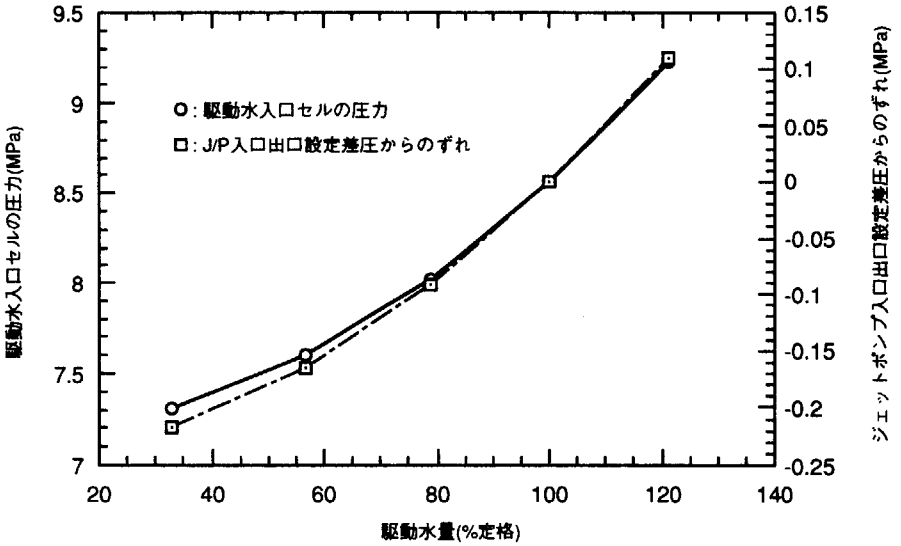
図D-10　ボイド発生領域とジェットポンプキャビテーション制限曲線



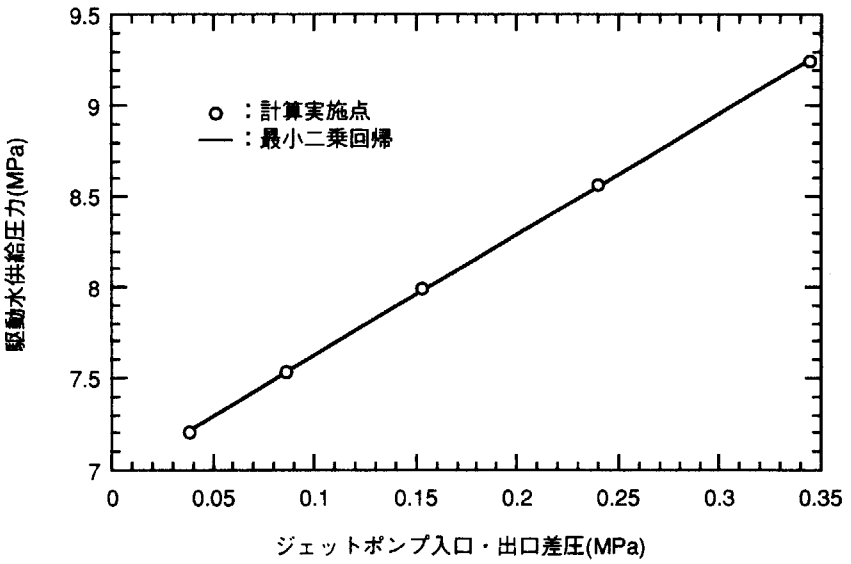
図D-11　炉心流量が変化した場合のジェットポンプ運転点の軌跡



図D-12　駆動水量と吐出流量及びM比



図D-13　駆動流量と駆動圧力及びジェットポンプ入口出口圧力差の関係



図D-14　ジェットポンプ入口・出口差圧と駆動水供給圧力の関係

付録E 再循環ポンプのモデル化

再循環ポンプの入力データの作成過程と性能評価のために実施した単体モデルによる計算結果を示す。

(1) 再循環ポンプのパラメータの検討

1) 定格流量

代表炉の設置許可申請書（本文参考文献(2)）には、再循環ポンプの定格流量は約8,100t/h (2,250kg/s)と記載されている。一方、再循環ポンプから冷却水が供給されるジェットポンプでは定格駆動水流量は2,013.9kg/sである。すなわち、単純に流量のみを見ると、この再循環ポンプはジェットポンプ定格の112%の流量が定格性能で供給できるポンプとなっている。設計段階では通常こうした余裕を考慮するので、定格流量として2,250kg/sを採用することとした。

2) 定格揚程

定格揚程は同書に約246mと記載されている。TRAC-BF1の入力データではポンプ揚程はΔP（差圧）$/\rho$（密度）の形式で入力することになっているため、

$$揚程 = 246 \times 9.80665 = 2412(m^2/s^2)$$

となる。また、水の密度を759kg/m^{3}とすると、再循環ポンプにより約1.8MPa昇圧されることになる。

3) 定格回転数

定格回転数は同書に電動機の定格回転数として1,485rpm (155.51rad/s)と記載されている。ここでは電動機の定格回転数をポンプの定格回転数と考える。

4) 定格トルク

定格トルクについては同書には値が記載されていない。このため、以下のように算出した。

TRAC-BF1のポンプトルクに関連する入力項目としてとしては、定格トルク(電動機トルクと水力トルクの2つがあるが、ここでは前者をさす）、摩擦抵抗によるトルク及びベアリング等による損失トルクの3つがある。ここでは単純化のために、摩擦抵抗によるトルク及びベアリング等による損失トルクを無視し、水力トルクと電動機トルクは一致するものとする。

定格点における水力トルクは、定格揚程、定格流量及び定格回転数から以下のように求められる。

$$定格水力トルク = 246 \times 9.80665 \times 2250.0/155.51 = 34{,}905(N\text{-}m)$$

この水力トルクを定格トルクとした。

なお、同書にある電動機出力9,000HPとの記載から定格点での電動機トルクを求めると

$$定格電動機トルク = 9{,}000 \times 2.6845 \times 106/3600/155.51 = 43{,}156(N\text{-}m)$$

となる。この電動機トルクと水力トルクの差は設計段階で考慮される余裕と摩擦抵抗等による損失に相当していると考えられる。

5) ポンプ慣性の時定数

ポンプ慣性はトリップ後の再循環ポンプ回転数の減少速度を決めるパラメータである。再循環ポンプトリップには、駆動モータのトリップと、ポンプ駆動モータの電源装置であるMGセットのトリップがある。前者は再循環ポンプのみの慣性を考慮すればよいが、後者はそれに加えてMGセットの慣性も考慮する必要がある。また、ポンプ慣性は再循環ポンプトリップ後の炉心流量の減少速度に大きな影響を与えるパラメータであるため、設置許可の安全解析では解析する事象により、厳しめの解析結果を与えるよう選定されている。具体的な設定値を以下に示す。

・外部電源喪失	9.9秒	(再循環ポンプ及びMGセットの慣性、設計では約10秒、原子炉水位低低(L2)でトリップ)
・再循環ポンプの故障	4.7秒	(再循環ポンプのみの慣性、設計では約5秒、再循環ポンプトリップが起因事象)
・負荷の喪失	5.8秒	(再循環ポンプのみの慣性、タービントリップによるトリップ)

本入力データによる解析においても解析対象事象に応じて適宜、適切な慣性時定数を入力する必要がある。TRAC-BF1では、慣性は慣性能率Iで入力されるが、これは近似的に次式で求められる(図E-1参照)。

$$I = 0.58198 \times \tau_{hy0} / \omega_0 \times t_{1/e}$$

ここで、τ_{hy0}は定格水力トルク、ω_0は定格回転数、$t_{1/e}$は慣性時定数である。上式より、それぞれの慣性時定数に対する慣性能率が以下のように求まる。

時定数(s)	慣性能率(kg-m^2/rad)
4.7	613.95
5.8	757.64
9.9	1293.2

ただし、慣性時定数はポンプ回転数が1/eになる時間として求めた。

6) ホモロガス曲線

ホモロガス曲線は同書には記載されていないため、RETRAN-01コード（本文参考文献(5)）に内蔵されている大型ポンプであるBinghamポンプのホモロガス曲線を用いた。また、二相時のホモロガス曲線については、同コードマニュアルにSemi-Scale（米国INELで実施された実験）で使用されたポンプにおける二相時と単相時の差が示されていることから 、Binghamポンプ単相データにSemi-scaleポンプの二相時と単相時の差を加えることで作成した。また、二相時のトルク及びヘッドの劣化係数については、TRAC-BF1に内蔵されているもの（本文参考文献(1)）を用いた。

上記ホモロガス曲線を図E-2に示す。さらに、二相時のトルク及びヘッドの劣化係数を図E-3に示す。また、参考のため、RETRAN-01とTRAC-BF1コードのホモロガス曲線の定義の対応を図E-4に示す。

（2）再循環ポンプデータの作成

対象は圧力容器の再循環流量入口ノズルからジェットポンプ駆動流供給部とした。ノード分割は本文図3-9に示し、幾何形状データについては付録Bで述べたので、以下では圧損係数の設定について述べる。

圧損係数の評価は、代表的な教科書[1]に記載されている圧損係数の表(表E-1)を用いて行った。表E-1では、例えば、90°エルボ(rounded)では0.4～0.9の範囲と記載されているが、設計ではエルボ部等での圧損を最小化するような配慮がなされていると想定し、示された範囲の下限を採用することとした。

・再循環系入口	0.05(Rounded entrance to pipe と想定)
・90°エルボ	0.4
・ゲート弁	0.2
・ポンプ出口配管とヘッダー	0.4(90°エルボと同等と想定)
・ヘッダーとライザ管	0.3(口径0.55から0.28の縮小と想定)

（3）再循環ポンプ性能確認のための計算

作成した再循環ポンプ単体モデルの性能を確認するため、閉ループ及び開ループによる単体モデル計算を実施した。

1) 閉ループ単体計算

閉ループ単体計算に使用した体系を図E-5に示す。以下の2項目の確認を行った。

- 接続したPIPEコンポーネントの圧損係数を調整し、定格運転状態で流量や揚程、トルクが定格値となることを確認する。
- 定格運転状態でポンプをトリップさせ、ポンプ回転数が1/eとなる時間を求め、慣性能率が適切に設定されているか否かを確認する。

初期状態として、系の圧力(この圧力で系内に存在する水のインベントリーが決定される)を適切に定める必要があるが、再循環ポンプ入口の圧力が約7.1MPaであり、再循環ポンプにより約1.8MPa昇圧されることから、系圧力を8.0MPaと設定した。また、ポンプ回転数は一定とした。

接続したPIPEコンポーネントの圧損係数を調整した結果を図E-6に示す。定格運転点では流量、揚程、トルクとも定格値となることを確認した。さらに、定格状態でポンプをトリップさせた計算の結果を図E-7に示す。回転数が1/eとなる時間は設定した時定数に正確に対応しており、慣性能率が適切に設定されていることを確認した。

以上で、ポンプ入力データが正しく作成されていることが確認できた。そこで次に、この閉ループ体系を使用してポンプ軸固着事故の模擬計算を実施した。

再循環ポンプ軸固着の模擬は制御系モデルにより制御するのが便利である。TRAC-BF1では、制御系モデルでポンプを制御する場合、制御できるパラメータは電動機トルクのみである。再循環ポンプトリップは電動機トルクをゼロとすることにより達成できるが、軸固着は通常のトルク制御によっては達成できない。そのため、再循環ポンプの入力データで逆回転可不可を指定し、軸固着時には負の

大きなトルクをポンプに与えることにより軸固着を模擬することとした。この結果を図E-8に示す。ポンプ回転数は瞬時にゼロとなり軸固着が模擬できた。本計算における時間刻み幅の変化を図E-9に示す。軸固着の時点での時間刻み幅は約10^{-4}秒と非常に小さくなっている。このため固着する時刻に先立って時間刻み幅を小さくしておく必要があり、このように設定しないと計算が続行できないことが明かとなった。ここでは軸固着の直前に時間刻み幅の最大値を1秒から0.1秒に小さくした。

2) 開ループ単体計算

計算に用いた体系を図E-10に示す。ジェットポンプが接続された状態を圧力境界(BREAK)により模擬し、ジェットポンプに駆動水が所要の流量・圧力で供給できることを確認した。

この体系ではジェットポンプが接続された状態を模擬するよう再循環系出口の圧力を設定する必要がある。一方、ジェットポンプ入口・出口差圧、吐出流量、 駆動水流量、駆動水圧力の関係が以下のように得られている（付録D参照）。

吐出流量(%定格) = 駆動水流量(%定格)×0.9119 + 8.9406

ジェットポンプ入口・出口差圧 (MPa)

= 0.0002 + (吐出流量(%定格)/100)^2× 0.2394

駆動水圧力(MPa)

= ジェットポンプ入口・出口差圧(MPa)×6.6526 + 6.9574

この関係を用いて、再循環系出口(駆動水圧力)の圧力を以下のように設定した。ただし、再循環系入口の圧力は7.1032MPaとした。

駆動水流量(%定格)	吐出流量(%定格)	ジェットポンプ差圧(MPa)	駆動水圧力(MPa)
40	45.42	0.04958	7.2872
60	63.65	0.09720	7.6040
80	81.89	0.1608	8.0268
100	100.13	0.2402	8.5555
120	118.37	0.3356	9.1902

上記の条件で、ポンプ回転数を変化させ、所要の駆動水流量が得られる運転点を求めた。その結果を図E-11に示す。再循環ポンプより定格以下で定格駆動水流量を供給することができ、ポンプ定格点では約105%の駆動水が供給できるとの結果を得た。

この際のポンプ回転数とトルクの関係を図E-12に示す。TRAC-BF1では、PUMPコンポーネントはトルクによってしか制御できないので、この関係を用いることにより、トルク制御により回転数を制御できると考えられる。また、ポンプ回転数と駆動水流量の関係は図E-13に示すように良い相関関係があり、次式の関係があることがわかった。

駆動水流量(%定格) = ポンプ回転数(%定格)×1.0477 + 1.2231

付録Eの参考文献

(1) R.Byron Bird, et al., "Transport Phenomena," John Wiley & Sons, Inc., 1960.

表E-1 圧損係数の評価モデル[1]

	圧損係数 e_v
断面積の急変化	
滑らかな配管入口	0.05
急激な縮小	$0.45(1-\beta)$
急激な拡大	$\left(\frac{1}{\beta}-1\right)^2$
オリフィス	$2.7(1-\beta)(1-\beta^2)\frac{1}{\beta^2}$
弁等	
90° エルボ（円形）	0.4 - 0.9
90° エルボ（矩型）	1.3 - 1.9
45° エルボ（円形）	0.3 - 0.4
グローブ弁（開状態）	6 - 12
ゲート弁（開状態）	0.2

$$\beta = \frac{\text{小さい方の断面積}}{\text{大きい方の断面積}}$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} e_v \rho v^2$$

Δp :差圧
ρ :密度
v :拡大の上流側流速

ポンプの相似則

$$\frac{H(\omega,Q)}{H(\omega',Q)} = \left(\frac{\omega}{\omega'}\right)^2$$

$$\frac{\tau_{hy}(\omega,Q)}{\tau_{hy}(\omega',Q)} = \left(\frac{\omega}{\omega'}\right)^2$$

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{\omega}{\omega'}$$

変数の定義

I ：慣性能率(kg-m^2/rad^2)

τ_{hy}：水力トルク(J/rad)

τ_{hy_0}：定格水力トルク(J/rad)

ω ：回転数(rad/s)

ω_0 ：定格回転数(rad/s)

Q ：体積流量(m^3/s)

t ：時間(s)

$t_{1/e}$：回転数が1/eとなる時間(s)

角運動量保存式

$$I\frac{d\omega}{dt} = -\tau_{hy}(\omega',Q) = -\tau_{hy_0}\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2$$

$\omega^* = \dfrac{\omega}{\omega_0}$ として上式を変形すると、

$$\frac{1}{\omega^{*2}}\frac{d\omega^*}{dt} = -\frac{\tau_{hy_0}}{I\omega_0}$$

この微分方程式は解けて、下式のようになる。

$$\frac{1}{\omega^*} = \frac{\tau_{hy_0}}{I\omega_0}t + C$$

ここで $t=0$ の時、$\omega^*=1$ であるから

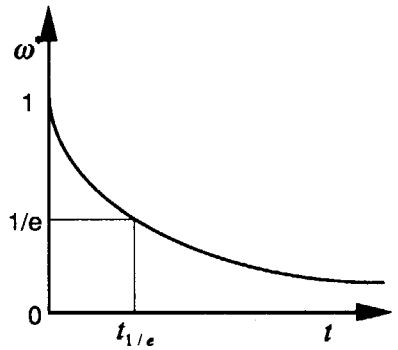
$$\frac{1}{\omega^*} = \frac{\tau_{hy_0}}{I\omega_0}t + 1$$

$t=t_{1/e}$ の時、$\omega^*=\dfrac{1}{e}$ であるから

$$e - 1 = \frac{\tau_{hy_0}}{I\omega_0}t_{1/2}$$

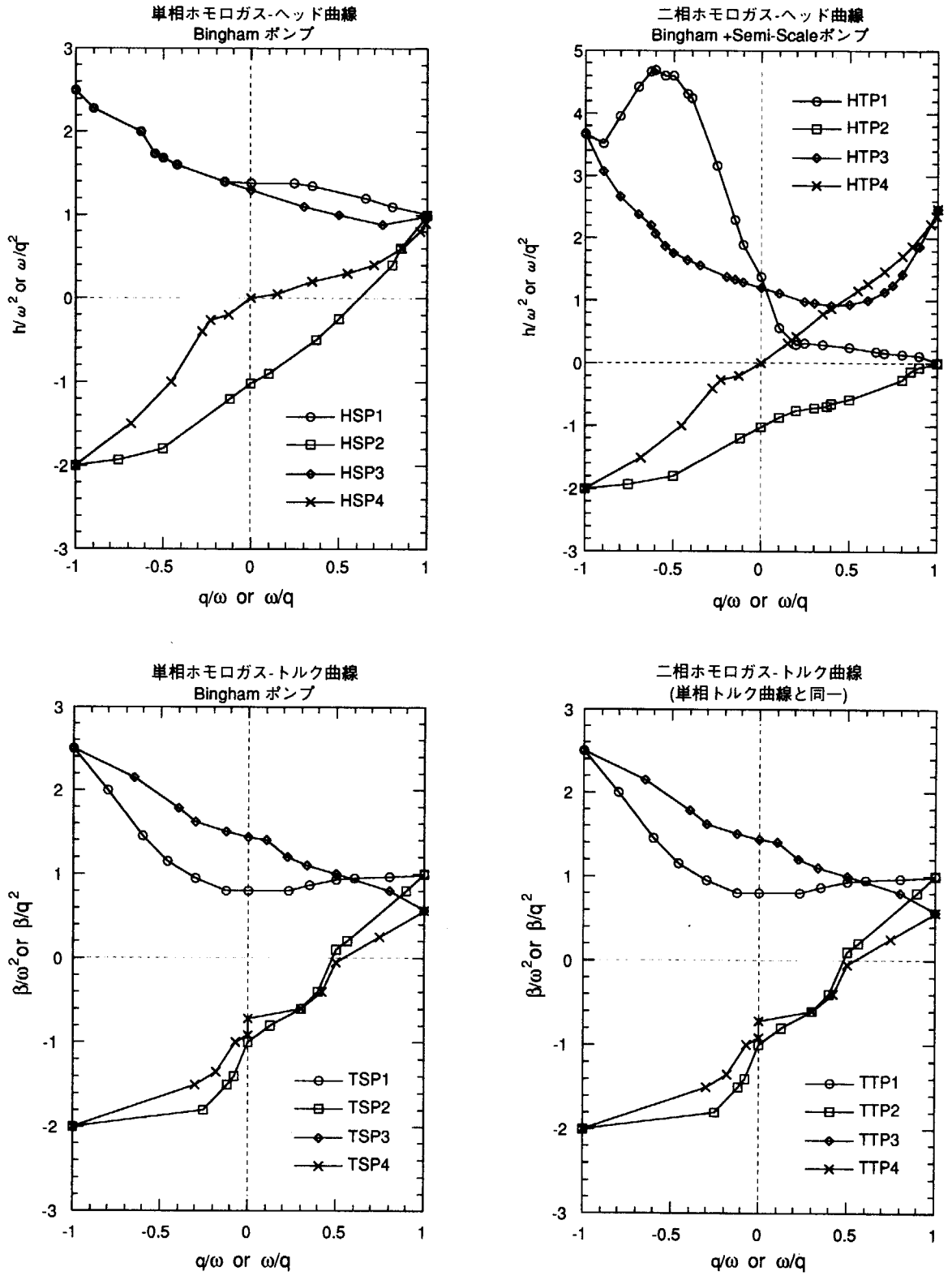
以上から、慣性能率が以下のように求まる。

$$I = 0.58198 \times \frac{\tau_{hy_0}}{\omega_0}t_{1/e}$$



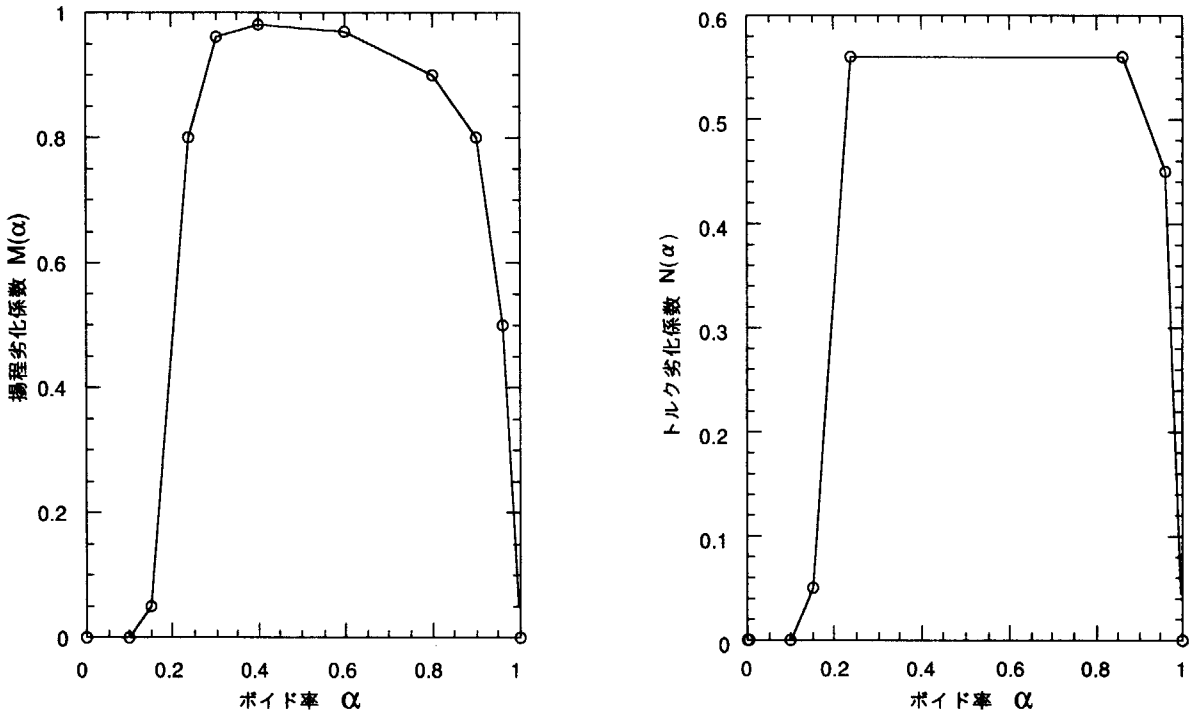
$t_{1/e}$ の定義

図E-1 慣性能率の推定法

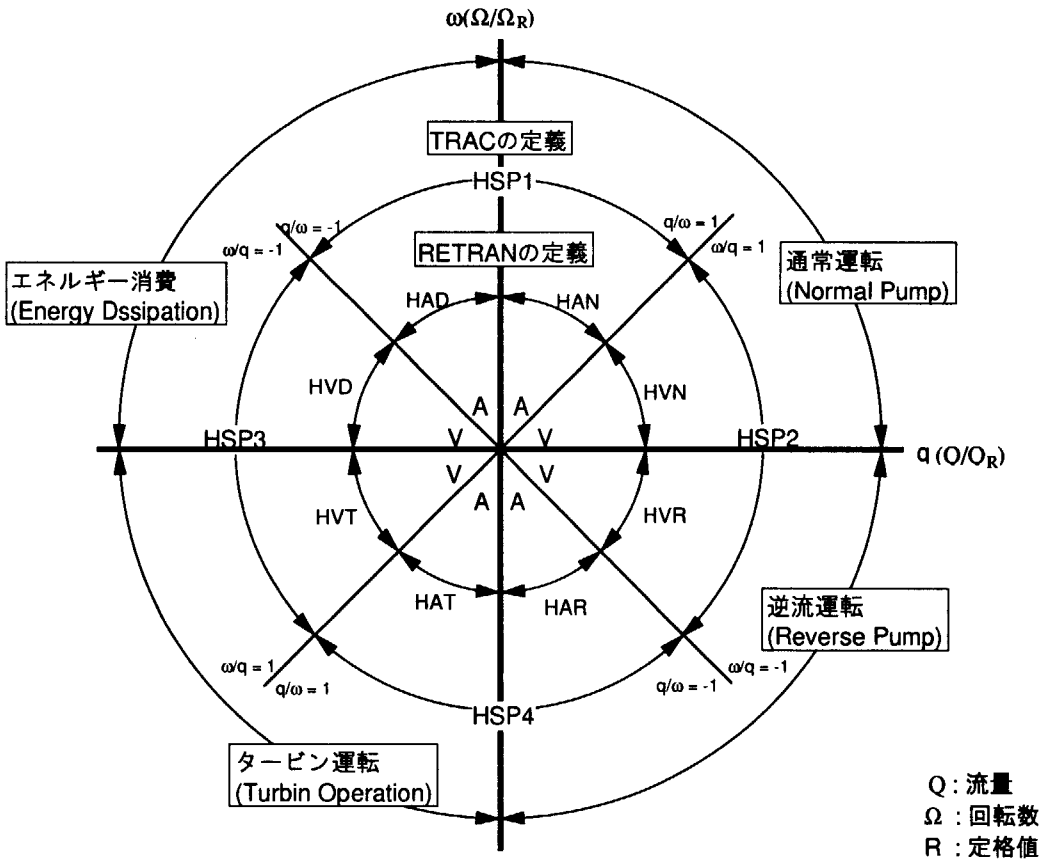


h：規格化揚程　　ω：規格化回転数
β：規格化トルク　　q：規格化流量

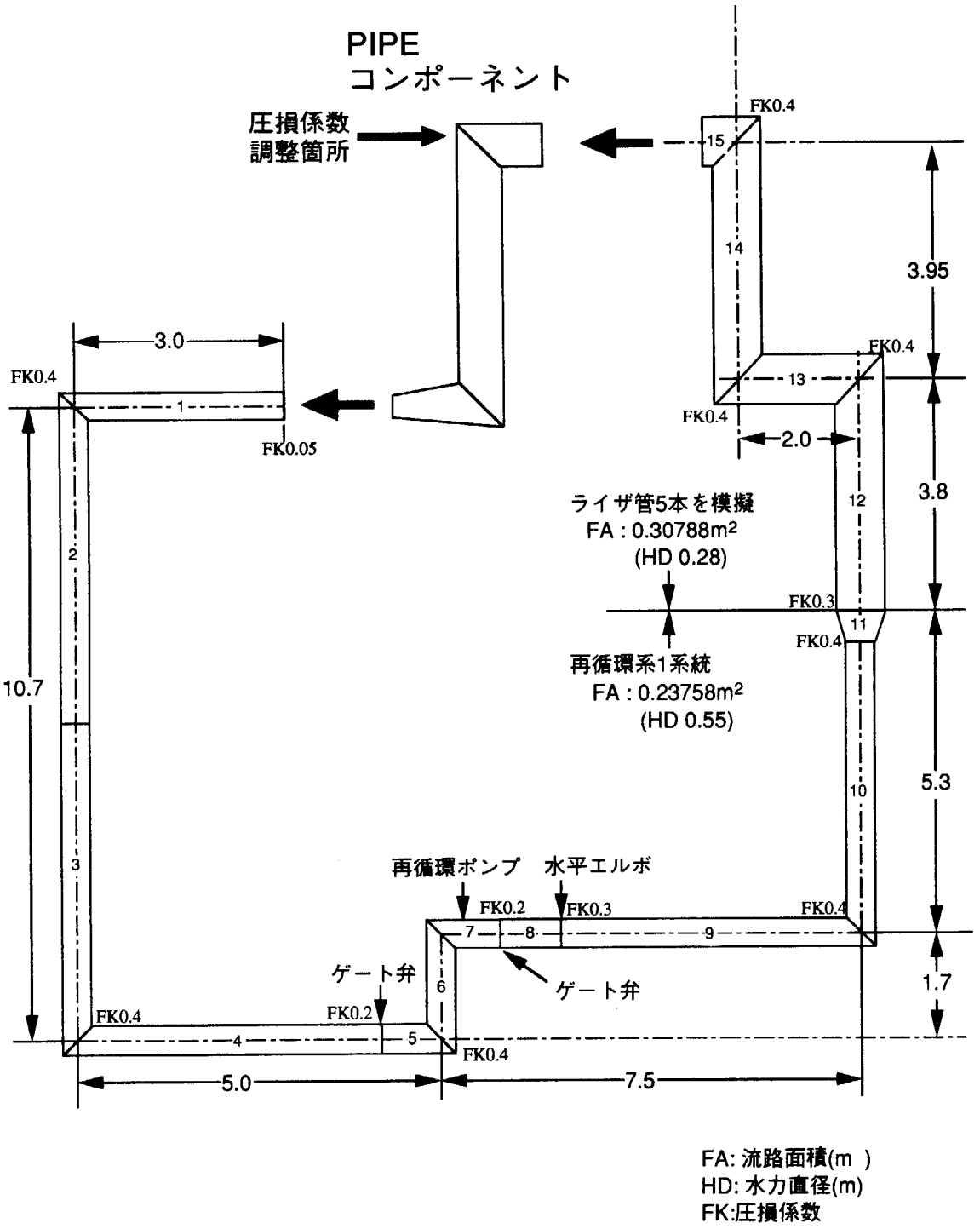
図E-2　使用したホモロガス曲線



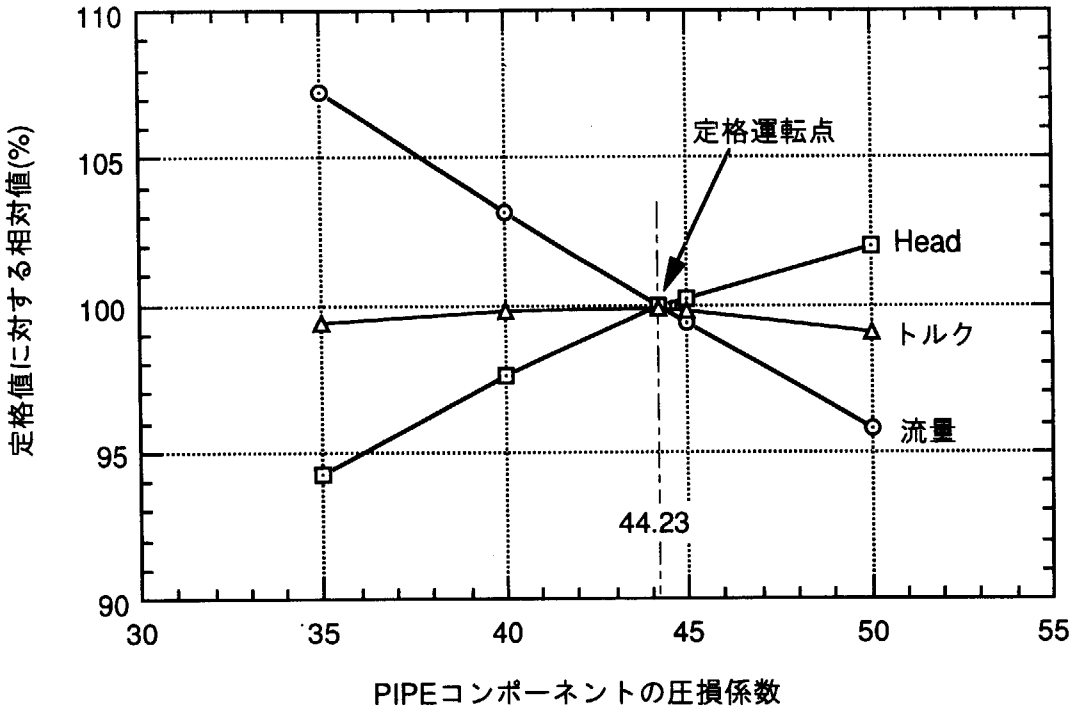
図E-3 二相劣化係数



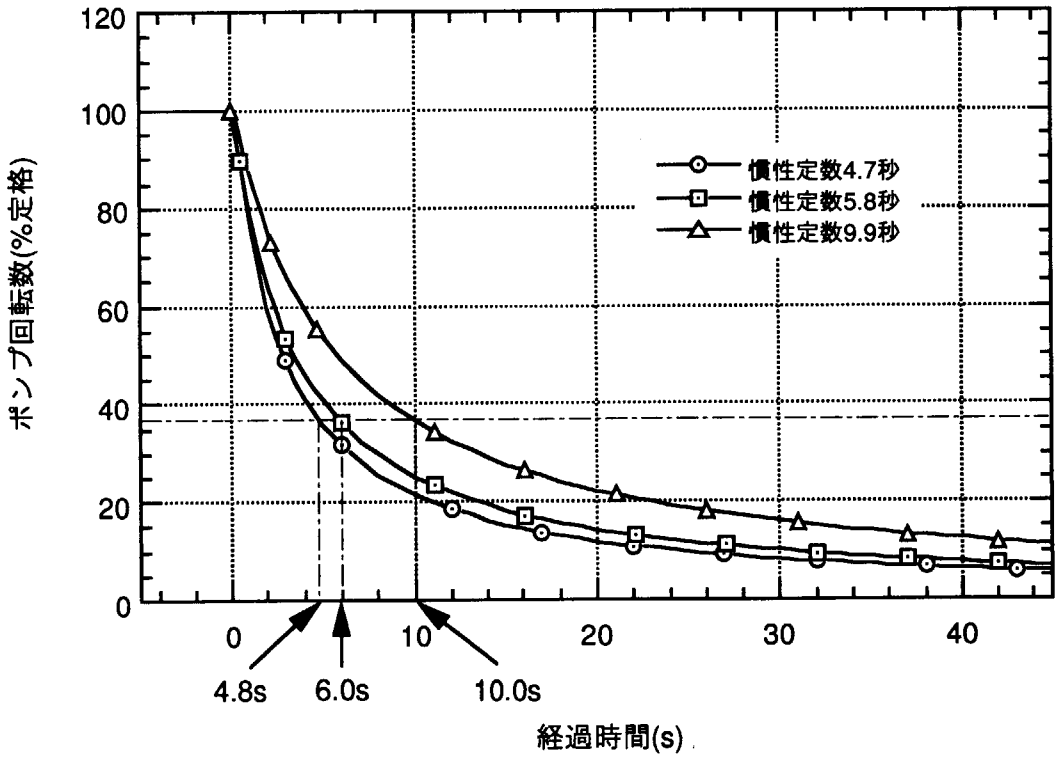
図E-4 ホモロガス曲線のRETRAN01及びTRAC-BF1 の定義
(単相揚程の例)



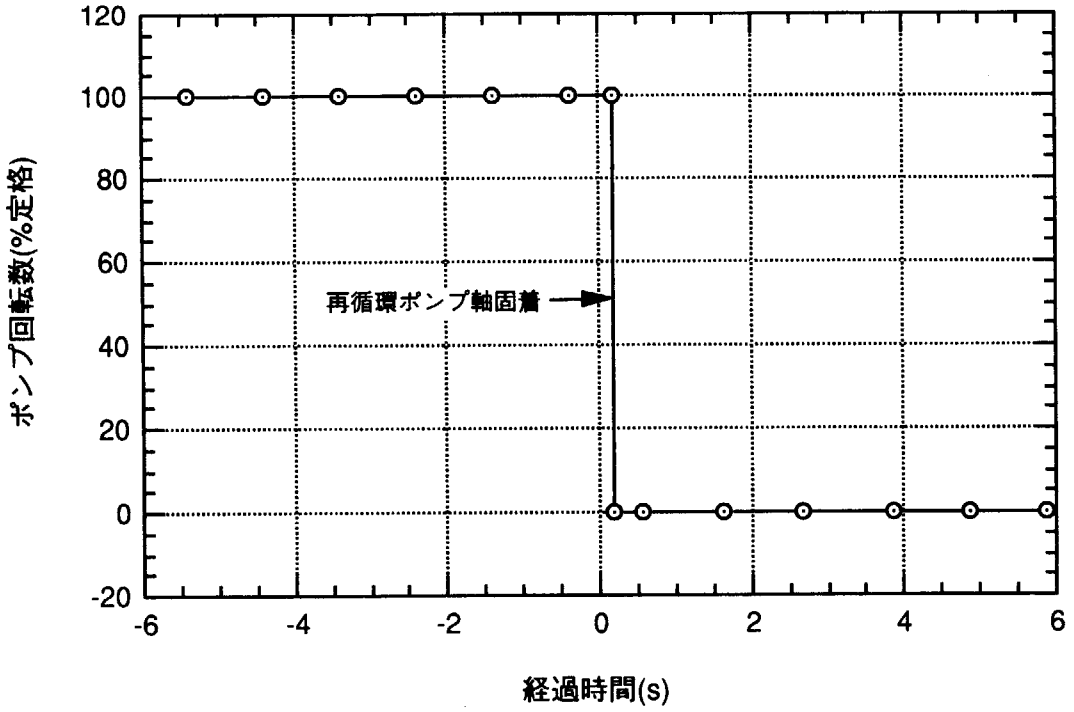
図E-5　閉ループ単体モデル計算体系



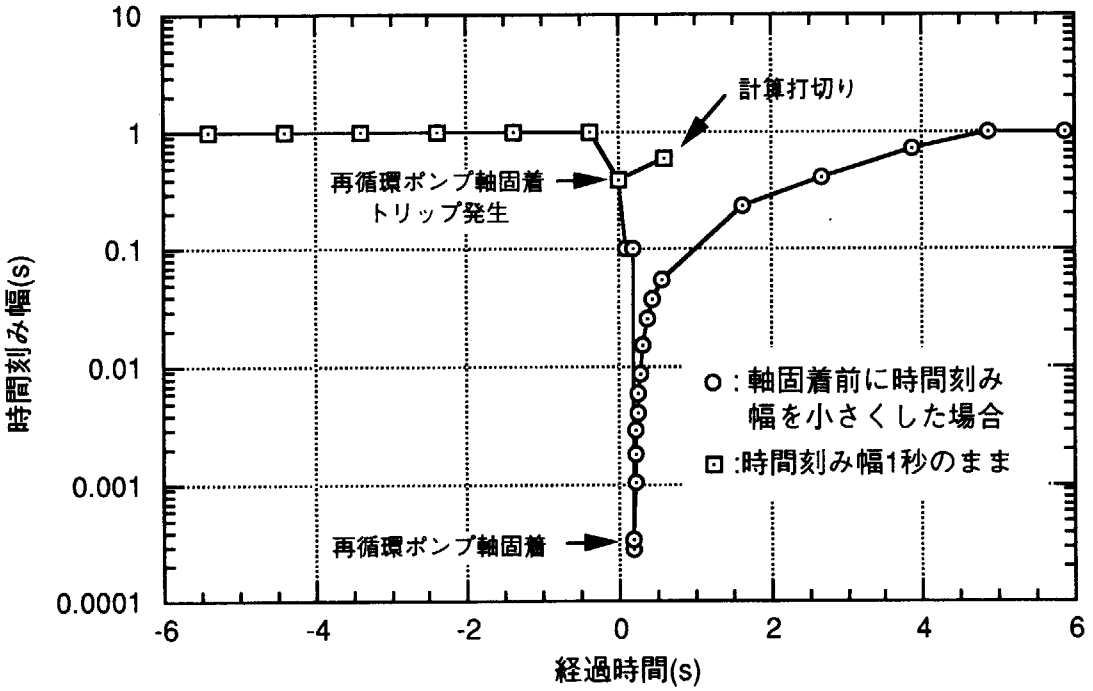
図E-6　閉ループ単体モデル計算結果　-　定格運転点の確認



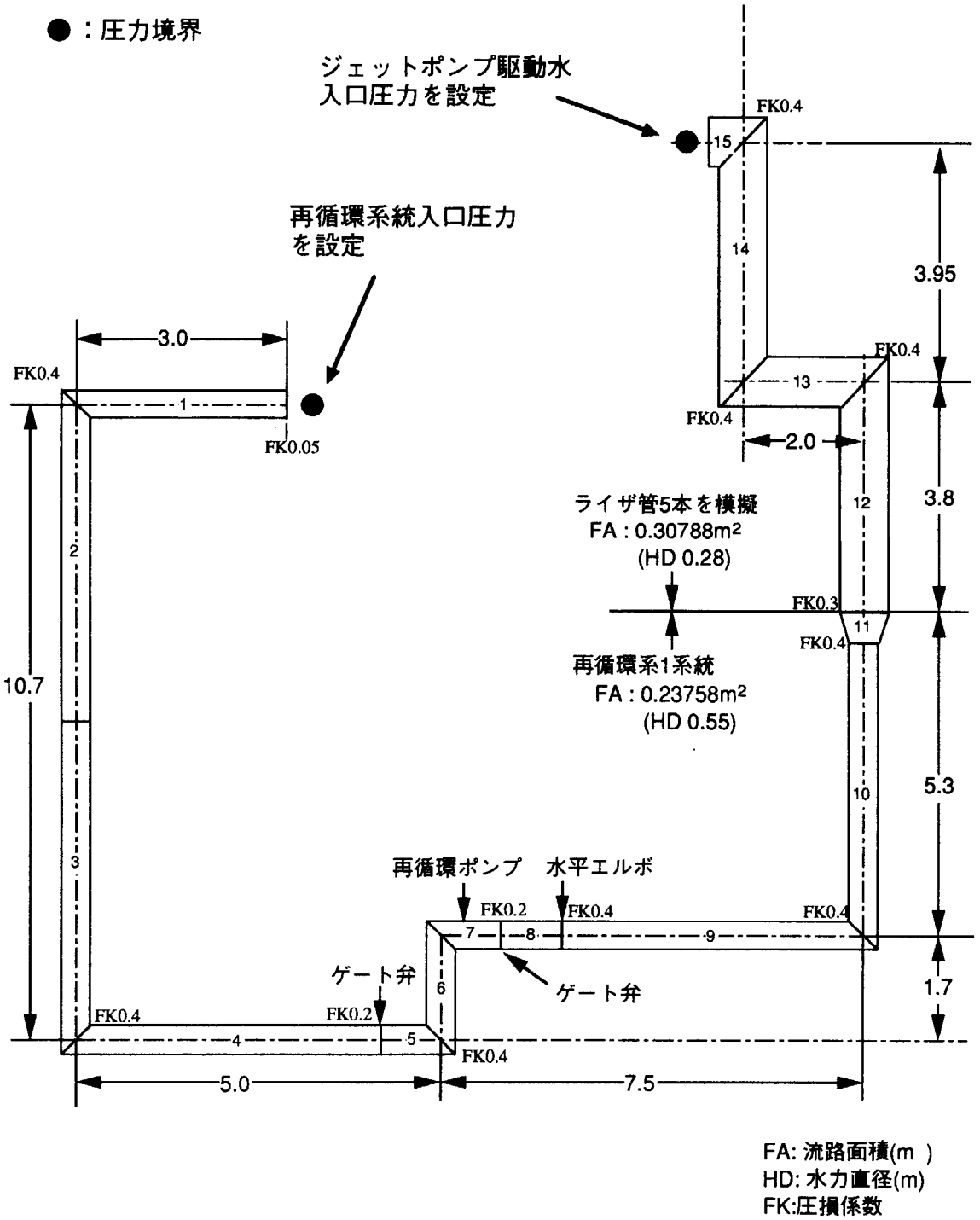
図E-7　ポンプトリップ後のポンプ回転数の推移
(閉ループ体系)



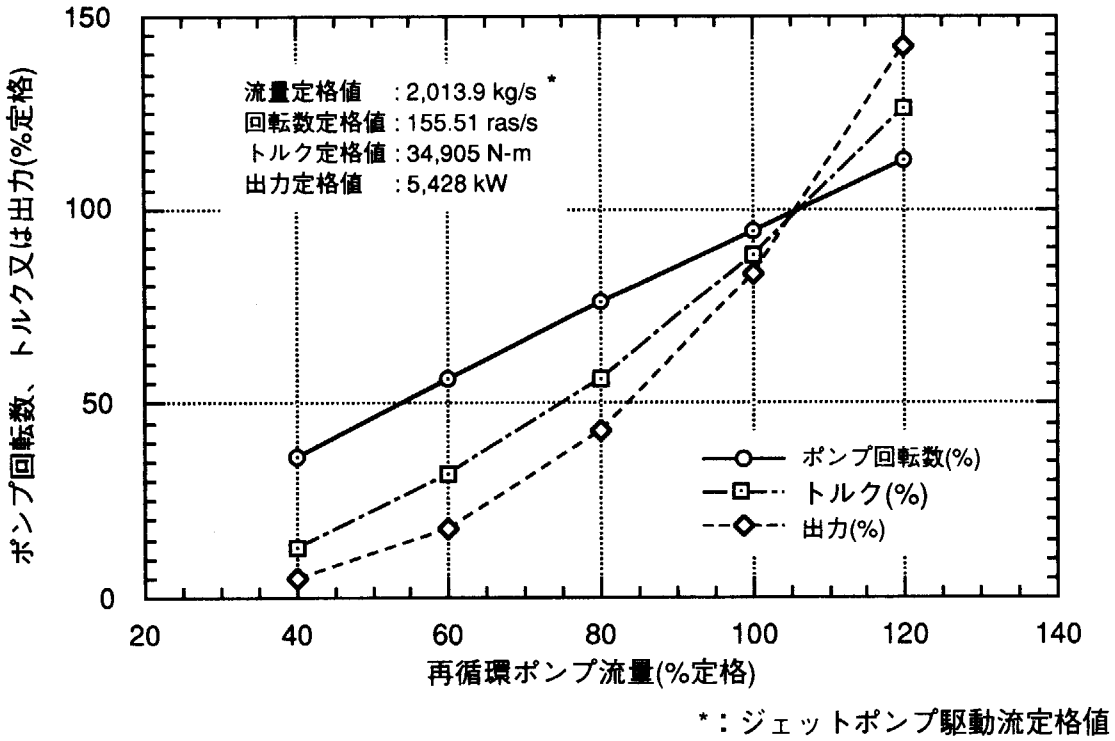
図E-8　再循環ポンプ軸固着時のポンプ回転数の変化



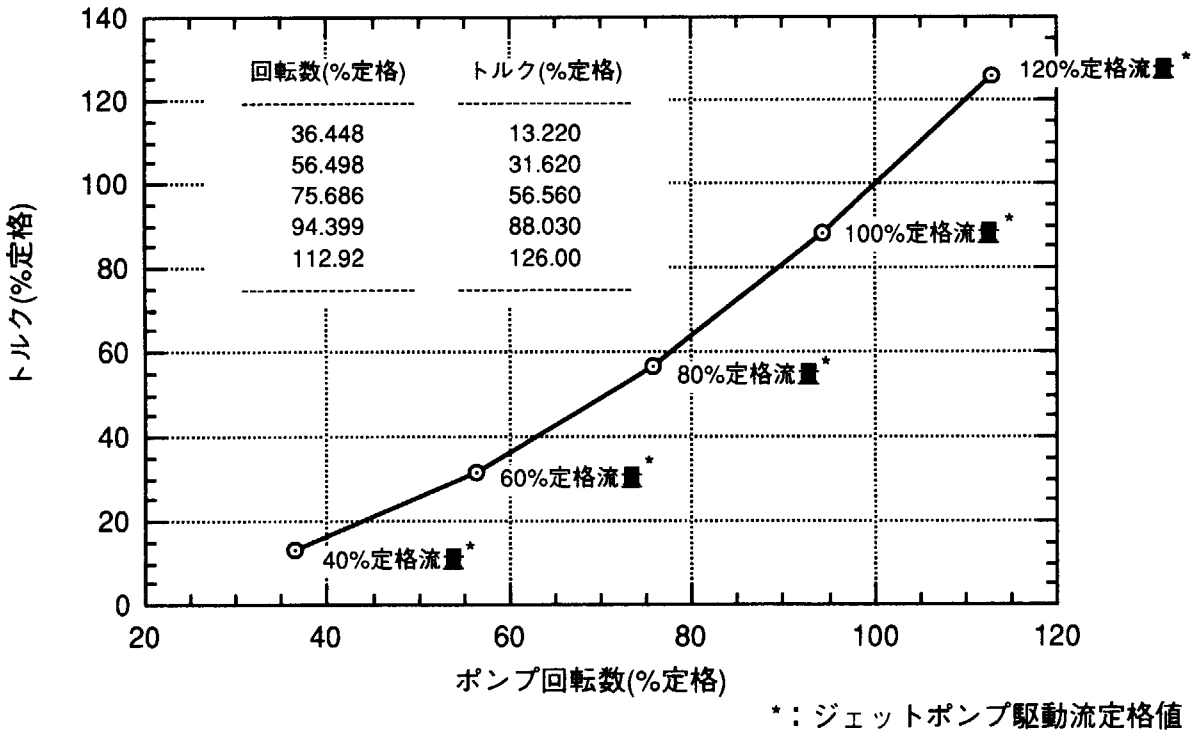
図E-9　再循環ポンプ軸固着時の時間刻み幅の変化



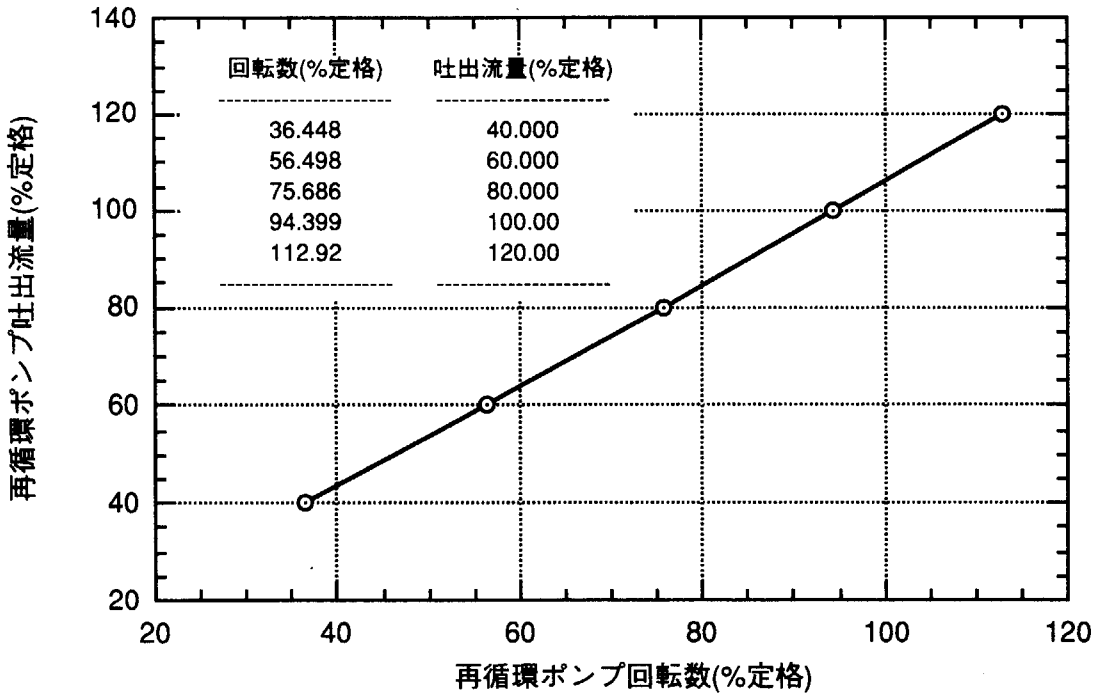
図E-10　開ループ単体試験体系



図E-11 ジェットポンプ接続を模擬した条件下での
流量に対する回転数及びトルクの変化



図E-12 ポンプ回転数とトルクの関係(開ループ体系)



図E-13　再循環ポンプ回転数と吐出流量の関係

付録F　燃料集合体のモデル化

燃料集合体の入力データの作成過程を示す。

（1）燃料集合体のモデル化の方針

1) 炉心における冷却水の流れ

炉心を流れる冷却水は、燃料集合体内を流れるインチャンネル流と、燃料集合体外を流れるアウトチャンネル流に分類できる。インチャンネル流は燃料棒を冷却して炉心上部プレナムに至る。この間に圧力損失は、下部タイプレート燃料棒支持部、7つの燃料スペーサー、上部タイプレートの燃料棒支持部で生じている。一方、アウトチャンネル流は図F-1に示すように、燃料集合体下部タイプレートの冷却孔から供給される以外に、下部タイプレートとチャンネルボックスの隙間等の経路で供給される[1]。アウトチャンネル流は、制御棒等を冷却しつつチャンネルボックス間のせまい間隙を通り炉心上部プレナムに至る。以上が燃料集合体での冷却水の流れであり、燃料集合体のモデル化では、燃料支持金具オリフィスから上部タイプレートまでをモデル化する必要がある。

燃料集合体のモデル化に当たっては、燃料コンポーネントはインチャンネル流のみを取り扱うこととし、アウトチャンネル流は単純化のため下部タイプレートの冷却孔のみから供給されると仮定した。また、アウトチャンネル流量は参考文献[2]の記載に基づき、全炉心流量の8%とした。

2) 炉心の構成、出力分布及び流量配分

米国ラサール炉のFSAR（本文参考文献(4)）に炉心の流量配分について以下の記載がある。

CORE FLOW DISTRIBUTION

ORIFICE ZONE DESCRIPTION	CENTRAL HOT	CENTRAL AVERAGE	PERIPHERAL HOT	PERIPHERAL AVERAGE
Relative Assembly Power	1.4	1.04	0.95	0.70
Relative Assembly Flow	0.93	1.06	0.55	0.57

炉心は中央部ホット、中央部平均及び周辺部平均の3つの種類の燃料チャンネルに分割してモデル化した。BWR-5 1,100MWeプラントの全燃料集合体数は764体、周辺部の燃料集合体数は92体あるが、ラサール炉のFSARを基に、中央部ホット、中央部平均の燃料集合体数を各々2体、670体とした。したがって、炉心の構成は中央部ホット2体、中央部平均670体、周辺部平均92体となる。また、各燃料集合体の出力分布及び流量配分は同FSARの記載に基づき、以下の値を目標とすることとした。

燃料体数	中央部ホット	中央部平均	周辺部平均
燃料体数	2	670	92
相対出力	1.4	1.04	0.70
相対流量	0.93	1.06	0.57

また、軸方向の出力分布については、代表炉の設置許可申請書（本文参考文献(2)）に記載されている出力分布(図F-2)を用いた。

3) 燃料集合体内での圧力損失

燃料集合体内での圧力損失は、代表炉の設置許可申請書とラサール炉のFSARの記載値を基に計算した。代表炉の全炉心圧損は、炉心が全て新型8×8燃料で構成されている場合、1.65kg/cm^{2}である（付録図A-1）。一方、米国ラサール炉のFSARには米国BWRの炉心に関する記載があり、そこでは炉心全圧損の他に燃料支持金具入口オリフィスでの圧損について記載されている。そこからBWR-6の炉心圧損に関する記載を抜き出して以下に示す。

	全炉心圧損	入口オリフィス部圧損
	25.7 (psi)	8.6 (psi)
	25.5	8.5
	25.8	8.7
平均	25.67 (psi)	8.6 (psi)
	1.8046 (kg/cm^2)	0.6046 (kg/cm^2)

BWR-6と代表炉の全炉心圧損を比較すると、前者では平均で1.8046kg/cm^{2}であるのに対して、後者では1.65kg/cm^{2}と、0.1546kg/cm^{2}の差がある。炉心のピーキング係数を見ると、軸方向ピーキングは1.40で同一であり、炉心加熱部の圧損が大きく違うとは考えにくい。したがって、全炉心圧損の差はオリフィス部で発生していると仮定した。この仮定に従うと、代表炉の燃料集合体での圧損は、以下のように計算される。

	全炉心圧損	オリフィス部圧損
代表炉	1.65(kg/cm^2)	0.45(kg/cm^2)

また、中央部の入口オリフィス圧損と周辺部の圧損を比較すると、米国BWR-6では周辺部の圧損は中央部の約2倍となっている。これに従うと周辺部の圧損は0.90kg/cm^2（= 0.45kg/cm^{2}x2）となる。ここでは、これらの数値をまるめて、入口オリフィスの圧損は中央部で0.5kg/cm^2、周辺で1.0kg/cm^{2}とした。

	中央部平均	周辺部平均
入口オリフィス圧損	0.5	1.0
下部タイプレートから集合体出口まで	1.15	0.65
合計	1.65	1.65

4) 燃料集合体の幾何形状

燃料集合体の幾何形状については、既に付録Bに示した。燃料集合体における流路断面積等のまとめを図F-3に示す。

（2）燃料集合体のモデル化

1) ノード分割

採用したノード分割図は本文図3-10に示した。ノード分割は、燃料支持金具オリフィス、上部及び下部タイプレート、スペーサでの圧損が独立に考慮できるように、燃料支持金具オリフィスから下部タイプレート入口までを1ノード、下部タイプレートに1ノード、炉心有効部はスペーサが7個あることから8ノード、上部タイプレートに1ノードとし、合計11ノードとした。アウトチャンネル流(バイパス流)は下から2番目のセルからの漏洩流れにより供給される。

流路断面積は、実際には各部位で異なるが、単純化のため炉心有効部流路面積101.3cm^{2}で同一とした。水力直径については燃料支持金具オリフィスから下部タイプレート入口までは7.00cm、炉心有効部は1.35cm、上部タイプレートは13.86cmとした。燃料集合体のつかみ部は無視した。

2) 圧損係数の設定

炉心全圧損及び入口オリフィス部圧損は既知であるが、下部・上部タイプレート及びスペーサでの圧損は不明である。そのため、本文図3-10に示す体系で計算を行い、下部・上部タイプレート及びスペーサでの圧損係数は同一であると仮定し、所要の炉心全圧損が与えられるようにそれらを調整した。この計算結果を以下にまとめる。

	中央部ホット	中央部平均	周辺部平均
入口オリフィスの圧損係数	21.669	21.669	90.00
下部・上部タイプレート及び スペーサの圧損係数	2.375	2.375	2.375
全圧損（MPa）	0.162	0.162	0.162
入口オリフィス圧損（MPa）	0.043	0.050	0.098
下部タイプレート～ 集合体出口までの圧損（MPa）	0.119	0.112	0.064
相対出力	1.40	1.04	0.70
相対流量	0.988	1.06	0.73
相対バイパス流量	0.08	0.08	0.05

3) ギャップコンダクタンスの調整

ギャップコンダクタンスは、燃料ペレットの温度及び燃料ペレットに蓄積されるエネルギーに大きな影響があり、原子炉スクラム後の燃料棒表面熱流束の変化を決める重要なパラメーターである。

代表炉の設置許可申請書によると、燃料棒線出力密度44kW/mの時、ペレット最高温度は約1,830℃と記載されている。一方、同書に記載されているギャップコンダクタンス5.675×10^{3}J/m^{2}sK (4,880kcal/m^{2}h℃)を用い、燃料棒線出力密度44kW/mで計算をしたところ、ペレット中心温度は1,907℃となり、妥当な一致が得られた。

また、燃料ペレットに蓄積されるエネルギー及び原子炉スクラム後の燃料棒表面熱流束の変化を確認するため、定常状態からスクラムさせ、燃料棒の平均表面熱流束の変化を同書に記載されている全給水流量喪失の解析結果と比較した。その結果を図F-4に示す。同図からわかるようにギャップコン

ダクタンス5.675×10^3J/m^2sKでは、平均表面熱流束の減少速度が大きく、燃料ペレットに蓄積されているエネルギーを過小評価することがわかった。

この原因として、TRAC-BF1コードに内蔵されている二酸化ウランの比熱等の物性値が不適当である可能性が考えられる。BWRの熱水力解析では、原子炉スクラム後の燃料棒表面熱流束の変化の方がペレット最高温度より重要であると考え、妥当な燃料棒表面熱流束の変化を与えるギャップコンダクタンスを感度解析により求めることとした。この感度解析の結果、ギャップコンダクタンスが2.100×10^3J/m^2sKで妥当な原子炉スクラム後の燃料棒表面熱流束変化が得られたため、この値を採用することとした。なお、この値を用いると燃料棒線出力密度44kW/m時のペレット中心温度は約2,400℃となった。

付録Fの参考文献

(1) R.T.Lahey, et al., "The Thermal-Hydraulics of a Boiling Water Nuclear Reactor - Second Edition," American Nuclear Society, 1993, pp.321.

(2) K. Hornyik, et al., "RETRAN Analysis of the Turbine Trip Tests at Peach Bottom Atomic Power Station Unit 2 at End of Cycle 2, Appendix B," NP-1076-SR, EPRI, April 1979.

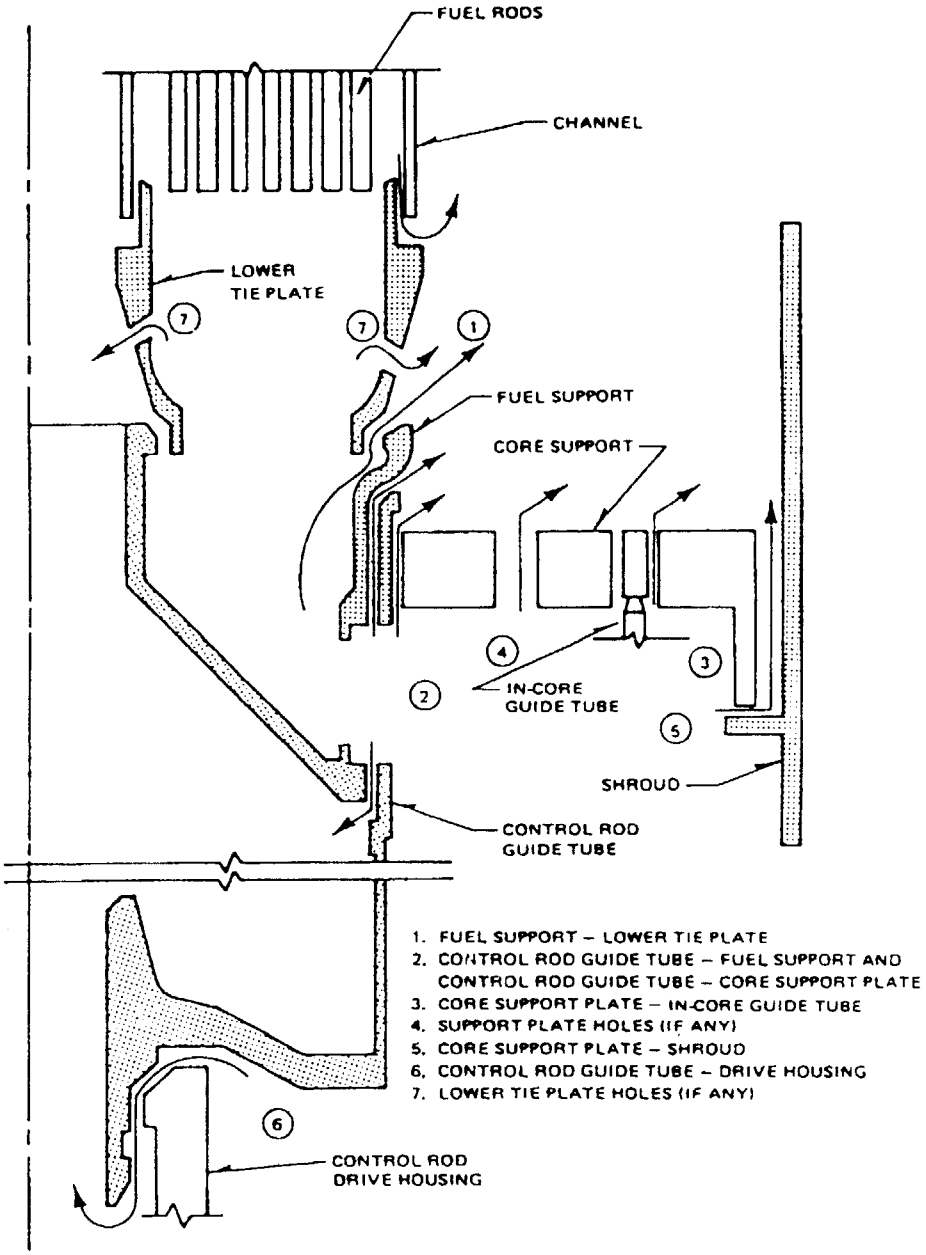
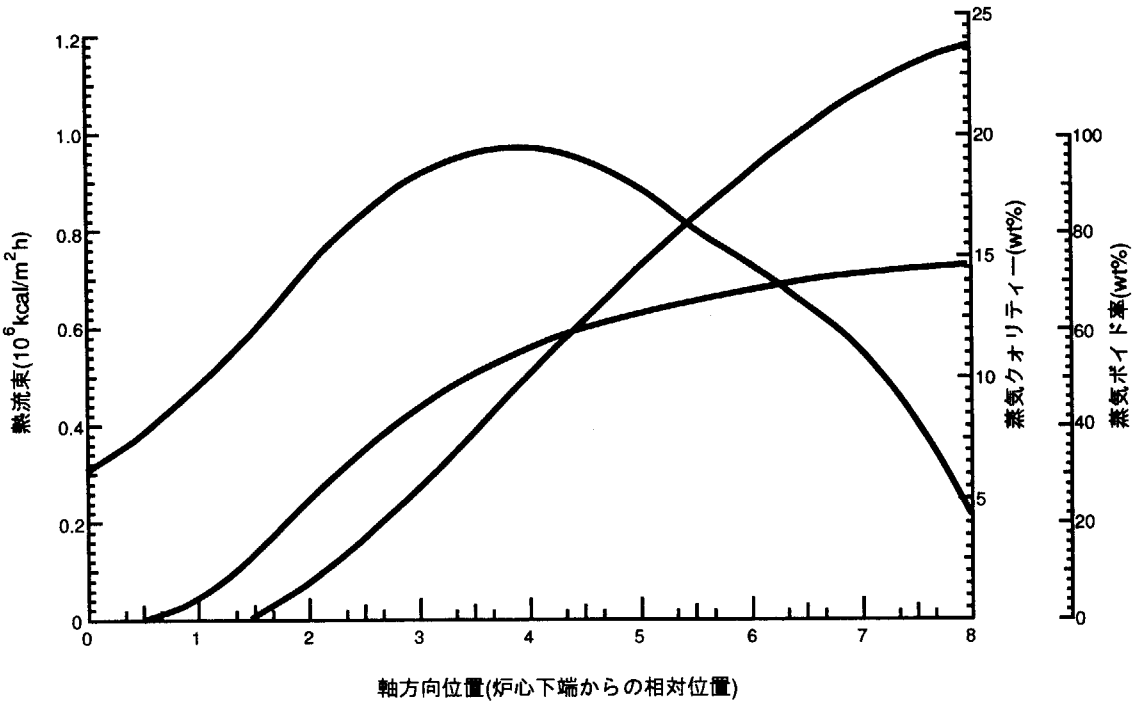
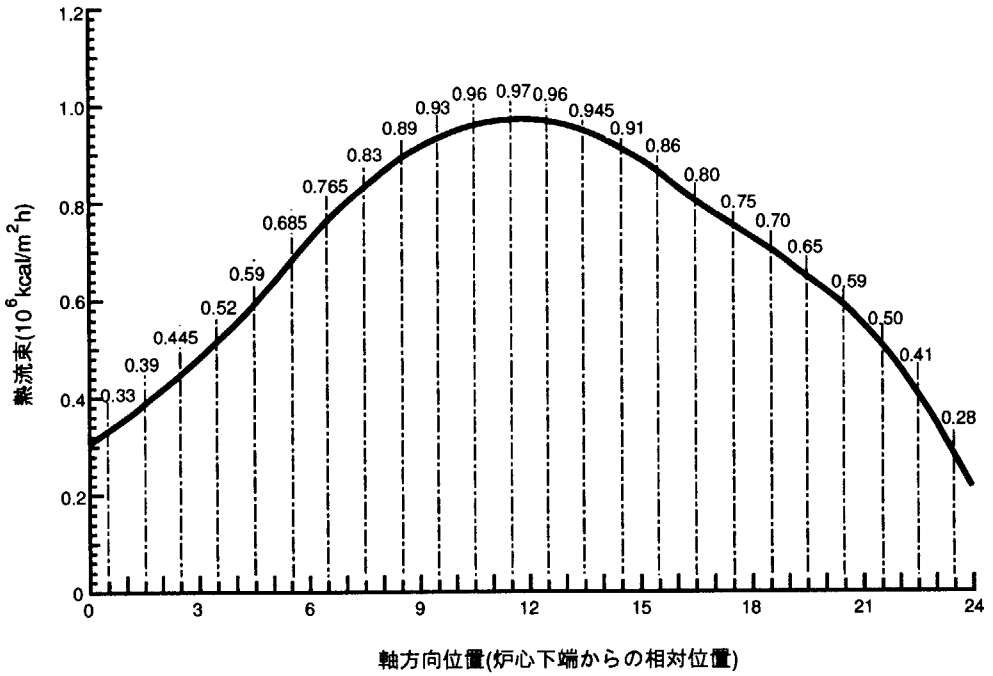


Fig. 6-13 Schematic of a typical BWR fuel assembly showing the leakage flow paths.

図F-1　炉心でのアウトチャンネル流の供給経路[1]



モデル化に使用する軸方向出力分布



図F-2　炉心のモデル化に使用した炉心の軸方向出力分布
(本文参考文献(2)を参照)

● 格子断面積

$15.24^2 = 232.26cm^2$

● チャンネルボックス内側断面積及び濡れ縁長さ

$13.41^2 + (\pi \times 1.23^2 - 1.23^2 \times 4) = 178.53cm^2$
$(13.41-1.23\times2)\times4 + \pi\times2\times1.23 = 51.53cm$

● チャンネルボックス外側断面積及び濡れ縁長さ

$(13.41+0.254\times2)^2 +$
$(\pi\times(1.23+0.254)^2 - (1.23+0.254)^2\times4) = 191.82cm^2$
$(13.41-1.23\times2)\times4 + (\pi\times2\times(1.23+0.254) = 53.12cm$

● 燃料棒及び水ロッド断面積及び濡れ縁長さ

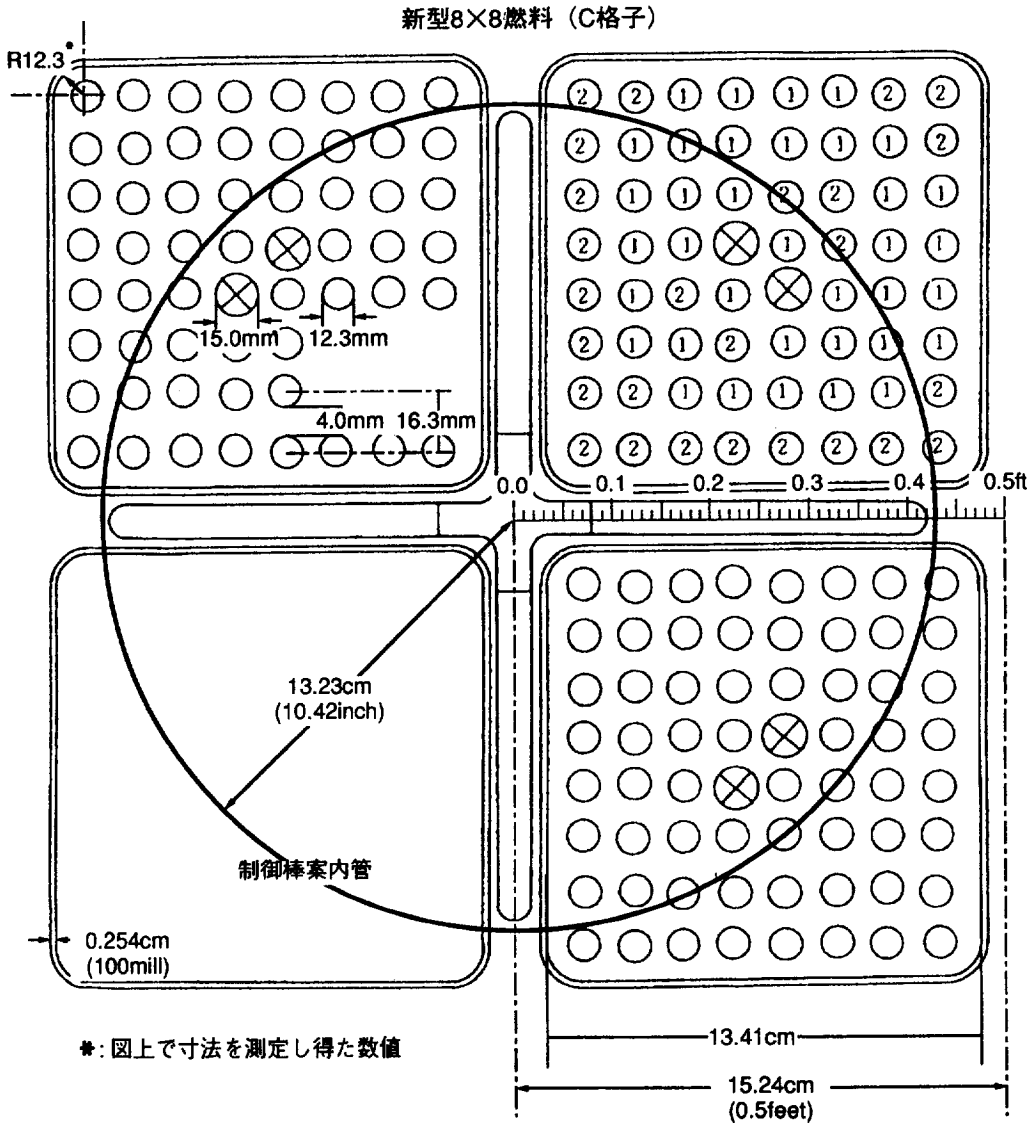
$\pi\times(1.23/2)^2\times62 + \pi\times(1.5/2)^2\times2 = 77.20cm^2$
$\pi\times1.23\times62 + \pi\times1.5\times2 = 249.00cm$

● チャンネルボックス外側の有効流路断面積、その割合及び水力直径

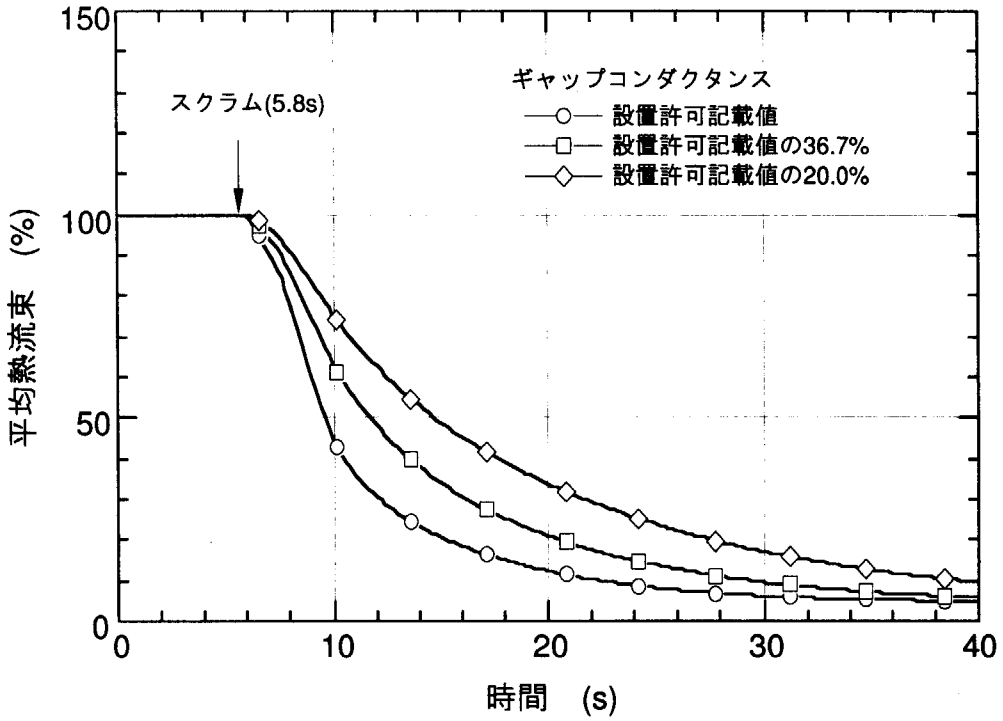
$232.26 - 191.82 = 40.44 = 40.4cm^2$ /燃料集合体
$40.44 / 232.26 = 15.42\%$
$4\times40.44 / 53.12 = 3.05cm$

● チャンネルボックス内側の有効流路断面積、その割合及び水力直径

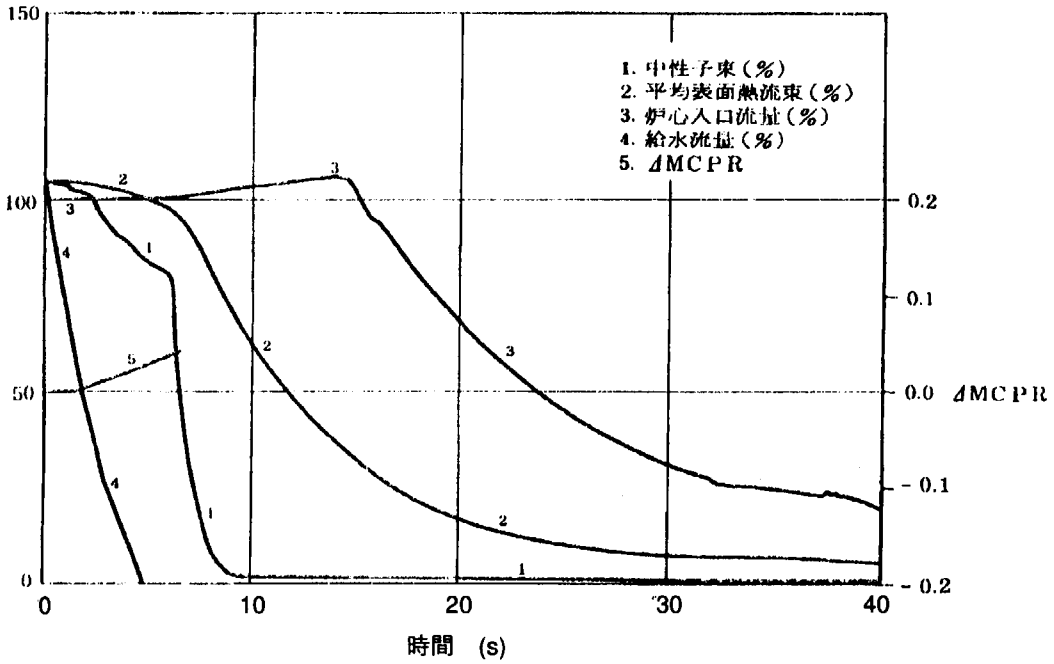
$178.53 - 77.20 = 101.33 = 101.3cm^2$ /燃料集合体
$100.32 / 178.53 = 56.19\%$
$4\times101.3 / (51.53 + 249.00) = 1.348cm$



図F-3　燃料集合体断面の主要な寸法及び流路断面積のまとめ（本文参考文献(2)を参照）



(a) ギャップコンダクタンスに関する感度解析結果



(b) 代表炉の設置許可申請書に記載されている解析結果
(本文参考文献(2)より転載)

図F-4 ギャップコンダクタンスとスクラム後の平均表面熱流束の関係
- 全給水喪失時の過渡変化の比較 -

付録G 気水分離器のモデル化

気水分離器モデルの作成過程を示す。

（1）気水分離器の幾何形状データ

代表炉の設置許可申請書（本文参考文献(2)）に記載されている気水分離器の仕様は以下の通りである。

・気水分離器ユニット当たり平均流量	224t/h
・平均入口蒸気重量率	13.5wt%
・乾燥器入口における湿分	10wt%
・キャリーアンダ	0.25wt%以下
・気水分離ユニット数	225
・形式	たて形軸流遠心式

これ以外の幾何形状データについては、同書には記載がないため、本文参考文献(3)に記載されている図面から推定した（図G-1参照）。

（2）気水分離器の入口、蒸気出口及びドレン出口圧力の検討

気水分離器のモデル化に際し、気水分離器の入口、蒸気出口及びドレン出口の圧力は、RETRAN-01マニュアル（本文の参考文献(5)）に記載されている米国TVA炉の値を基に求めた。検討対象とする部位は、図G-2に示すように圧力容器底部より11.0mの高さから圧力容器頂部(22m)までである。

1) TVA炉の水位計装

図G-3にTVA炉の水位計装のブロック図を示す。ここで注目すべきは、蒸気乾燥器での圧力損失に比例した量が水位の計測値に加算されていることである。

蒸気乾燥器での圧力損失を考えると、蒸気乾燥器スカート内側の水位はその圧力損失分だけ押し下げられ、スカート外側では内側で押し下げられた水の分だけ水位が上昇する。TVA炉のノード分割図を図G-4に示す。このノード分割では蒸気乾燥器スカートを考慮していないため、制御系側でこのような考慮をして、蒸気乾燥器によるスカート外側での水位上昇を模擬していると考えられる。この例では定格状態で10インチの水位上昇としており、この水位上昇幅を以下の検討に用いる。

2) 蒸気乾燥器での圧力損失

最初に蒸気乾燥器スカート内側及び外側の有効断面積を求める。

スカート内側の有効断面積(A_1)は圧力容器内径を3.2m、スカートの半径を3.0mとしているので、

$$A_1 = (3.2^2 - 3.0^2) \times \pi = 3.90\mathrm{m}^2$$

となる。スカート内側の有効断面積(A_2)はスカート内に直径0.30(m)の気水分離器が225個あることか

ら、

$$A_2 = 3.0^2 \times \pi - 225 \times (0.30/2)^2 \times \pi = 12.37m^2$$

となる。スカート外側の水位上昇を$\triangle h_1$、スカート内側の水位減少を$\triangle h_2$とすると、

$$A_1 \times \triangle h_1 = A_2 \times \triangle h_2$$

の関係が成り立つので、スカート内側の水位減少$\triangle h_2$は以下のように求められる。

$$\triangle h_2 = \triangle h_1 \times A_1/A_2 = 0.25 \times 3.90/12.37 = 0.08(m)$$

この高さの関係を図G -5に示す。

蒸気乾燥器頂部を基準とするとスカート外側の水位は-4.04mであり、スカート内側の水位は-4.37mとなる。また、スカート内外での水位差は33cmとなる。ここで蒸気の密度を36.7kg/m³、水の密度を739kg/m³とすると、圧力損失△Pは以下のように求まる。

$$\triangle P = (36.7 \times 4.04 + 739 \times 0.33 - 36.7 \times 4.37) \times 9.80665 = 2273(Pa)$$

3) 気水分離器蒸気出口圧力

ドーム中央部の圧力は定格出力状態で7.0314MPa(71.7kg/cm²)であり(図G-6)、ドーム中央部と気水分離器出口の高低差は4.85mである。上記のように蒸気乾燥器で2273Paの圧損があるので、気水分離器蒸気出口の圧力$P_{蒸気出口}$は以下となる。

$$P_{蒸気出口} = 7.0314 \times 10^6 + 36.7 \times 4.85 \times 9.80665 + 2273 = 7.03385 \times 10^6 = 7.0339MPa$$

4) 気水分離器ドレン出口圧力

図G-5に示すようにドーム中央部と気水分離器ドレン出口の高低差は気相部が6.27m、液相部が0.93mであり、蒸気乾燥器で2273Paの圧損があるので、気水分離器ドレン出口の圧力$P_{ドレン出口}$は以下となる。

$$P_{ドレン出口} = 7.0314 \times 10^6 + 36.7 \times 6.27 \times 9.80665 + 739 \times 0.93 \times 9.80665 + 2273 = 7.0427MPa$$

5) 気水分離器入口圧力

図G-6に示すように、気水分離器入口圧力は7.1358MPaとする。また、クォリティは0.13216、温度は560.24Kである。

上記の検討で得られた結果を以下にまとめる。

・蒸気乾燥器圧損	2273(Pa)
・気水分離器蒸気出口圧力	7.0339(MPa)
・ 〃 ドレン出口圧力	7.0427(MPa)
・ 〃 入口圧力	7.1358(MPa)
・蒸気乾燥器スカート内外での水位差	33(cm)

（3）気水分離器のモデル化

1) 気水分離器のノード分割

ノード分割及び主要な幾何形状データは本文図3-11に示した。単純化するため、全ての流路断面積を0.01767m^{2}とした。

2) 気水分離モデルの選択

SEPDコンポーネントでは、気水分離モデルとして、

・単純な気水分離モデル

・機械的なメカニズムに基づく気水分離モデル(2段分離及び3段分離)

が用意されている。前者はキャリーオーバー及びキャリーアンダーの値を指定するだけであるのに対し、後者はスタンドパイプの流路断面積、蒸気に遠心力を与える羽根の角度等多くの入力パラメータが必要となる。本入力データでは、単純化のため、前者を採用することとした。このモデルでは適切なドレン流量が与えられるように、気水分離界面がある主管とドレンが流れる枝管の間の圧損係数が自動的に調整される。

3) 気水分離器単体モデルによる圧損係数等の調整

図G-7に示す気水分離器単体モデルを用い、気水分離器の定格流量(59.63kg/s、定格炉心流量13,416.6kg/sの1/225)が得られるように圧損係数等を調整した。また、キャリーアンダーとしては代表炉の設置許可申請書記載値0.25%を用い、キャリーオーバーとしてTRAC-BF1でデフォルト値として用いられている0.5%を用いた。

計算の結果、図G-7の体系では、気水分離器は安定に作動しなかった。試行錯誤の結果、以下が明かとなった。

・気水分離器ドレン出口圧力を直接圧力境界(BREAK)で定めると気水分離器の動作が不安定になる。

・気水分離器主管の圧損係数を設定する場合、気水分離境界より一つ上のセル境界で（図G-7中の3Pと4Pの境界）圧力損失を与えないと気水分離器の動作が不安定になる。

・気水分離境界より上のセルの体積を十分大きくしないと気水分離器の動作が不安定になる。

以上のことから、気水分離器ドレン出口圧力が間接的に定められるように、気水分離器単体モデルを図G-8に示すものに改め、圧損係数の調整を行った。その結果、気水分離境界より一つ上のセル界の圧損係数を34.5とすることにより、定格流量が得られた。また、気水分離境界の直上のセルの体積を幾何形状（流路断面積:0.01767m^2、流路長:1m)から求まる体積の約30倍とし、その上のセル体積については約2倍とすることで、気水分離器が安定に作動するようになった。

また、部分流量においても気水分離器が安定に作動するか否かを確認するため、図G-8の体系で炉心からの流量を模擬する圧力境界(BREAK)を流量境界(FILL)に置き換え、流量を定格の100%、80%、60%、40%、31%とした場合の解析を行った。この結果、部分流量においても安定に作動することを確認した。この解析の結果を表G-1に示す。

4) 機械的メカニズムに基づく気水分離モデルに関する感度解析

TRAC-BF1では、機械的メカニズムに基づく気水分離モデルが用意されている。このモデルを用い、図G-8に示す体系で定格流量時の計算を行った。同モデルに必要なパラメータはTRAC-BF1に内蔵されているものを用いた。結果を表G-2に示す。機械的なメカニズムに基づく気水分離モデルではキャリーアンダを若干大きめに計算した。

表G-1 気水分離器単体モデルによる計算結果
（流量と圧力の関係）

定格流量に対する割合(%)	流量(kg/s)	圧力(MPa)		
		入口	蒸気出口	ドレン出口
100	59.63	7.133	7.038	7.041
80	47.7	7.101	7.037	7.041
60	35.78	7.075	7.037	7.040
40	23.85	7.056	7.036	7.040
31	18.49	7.050	7.036	7.040

表G-2 気水分離モデルオプションに関する感度解析結果

(1)圧力損失

ISTAGE	圧力(MPa)		
	入口	蒸気出口	ドレン出口
0	7.133	7.038	7.041
2	7.218	7.038	7.042
3	7.229	7.038	7.042

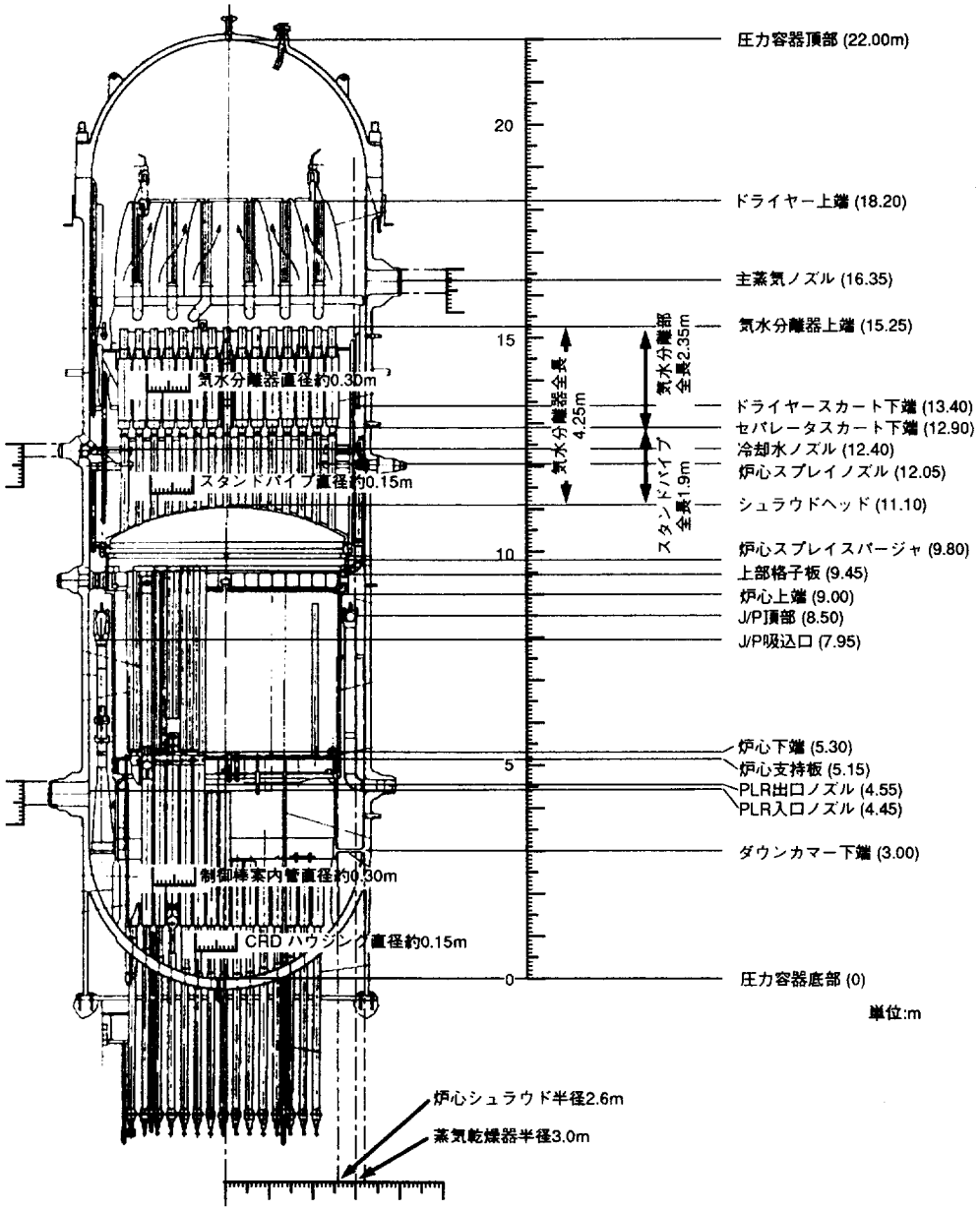
(2)流量

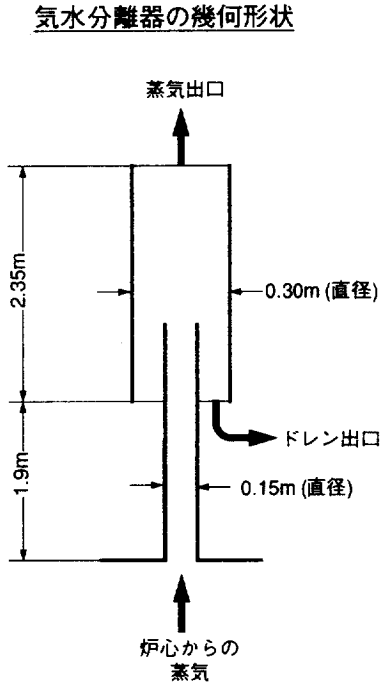
ISTAGE	入口流量(kg/s)	蒸気出口流量(kg/s)	ドレン出口流量(kg/s)		
			総計	キャリーアンダー流量	キャリーアンダー(%)
0	59.63	8.642	50.99	0.1285	0.252
2	59.63	8.530	51.10	0.2094	0.410
3	56.63	8.515	51.11	0.2222	0.435

(3)ボイド率

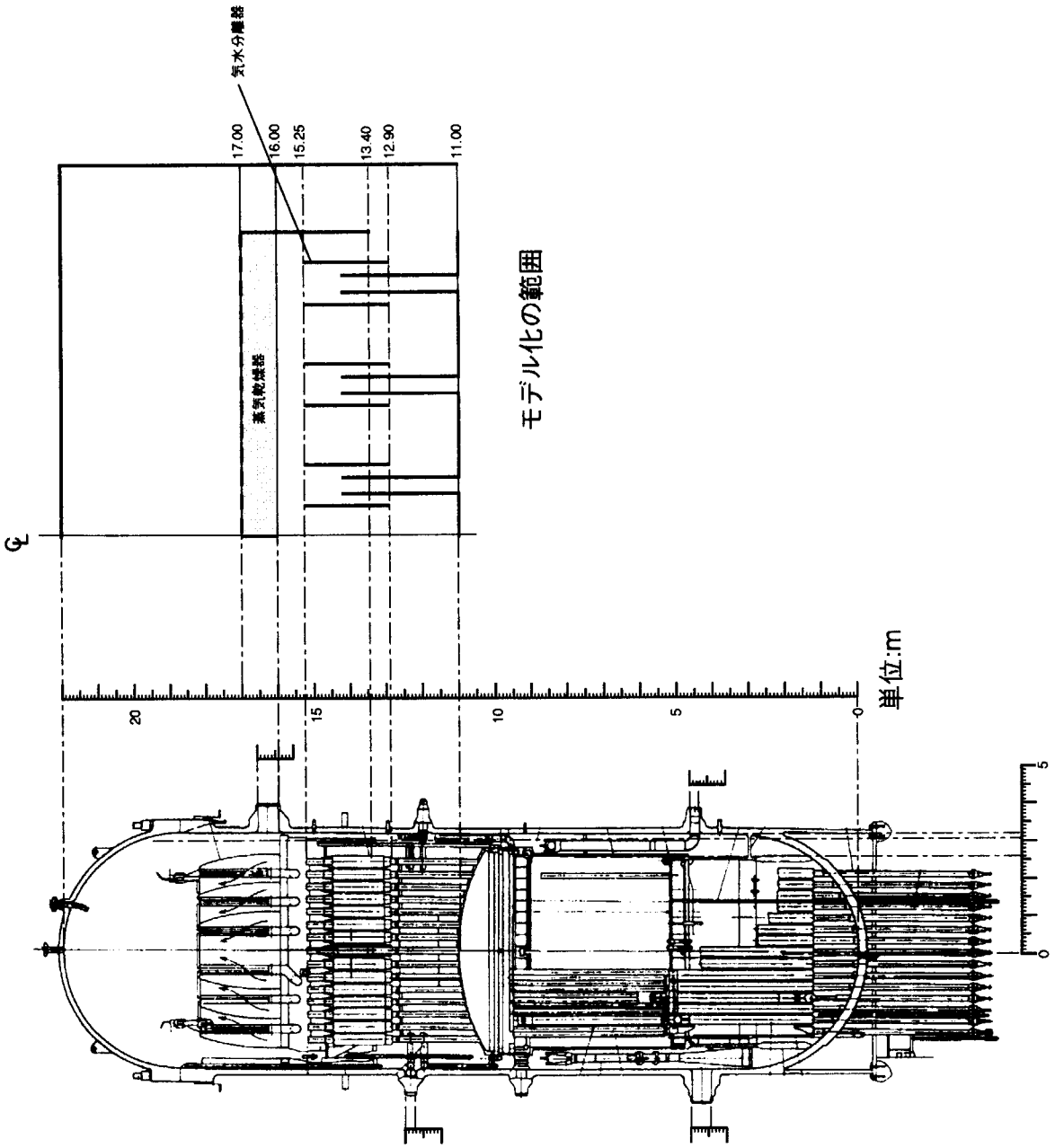
ISTAGE	入口セル	気水分離セル	キャリーオーバー(%)	ドレン出口セル
0	0.6917	0.9950	0.5	0.0706
2	0.6859	0.9950	0.5	0.1208
3	0.6851	0.9950	0.5	0.1251

注: ISTAGEは気水分離モデルを指定するパラメータでISTAGE=0の時、単純な気水分離モデルが、ISTAGE=2の時、機械的なメカニズムに基づく2段分離モデルが、ISTAGE=3の時、3段分離モデルが選択される。

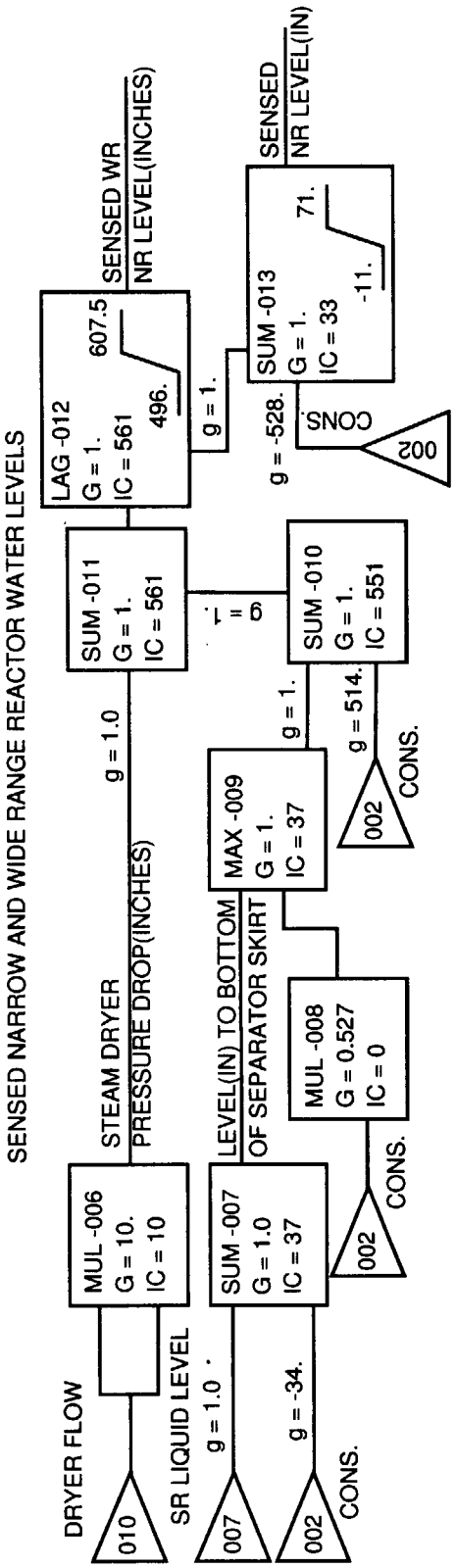




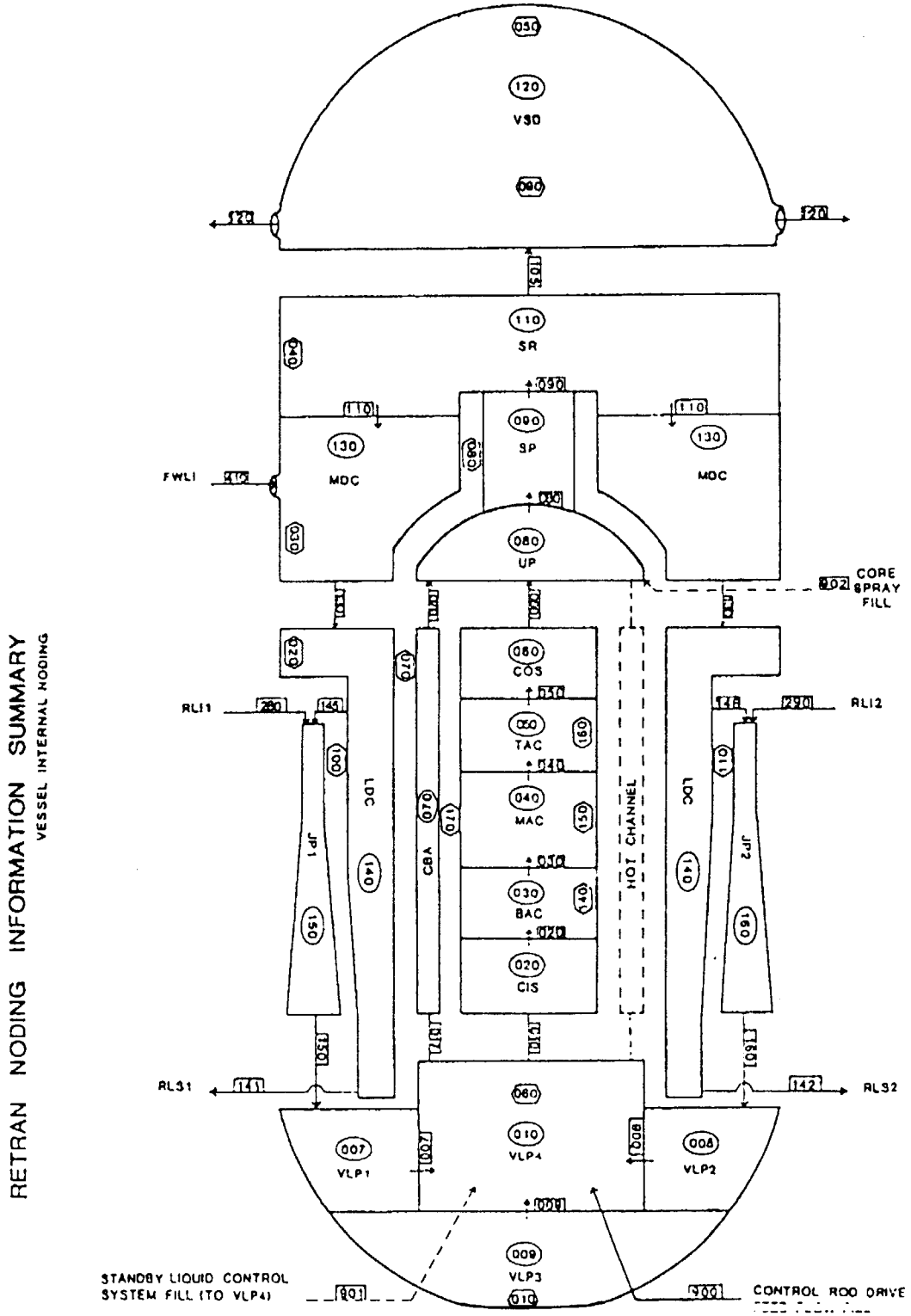
図G-1　原子炉圧力容器内部構造物及び気水分離器幾何形状の推定
（本文参考文献(2)を参照）



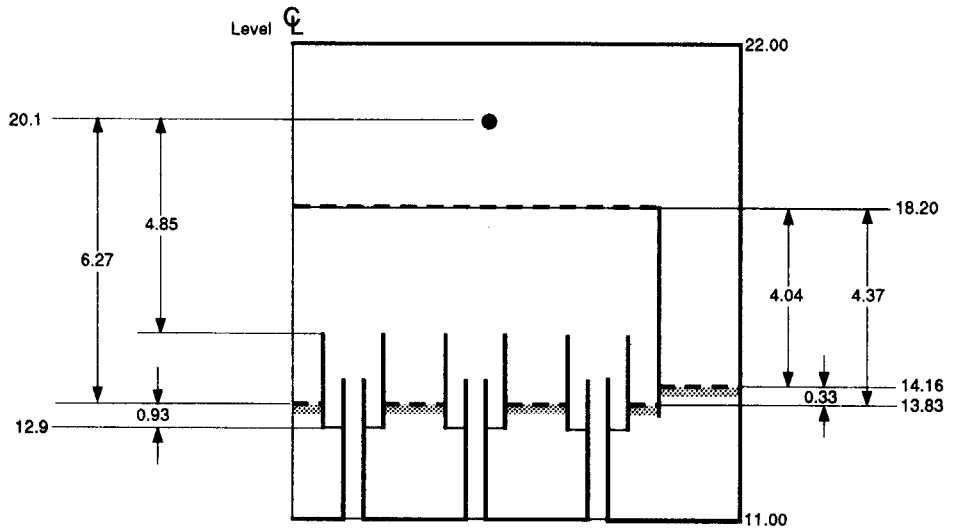
図G-2 気水分離気単体モデルでのモデル化の範囲
(本文参考文献(2)を参照)



図G-3　米国TVA炉の水位計装ブロック図
(本文参考文献(5)より転載)

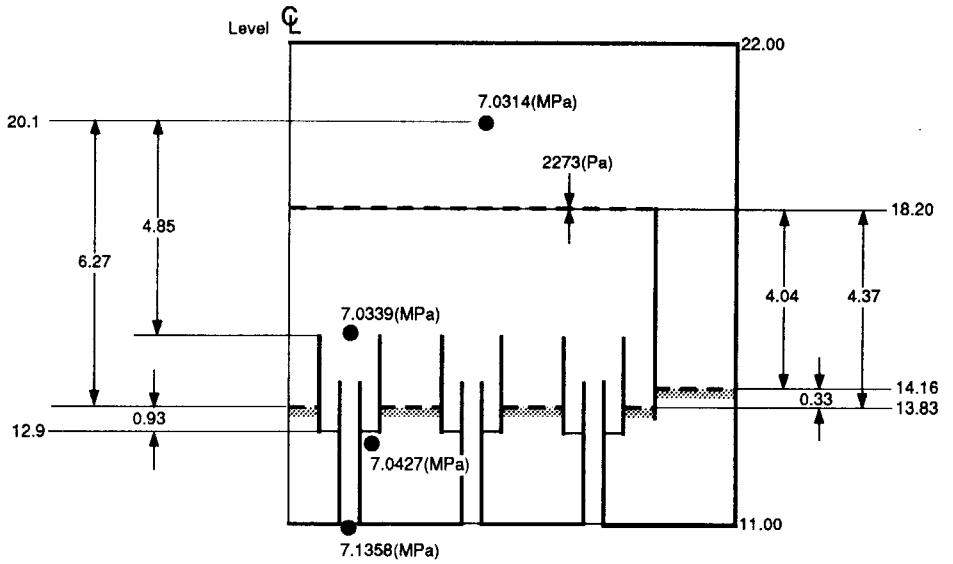


図G-4 TVA炉のノード分割図
（本文参考文献(5)より転載）



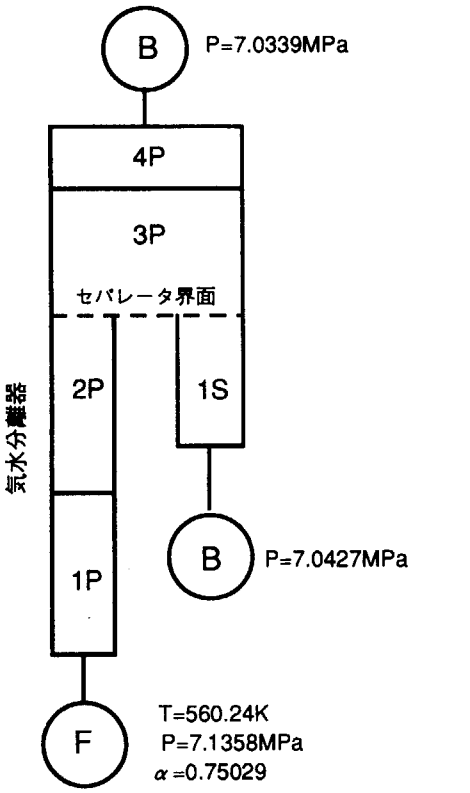
単位:m

図G-5 炉心上部の各部位の高さのまとめ



単位:m

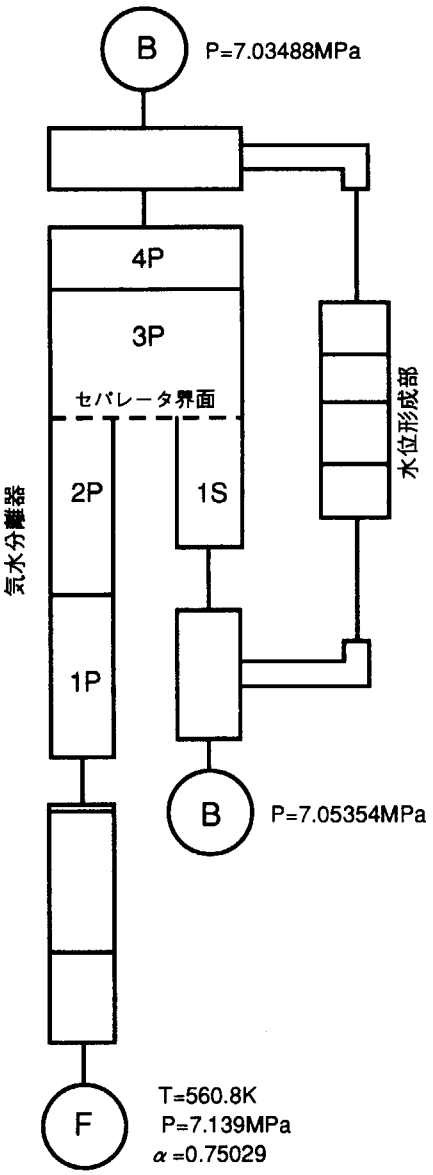
図G-6 炉心上部の各部位の圧力



F:FILLコンポーネント
B:BREAKコンポーネント
T:温度
P:圧力
α:ボイド率

n:メッシュセル番号
P:TEEコンポーネント主管
S:TEEコンポーネント枝管

図G-7 気水分離器単体モデルと計算条件



F:FILLコンポーネント
B:BREAKコンポーネント
T:温度
P:圧力
α:ボイド率

n:メッシュセル番号
P:TEEコンポーネント主管
S:TEEコンポーネント枝管

図G-8 気水分離器単体モデルと計算条件
(ドレン出口圧力を間接的に定めるように修正)

付録H　主蒸気系配管及び弁のモデル化

主蒸気系配管、主蒸気系に含まれる逃し安全弁(SRV/ABS)、主蒸気隔離弁(MSIV)、タービン調整弁(TCV)及びタービンバイパス弁(TBV)のモデル化の過程を示す。

（1）主蒸気配管のモデル化

ノード分割図は本文図3-12に示した。主蒸気配管は4本、内径を0.55mと考え、流路面積を0.95033m^2、水力直径を0.55mとした。圧損係数については、90°エルボ部を0.4とし、定格圧力(7.0314MPa)、定格流量(1,780kg/s)時に、圧力制御系の圧力計測点(タービン調整弁入口前)の圧力が6.6489MPaとなるように、主蒸気隔離弁出口界面の圧損係数を1.9234と調整した。

（2）逃し安全弁のモデル化

吹出圧力やその容量については代表炉の設置許可申請書（本文参考文献(2)）を参照した。

(安全弁機能)	吹出圧力	弁個数	容量/個(吹出圧力×1.03において)
第1段	79.4kg/cm^2.g	2個	387t/h
第2段	82.6kg/cm^2.g	4個	402t/h
第3段	83.3kg/cm^2.g	4個	405t/h
第4段	84.0kg/cm^2.g	4個	409t/h
第5段	84.7kg/cm^2.g	4個	412t/h
(逃し弁機能)	吹出圧力	弁個数	容量/個(吹出圧力において)
第1段	75.2kg/cm^2.g	2個	356t/h
第2段	75.9kg/cm^2.g	4個	359t/h
第3段	76.6kg/cm^2.g	4個	362t/h
第4段	77.3kg/cm^2.g	4個	366t/h
第5段	78.0kg/cm^2.g	4個	369t/h

逃し安全弁の閉弁圧力については、参考文献(1)の記述を参考に、安全弁では閉弁圧力を吹出圧力の96%、逃し弁では吹出圧力より0.25MPa低い値とした。

逃し安全弁の総数は18弁で、この18弁を2弁、4弁、4弁、4弁及び4弁の5グループに分けている。これらのモデル化に際しては、逃し安全弁10弁分を模擬するSRV/ABSユニット（図H-1）を作成し、同書に記載されている吹出圧力と吹出流量の関係を模擬できるように弁流路面積を調整した。弁流路面積調整後の吹出圧力と吹出流量の関係を図H-2に示す。同書に記載されている逃し安全弁の性能がよく模擬できている。逃し安全弁での流れは臨界流であり流路面積と吹出流量が比例するとして、このユニットを3つ用い、それぞれ、逃し安全弁奇数段(3段、10弁)、逃し安全弁偶数段(2段、8弁)、及び自動減圧系(1段、7弁)を模擬した。なお、自動減圧系は本来18弁ある逃し安全弁から7弁を選択し動作させるものであるが、ここでは自動減圧系を使用する解析を実施する際の便宜を図るため、別途自動減圧系用の逃し弁を設けた。また、逃し安全弁の開閉ロジックについては、図H-3に示す開閉ロジッ

クを使用した。

（3）主蒸気隔離弁のモデル化

主蒸気隔離弁の閉鎖特性については代表炉の設置許可申請書の記載図を読み取ることで作成した(本文図4-1)。

（4）タービンバイパス弁のモデル化

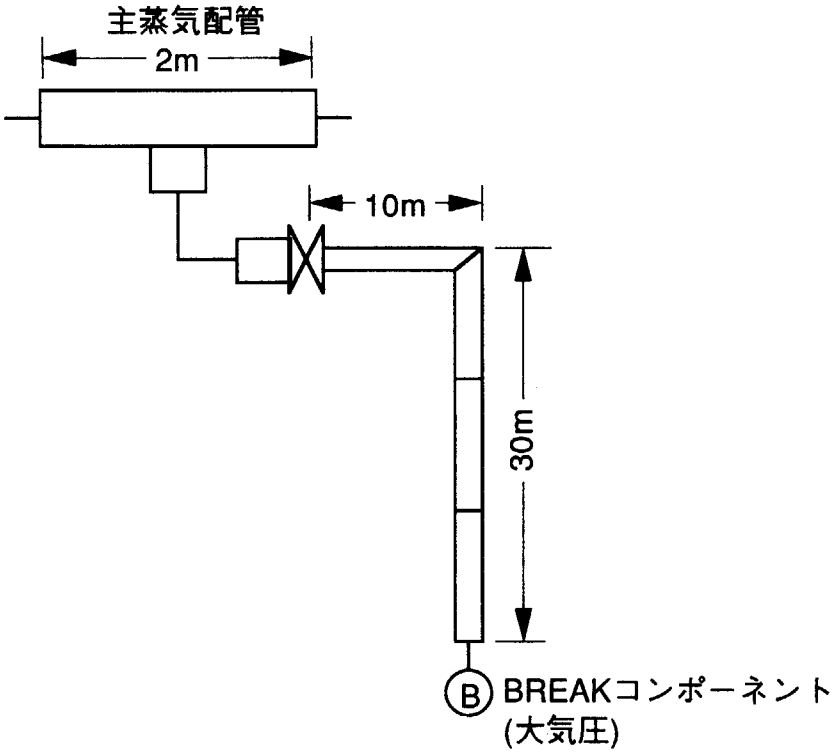
タービンバイパス弁での流れは臨界流であると仮定して、100%開度で100%流量の蒸気が流れるように弁流路面積を調整した。この結果、流路面積を$1.72524\times10^{-2}m^2$に設定した。

（5）タービン調整弁

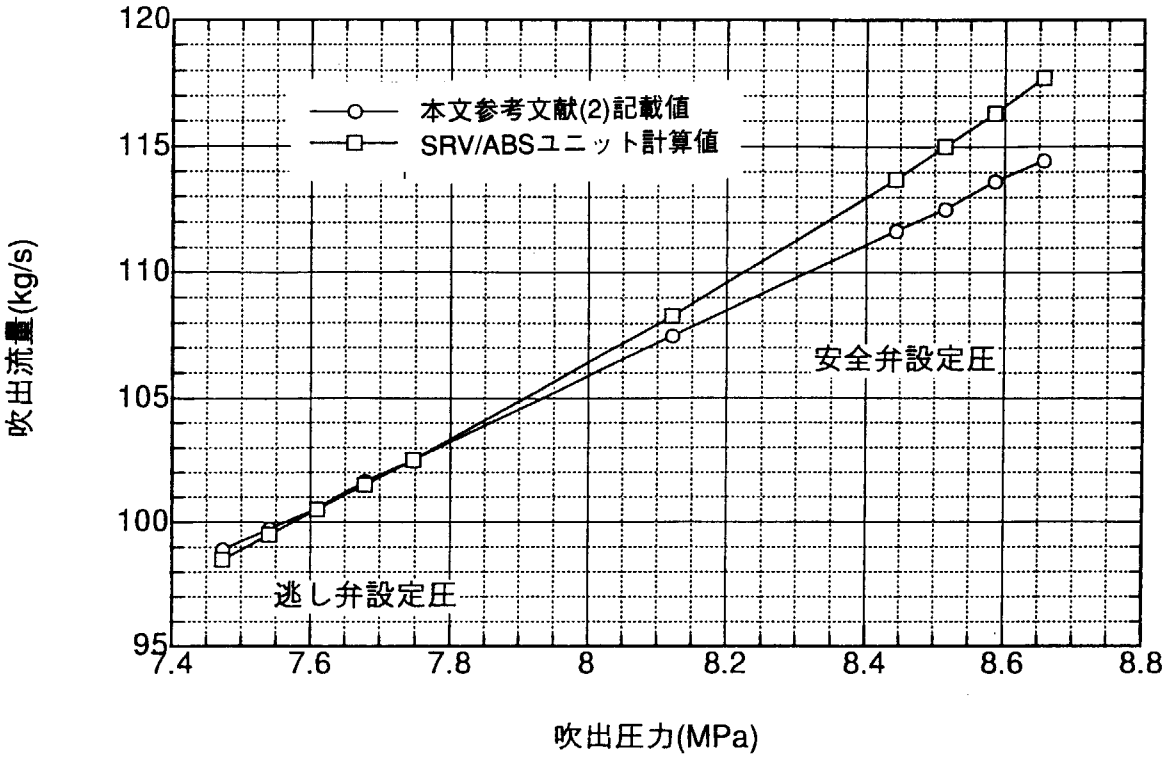
タービン調整弁は原子炉とタービン間の圧力調整を行うものであり、弁部分での圧力損失をどのように設定するかが重要である。ここでは圧力制御系と共に調整し、タービン調整弁の弁部圧損係数は1.7946とした。

付録Hの参考文献

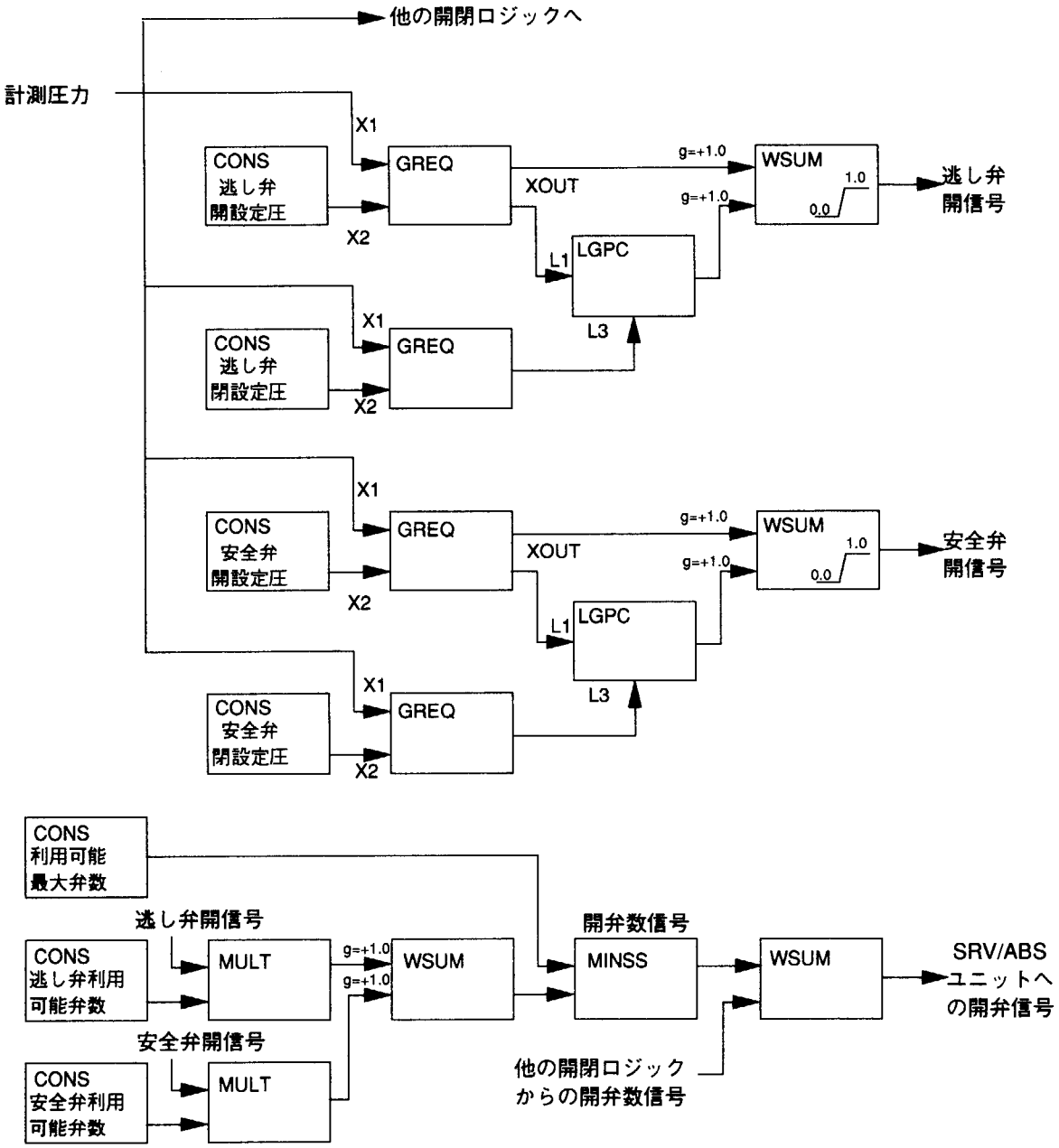
(1) R.T.Lahey, et al., "The Thermal-Hydraulics of a Boiling Water Nuclear Reactor - Second Edition," pp.42, American Nuclear Society, 1993.



図H-1 SRV/ABSユニットのノード図



図H-2 逃し安全弁の吹出圧と吹出流量



GREQ (Greater than or equal to)の処理

XOUT=1.0 IF(X1.GE.X2)

XOUT=0.0 Otherwise

LGPC(Logic General Purpse Counter)の処理

XOUT=0.0 IF(L3 .EQ. 0.0), Rest Mode

XOUT=Nuber of times has changed state since enalbe(when L3=1.0), Counting Mode

図H-3 SRV/ABSユニットの開閉ロジック

付録I 給水制御系のモデル化

給水制御系(原子炉水位制御系)を模擬する入力データの作成過程を示す。

代表炉の設置許可申請書（本文参考文献(2)）には給水制御系及び給水温度制御系の詳細な記載はないため、入力データの作成に際し、RETRAN-01コードのマニュアル（本文参考文献(5)）に記載されている米国TVA炉の給水制御系ブロック図を参照した。

（1）TVA炉の給水制御系の分析

図I-1にTVA炉の給水制御系ブロック図を示す。

同図中の制御ブロック-031～-036は、水位信号、給水流量信号、蒸気流量信号を取り入れて、水位偏差信号を作り、後段のPIコントローラーに入力する。この入力水位信号は、狭帯域水位計の信号であり、単位はインチである。給水流量信号、蒸気流量信号の単位は%である。給水流量と蒸気流量の差を計算しているブロックのゲインは0.36であるので、流量1%の偏差を0.36インチの水位偏差としていると考えられる。

制御ブロック-037～-040は、いわゆるPIコントローラーである。前段の水位偏差信号(インチ)から要求信号を出力する。この後段に給水ポンプタービン動特性モデル(steam-turbine drive feed-water pump dynamics model)があることを考えると、このPIコントローラーの出力信号は給水ポンプ回転数(%)と考えられる。

制御ブロック-041は、信号変換をしている(87.5→54)。この54という値は、給水ポンプ駆動タービン蒸気入口弁開度(%)と考えるのが適切と考えられる。

制御ブロック-42～-46は、入力信号が蒸気入口弁開度(%)と考えられることから、給水ポンプタービン動特性モデルは弁駆動系をモデル化したものと考えられる。

制御ブロック-047は、信号変換をしている。この後段で体積→質量の変換をしていることから、このブロックでは入口弁開度から体積流量に信号変換していると考えることができる。

制御ブロック-048～-049では体積流量から質量流量に変換している。

制御ブロック-050～-052は、給水FILL（流量境界条件）に流量信号を出力している。

以上のことから、TVA炉の給水制御系は、図I-2に示す流れで制御が行われていると考えられ、信号変換が重要な位置を占めていると考えられる。

RETRAN-01のモデルでは、ポンプ回転数→入口部弁開度→体積流量→質量流量と合計3回の信号変換を行っているが、これらの信号変換の過程でポンプ回転数と入口部弁開度の関係を求めることは困難と考え、作成する制御系ではポンプ回転数→(給水流量)→体積流量→質量流量と信号変換を簡略化することとした。

（2）給水ポンプのモデル化

給水制御系を作成するために給水ポンプの回転数対給水流量、体積流量の関係が必要となる。そのため、代表炉の設置許可申請書の記載を基に給水ポンプの計算モデルを作成し、回転数対給水流量の関係を求めることとした。

同書に記載されている給水ポンプの内、通常運転中に使用しているタービン駆動のものの仕様を以下に示す。

	蒸気タービン	ポンプ
台　数	2	2
形　式	復水式	うず巻式
容　量	11,000HP	3,720t/h
全揚程		686m
回転数	5,200rpm	5,200rpm

これらを基に、給水ポンプの性能を以下のように定めた。

・ポンプ定格回転数は、5,200rpmとの記載がある。これを換算し、544.54rad/sとする。

・ポンプ定格流量は、3,720t/hとの記載がある。これを換算し、1033.3kg/sとする。

・ポンプ定格揚程は686mとの記載があるので、以下のように定める。

揚程 $= 686 \times 9.80665 = 6,727.36 (m^2/s^2)$

・定格トルクは、定格水力トルクを使用することとし、以下のように求める。

定格水力トルク $= 686 \times 9.80665 \times 1033.3 / 544.54 = 12,765.6$ (N-m)

なお、駆動タービンの定格駆動トルクを求めると、以下となる。

定格駆動トルク $= 11,000 \times 2.6845 \times 10^6 / 3,600 / 544.54 = 15,063.4$ (N-m)

・ポンプ入口温度は以下のように定めた。給水の温度は215℃であり、給水出口の圧力は、約71.6kg/cm^{2}である。給水ポンプの後に、給水加熱器が1段あるので、この給水加熱器で35℃昇温されると考える。したがって、ポンプ入口温度を180℃と仮定する。参考文献(1)の記載によると、給水温度223.3℃に対してポンプ入口温度185.7℃であるので上記の仮定は妥当なものと考える。

・ポンプの特性としてはBinghamポンプのホモロガス曲線（付録E参照）を使用する。

・ポンプ入口圧力については、ポンプ出口圧を7.0184MPa(71.57kg/cm^2)とし、ポンプ回転数が定格の87.5%で定格流量となる入口圧力を感度解析により定める。

上記に基づいたポンプ入力データ(図I-3)を作成し、感度解析を実施した。その結果、87.5%回転数で定格流量となる入力圧力は3.6723MPa(37.45kg/cm^2)であった。本計算により得られたポンプ回転数対給水質量流量及び体積流量の関係を図I-4及び以下に示す。

回転数(%定格)	給水流量(%)	体積流量(m^3/s/台)
65.000	24.591	0.24640
70.000	46.467	0.46560
72.500	55.579	0.55690
75.000	63.234	0.63360
77.500	70.539	0.70680
80.000	78.164	0.78320
82.500	85.699	0.85870
85.000	92.954	0.93140
87.500	100.00	1.0020

回転数(%定格)	給水流量(%)	体積流量(m^3/s/台)
90.000	106.39	1.0660
95.000	117.96	1.1820
100.00	128.64	1.2890

（3）給水の体積流量から質量流量の変換

215℃の未飽和水の圧力による密度変化を図I-5に示す。この圧力Pと密度ρの関係を最小二乗法で近似し、以下を得た。

$$\rho\ (\mathrm{kg/m^3}) = 0.92795 \times P\ (\mathrm{MPa}) + 844.47$$

（4）給水制御系の作成

1) 水位計の基準点の定義

BWRには狭帯域水位計と広帯域水位計の2種類があり、給水制御系に入力される信号は狭帯域水位計からのものである。まず、この水位計の基準点を明確にしておく。

図I-6にTVA炉の水位計の制御ブロック図を示すが、TVA炉では通常水位は狭帯域水位計で33inch(0.84m)、広帯域水位計で561inch(14.25m)である。

一方、代表炉の圧力容器内部構造物の高さ方向の位置関係の推定結果(本文図3-4)から得られた通常水位は、圧力容器底部より14.16mである。広帯域水位計の水位14.25mと圧力容器底部を基準とする水位14.16mは、ほぼ同じと考えることができる。したがって、広帯域水位計の基準点は圧力容器底部と考えることができる。とすると、狭帯域水位計の基準点は、広帯域水位計と狭帯域水位計の水位から561-33=528inch(13.41m)と求まる。したがって、狭帯域水位計の基準点を圧力容器底部から13.40mとすることとした。この基準点は　蒸気乾燥器スカート下端と考えられる高さと一致する。また、このように基準点を設定することにより、通常水位の狭帯域水位計の指示値は0.76mとなる。

2) ゲイン等の設定

以上の検討を基に作成した給水制御系は、既に本文図2-14に示した。ゲイン等の変更点は以下のとおりである。

・ブロック-035：給水・蒸気のミスマッチ1%が0.36inch(9.144×10^{-3}m)となるように換算した。 そのため、1%のミスマッチが0.01(m)となるようにゲインを0.36から0.01に変更した。

・ブロック-037～-039：水位偏差信号をインチからmに変更することにより、PIコントローラーの比例ゲインを4.2から165.4に、積分ゲインを0.07から2.756に変更した。

・ブロック-041の関数発生器を回転数(%定格)対体積流量(m^3/s)に変更した。

・ブロック-048の関数発生器を圧力(Pa)対密度(kg/m^3)に変更した。

・ブロック-041、-048の変更に伴いブロック-052のゲインを32.0294から1に変更した。

（5）給水制御系の性能を確認するための計算

作成した給水制御系の性能を確認するために、１次元BWRプラントモデルを用い、原子炉水位設定

点15cm増加の解析を行った。その結果、105%出力では代表炉の設置許可申請に記載されている解析結果と同等の結果が得られたが、自然循環状態及び出力68%では給水流量が振動する結果となった。ポンプ回転数と給水流量の関係を図I-11に示す。この振動の理由は、給水流量が低いところで勾配が急なため、給水制御系のゲインが相対的に高くなったことによるものと考えられる。そこで、ポンプ回転数と給水流量の関係を同図に示すように変更し、再計算を実施した。その結果は、本文図4-4-1から4-6-2に示したが、代表炉の設置許可申請書に記載されている解析結果との良い一致が得られた。

（6）給水温度制御系の作成

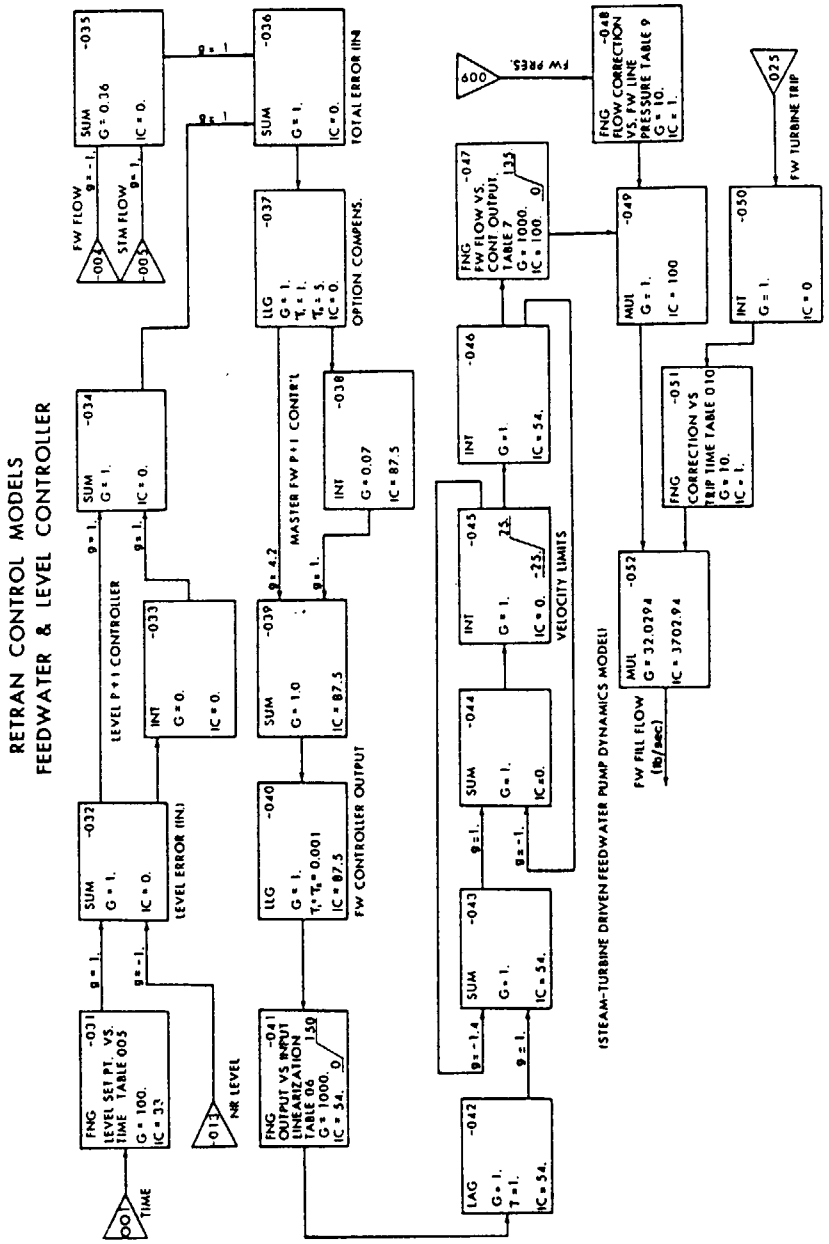
RETRAN-01のマニュアルに記載されているTVA炉の給水温度制御系ブロック図を図I-8に示す。同図からわかるように給水温度(エンタルピー)はタービン蒸気流量の関数として表現されている。この関係は以下のようにして算出した。

代表炉の設置許可申請書では、水位設定点変更の解析が出力49%、68%、105%(正確には104.5%)の3点で行われており、各解析でのタービン蒸気流量を解析結果図から読み取り、熱平衡計算を行うことで各出力点での給水温度を求めた。その結果を以下及び図I-9に示す。

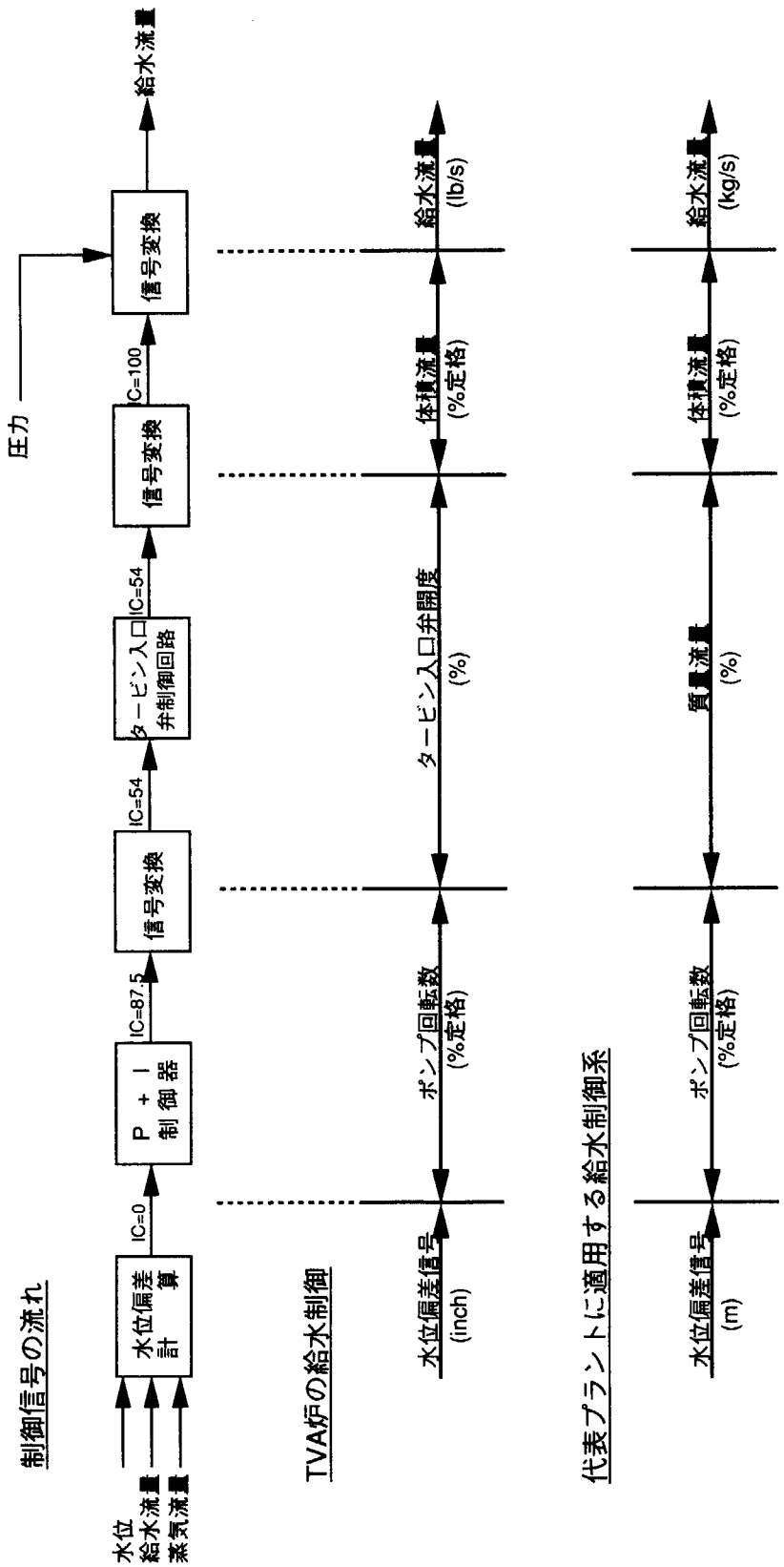
原子炉出力(%)	タービン蒸気流量(%)	給水温度(℃)
49.0	44.50	177.3
68.0	64.50	194.2
104.5	105.0	217.6

付録Iの参考文献

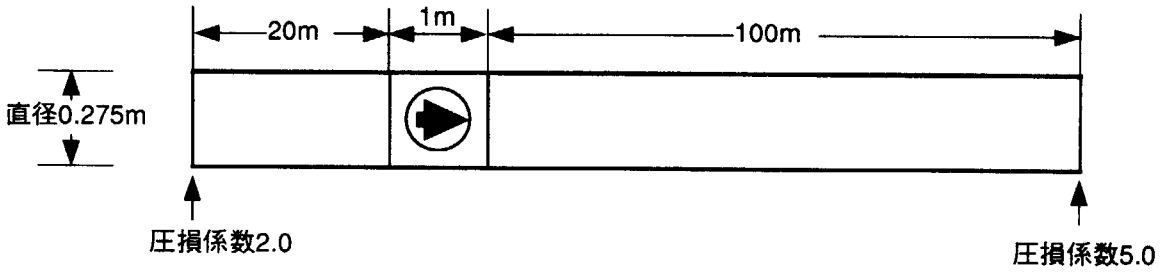
(1) 九州電力株式会社、玄海原子力発電所3、4号炉設置許可申請書、昭和57年10月.



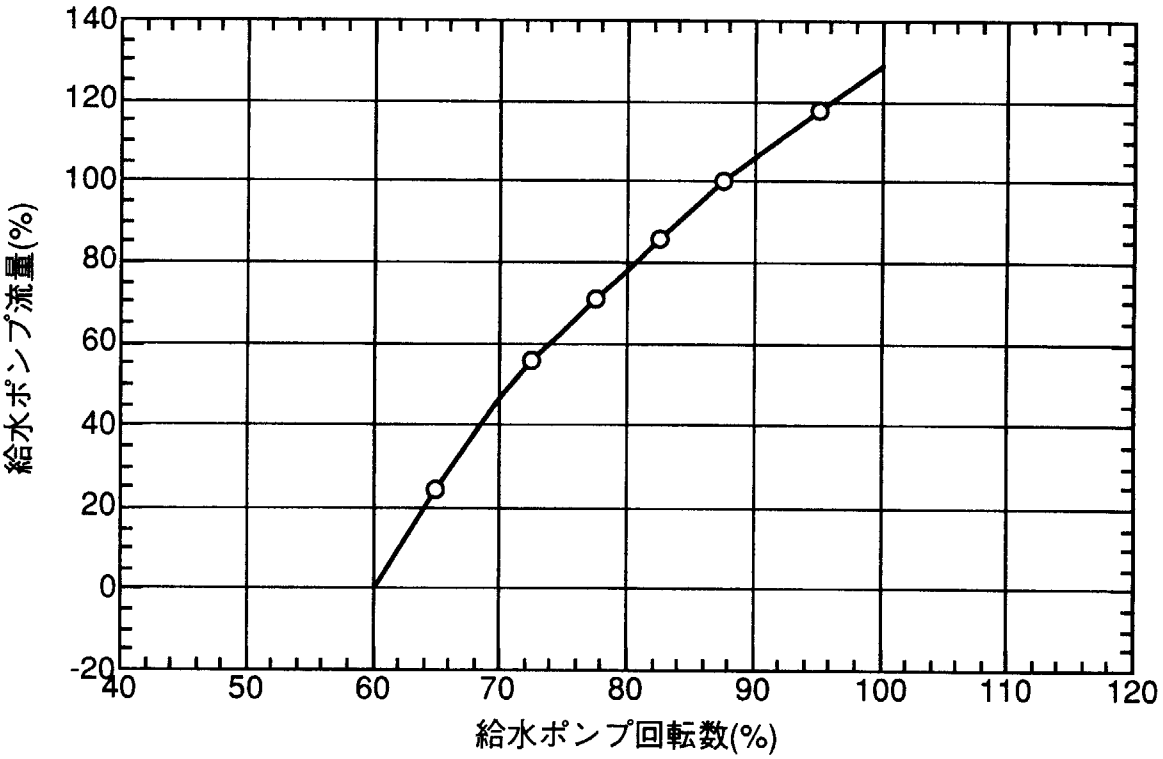
図I-1 TVA炉の給水制御系ブロック図
(本文参考文献(5)より転載)



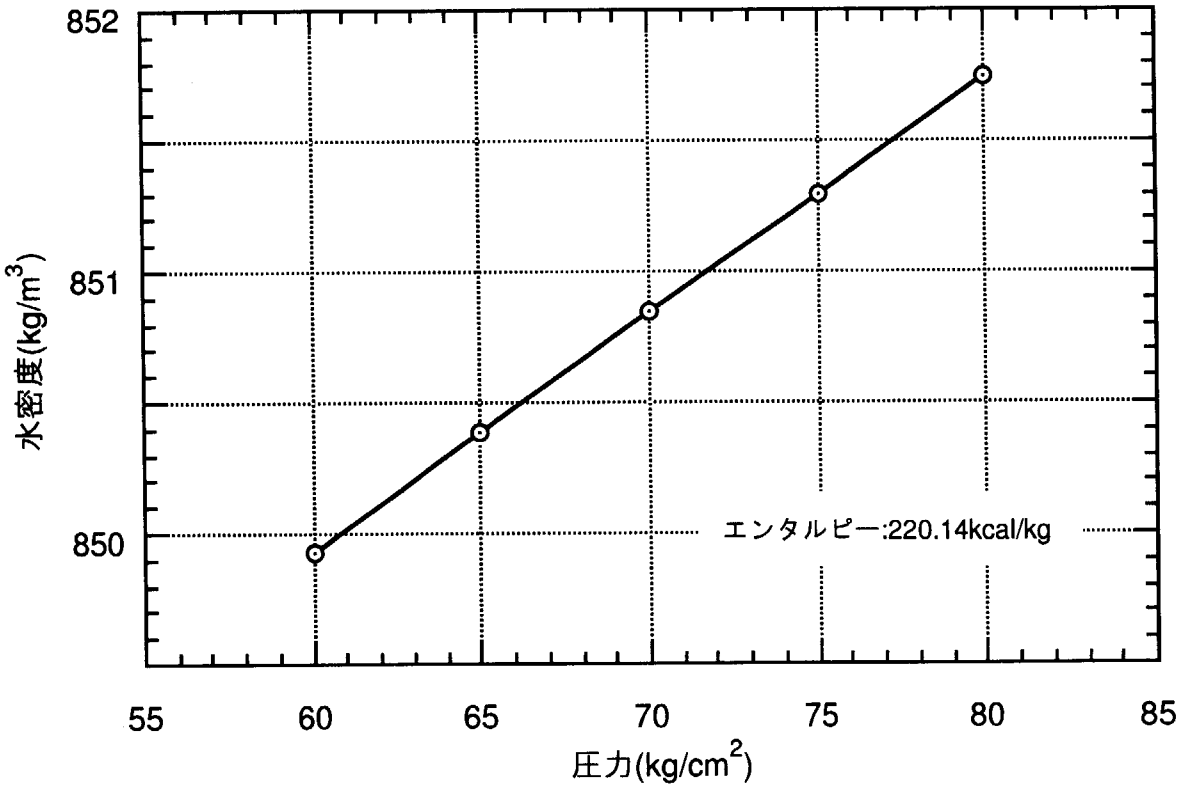
図I-2 TVA炉の給水制御系及び代表プラントに適用する給水制御系の制御の流れ



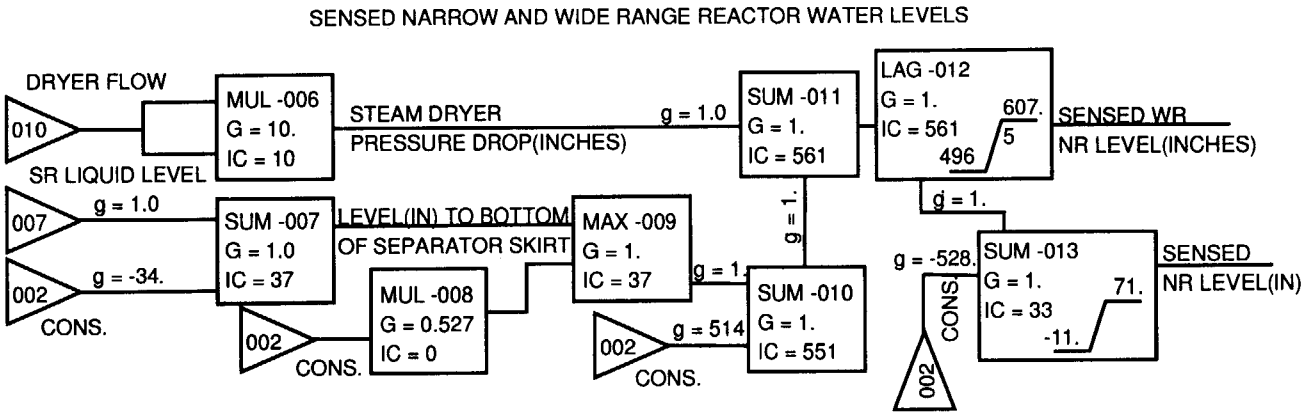
図I-3　給水ポンプ特性作成のために使用した給水ポンプモデル



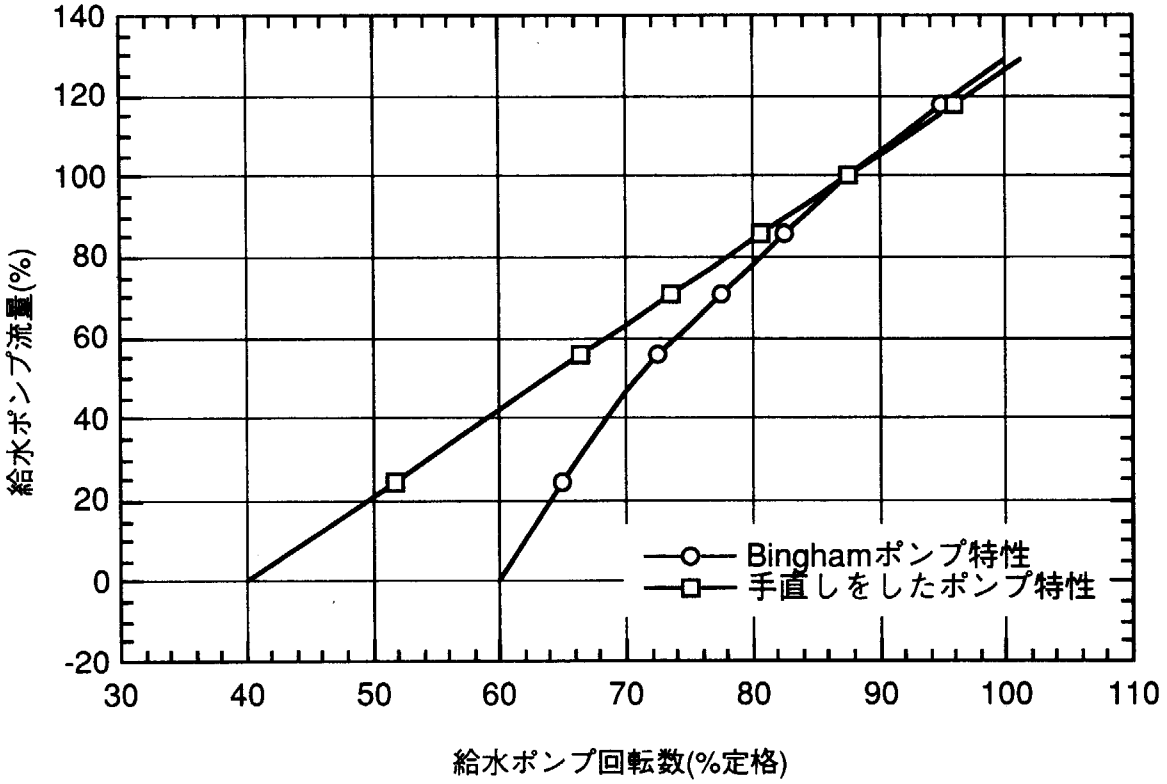
図I-4　給水ポンプ模擬体系の計算から給水ポンプ回転数と流量の関係



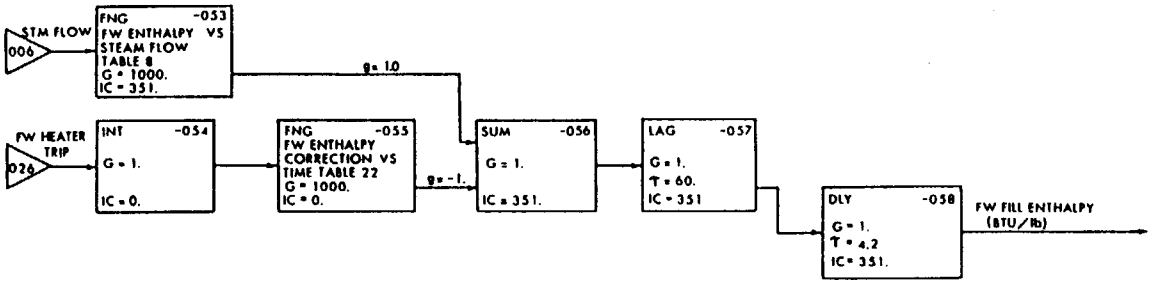
図I-5　未飽和水の密度の圧力依存性



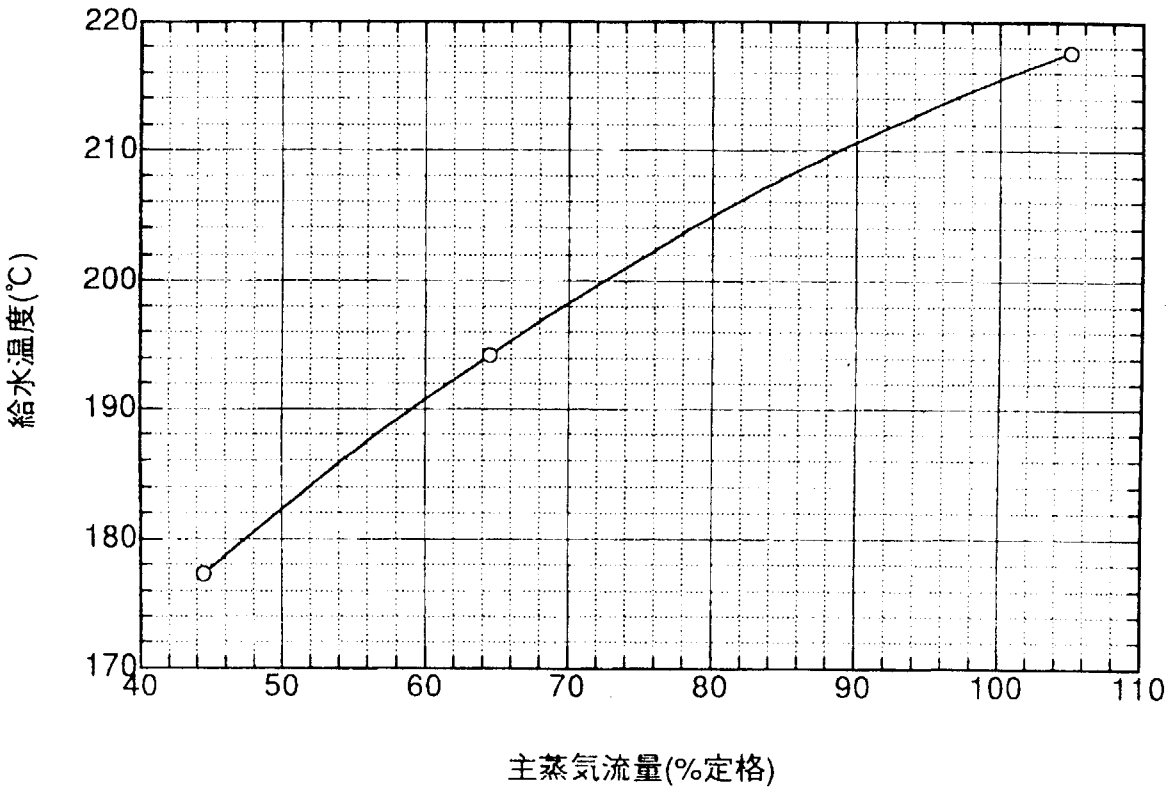
図I-6　ＴＶＡ炉の水位計装系ブロック図
（本文参考文献(5)より転載）



図I-7　給水ポンプ特性の見直し



図I-8 TVA炉の給水温度制御系ブロック図
（本文参考文献(5)より抜粋）



図I-9　タービン蒸気流量と給水温度の関係

付録J 圧力制御系のモデル化

圧力制御系を模擬する入力データの作成過程を示す。

代表炉の設置許可申請書（本文参考文献(2)）には圧力制御系の詳細な記載はない。そのため、入力データの作成に際しては、RETRAN-01コードのマニュアル（本文参考文献(5)）に記載されている米国TVA炉の圧力制御系ブロック図を参照した。

（1）TVA炉の圧力制御系の分析

図J-1-1及びJ-1-2に、TVA炉の圧力制御系ブロック図を示す。圧力制御系は大きく5つのブロックに分けることができる。

- 制御ブロック-063～-071：負荷偏差信号を作るブロック
- 制御ブロック-073～-075：過渡変化時に圧力設定点を調整するブロック
- 制御ブロック-076～-089：圧力調整器
- 制御ブロック-090～-097：タービンバイパス弁サーボ
- 制御ブロック-100～-108：タービン調整弁サーボ

以下では、圧力調整器、タービンバイパス弁サーボ、タービン調整弁サーボの3つの制御ブロックについて分析する。

1) 圧力調整器

制御ブロック-076～-078は、タービン入口圧力から圧力偏差信号を作る。圧力設定点は定格運転状態のタービン入口圧力(タービン調整弁入口の前)よりも30psi低く設定されており、定格運転状態では圧力偏差信号は30(psi)である。

制御ブロック-079は圧力調整回路である。このブロックのゲインは3.333で、定格運転状態における出力は100(=30×3.333)となる。この出力信号は蒸気流量(%)(あるいは出力(%))と考えるのが妥当である。このように考えると、例えば、50%蒸気流量時にはタービン入口圧力は圧力設定点よりも15psi高い値 (30psiの1/2)に調整されることになる。

制御ブロック-081～-083は後備圧力調整回路であり3psiの圧力バイアスにより、定格運転状態における出力は90(=27×3.333)となる。

制御ブロック-084～-089は高値優先回路、不感帯回路、低値優先回路である。

低値優先回路は圧力調整回路の出力信号と負荷信号+負荷偏差信号+バイアス(10%)を比較して、低い値の信号をタービン調整弁サーボに出力する。通常運転状態では圧力調整回路の出力信号の方が低いため、圧力調整回路の出力信号がタービン調整弁サーボに出力される。しかし、負荷信号が無くなったような場合には、負荷信号+負荷偏差信号+バイアス(10%)の方が低い値となり、この信号ががタービン調整弁に出力されることになる。また、タービンバイパス弁サーボには圧力調整回路の出力信号と低値優先回路の出力信号の差が出力されており、通常は低値優先回路の出力信号は圧力調整回路の出力信号であるため、このブロックの出力信号は0である。しかし、負荷信号が無くなったような場合にはタービンバイパス弁開信号が出力されることになる。

2) タービンバイパス弁サーボ

タービンバイパス弁サーボは、圧力制御器からの蒸気流量信号(%)からタービンバイパス弁の開閉を模擬するものである。

制御ブロック-090は、蒸気流量信号(%)から2%のバイアスを差し引き、タービンバイパス弁開度信号(%)としていると考えられる。タービンバイパス弁では蒸気を復水器に逃すが、その蒸気流れは臨界流となる。臨界流の場合、蒸気流量と弁開度(弁流路断面積)は比例するため、蒸気流量から弁開度への変換は行っていないと考えられる。

制御ブロック-091～-093はタービンバイパス弁サーボが実際に駆動される際の時間遅れを模擬していると考えられる。なお、タービン調整弁サーボでは弁駆動速度制限もあわせて使用されているが、タービンバイパス弁サーボでは時間遅れのみにより模擬している。

制御ブロック-094～-097は蒸気流量からバイパス弁出口の負の流量境界への出力信号を作り出している。

なお、この制御ブロックから考えるとTVA炉のモデルではタービンバイパス弁の開閉は模擬しておらず、バイパス弁出口の負の流量境界のみで模擬していると考えられる。

3) タービン調整弁サーボ

タービン調整弁サーボは、圧力制御器からの蒸気流量信号(%)からタービン調整弁の開閉を模擬し、原子炉圧力調整を行う。

制御ブロック-100は、蒸気流量信号(%)をタービン調整弁開度信号(%)へ信号変換している。

制御ブロック-101～-102はタービン調整弁サーボが実際に駆動される際の時間遅れ及び弁駆動速度制限を模擬していると考えられる。

制御ブロック-103～-104はタービン調整弁急速閉を模擬しており、タービン調整弁開度信号を出力する。

制御ブロック-105～-108はタービン調整弁開度信号から蒸気流量に変換し、タービン調整弁出口すなわち高圧タービン入口の蒸気流量を模擬する負の流量境界(Negative FILL)への出力信号を作る。

4) 圧力制御系における制御信号の流れ及び制御信号の種類

以上から、圧力制御系での制御信号の流れは、圧力偏差信号→蒸気流量信号→弁開度信号となる。

また、TVA炉では、弁開度信号からさらに蒸気流量信号に変換し、タービン調整弁出口(高圧タービン入口)及びタービンバイパス弁出口を模擬する負の流量境界に流量信号を出力している。しかし、ここでのモデル化ではタービン調整弁出口(高圧タービン入口)及びタービンバイパス弁出口は圧力境界(BREAK)で模擬することとしているため、この変換は行わない。

（2）圧力制御系の作成

(1) タービン調整弁出口及びタービンバイパス弁出口圧力の定義

TVA炉のモデルではタービンバイパス弁出口及び高圧タービン入口は負の流量境界で模擬されてい

るが、ここでのモデル化では圧力境界で模擬することとしているため、タービン調整弁出口及びタービンバイパス弁出口圧力を定義する必要がある。

タービンバイパス弁出口は復水器である。復水器は722mmHg(約7.0kPa)の真空に保たれていると考えることができ、タービンバイパス弁流量にかかわらずタービンバイパス弁出口の圧力はこの値と仮定する。

一方、タービン調整弁出口圧力は複雑である。タービン調整弁出口すなわち高圧タービン入口の圧力は蒸気流量に依存する。このため、TRAC-BF1のタービン(TURB)コンポーネントを用い、高圧タービン及び低圧タービンをモデル化し、解析によりタービン入口圧力と蒸気流量の関係を求めることとした。

図J-2に、作成したタービンモデルのノード分割図を示す。解析に際しては、条件を単純化するために高圧タービンと低圧タービンの間にある組合せ中間弁(インターセプト弁)は蒸気流量にかかわらず全開とした。計算結果を図J-3に示す。本図に示すように、高圧タービンの入口圧力の低下に伴い蒸気流量はほぼ直線的に減少すること、また、高圧タービン入口圧力が5MPa以下になるとタービン出力は急速に低下することが示されている。タービン出力が急速に低下する理由については不明であり、TRAC-BF1のタービンコンポーネントの解析モデルに何らかの問題がある可能性もある。

上記解析結果から高圧タービン入口圧力を設定し、圧力制御系を試作した結果、圧力を滑らかに制御することができなかった。このため、後述する別の方法により高圧タービン入口圧力を設定した。ただし、上記解析から判明した重要な点は高圧タービン入口圧力と蒸気流量が比例するということである。

圧力制御系に適用する蒸気流量対高圧タービン入口圧力の関係は、圧力計測点(タービン調整弁入口)及びタービン調整弁の開度に関する分析から以下のように作成した。

まず、タービン調整弁入口圧力を定める。代表炉の設置許可申請書の記載によるとタービン調整弁入口圧力は定格蒸気流量時に67.8kg/cm^2(6.6489MPa)である。また、定格蒸気流量時にタービン調整弁入口圧力は圧力設定点より30psi(0.2068MPa)高く調整されるので、圧力設定値は6.6421MPaとなる。これらから、タービン調整弁入口圧力$PTCV_{in}$(MPa)は以下のように求まる。

$$PTCV_{in} = 6.6421 + 0.2068(X/100) \qquad \text{式(J-1)}$$

ただし、Xは主蒸気流量(%定格)である。

次に、タービン調整弁による圧力損失を考える。タービン調整弁の流路断面積を0.950332m^2(主蒸気配管の断面積に相当、直径0.55mの配管4本)と仮定し、弁体での圧損係数を2.0と仮定した(この圧損係数は試行錯誤の過程で仮定されたもので、最終的に1.7946に調整された)。また、圧力67.8kg/cm^{2}時の蒸気密度は約34.5kg/m^{3}であり、定格蒸気流量は1,780kg/sであるので、タービン調整弁での圧力損失ΔPTCVは以下のように求まる。

$$\Delta PTCV(MPa) = 1/2 \times k \times (m^2)/10^6$$
$$= 0.1017 \times (X/A)^2$$

ただし、Xは主蒸気流量(%定格)、Aは弁開度(%)である。TVA炉の圧力制御系の定格状態での弁開度は52%であるため、上式からタービン調整弁での圧力損失は0.376MPaとなり、したがって、定格蒸気流量時の高圧タービン入口圧力は6.272MPaとなる。また、120%定格流量時にタービン調整弁が全開

となると想定すると、120%定格蒸気流量時の高圧タービン入口圧力は6.744MPaとなる。以上から、高圧タービン入口圧力としては、

100%蒸気流量　　約6.3MPa

120%蒸気流量　　約6.8MPa

と設定できる。前述した解析で得られた高圧タービン入口圧力とこの結果と比較すると、蒸気流量に伴う高圧タービン入口圧力の変化幅(傾き)が小さい結果が得られた。このようになった原因として、解析では高圧タービンと低圧タービンの間に設置された組合せ中間弁(インターセプト弁)の開度調整による高圧タービン入口圧力調整が考慮されていないことが考えられる。このため、ここではインターセプト弁による高圧タービン入口圧力の調整が行われていると考え、これにより定格蒸気流量近傍では高圧タービン入口圧力変化幅が小さくなっていると推定した。また、低流量側での圧力制御が行いやすいように、75%蒸気流量以下ではインターセプト弁による調整によって高圧タービン入口圧力が一定に保たれると仮定した。以上から、図J-4に示すような蒸気流量対高圧タービン入口圧力の関係を定めた。

2) タービン調整弁の蒸気流量-開度変換テーブルの作成

タービン調整弁の蒸気流量-開度変換テーブルは、原子炉圧力容器出口から高圧タービン入口までを模擬した主蒸気系単体モデルによる計算を行って作成した。用いたモデルのノード分割図を図J-5に示す。

このモデルを用い、以下の手順で蒸気流量とタービン調整弁開度の関係を求めた。

(a) 定格蒸気流量で原子炉ドームを模擬した配管の圧力が定格出力時の圧力71.7kg/cm^2 (7.0314MPa)、タービン調整弁入口の圧力(圧力計測点)が6.6489MPa、タービン調整弁開度が約52%となるように、主蒸気系配管及びタービン調整弁の圧損係数を調整する。

(b) 0%流量から120%流量までの範囲で蒸気を流し、圧力計測点が式(J-1)で与えられる圧力となるタービン調整弁の開度を求める。

この手順で求めた蒸気流量対タービン調整弁開度の関係を図J-6に示す。また、タービンバイパス弁については、タービンバイパス弁出口を7kPaと設定し、100%開度で100%蒸気流量となるように弁流路断面積を調整した。

3) 制御系の作成-ゲイン等の設定

以上の検討を基に作成した圧力制御系を図J-7に示す。この制御系作成に際し、フィート・ポンド単位系からSI単位系への単位変換に伴うゲイン等の変更は行っているが、それ以外は全てTVA炉の圧力制御系の設定値を用いた。

（3）圧力制御系の性能を確認するための計算

作成した圧力制御系がなめらかに圧力制御をできることを確認するために圧力制御装置設定点0.7kg/cm^{2}増加の解析を行った。さらに、タービン調整弁からタービンバイパス弁への切替り及びタービンバイパス弁によって圧力制御がなめらかに行えることを確認するために発電機負荷遮断の解析

を行った。

圧力制御装置設定点0.7kg/cm^{2}増加の解析に際して、解析条件の単純化を図るため、原子炉からの蒸気供給量は圧力変化にかかわらず一定と仮定した。圧力制御装置設定点0.7kg/cm^{2}増加の解析結果を図J-8～J-10に示す。これらの解析結果から、各出力状態で作成した圧力制御系が圧力をなめらかに制御できることが示された。

発電機負荷遮断の解析では、原子炉スクラムの効果を解析に反映するために原子炉から供給される蒸気流量を時間により変化させた。原子炉から供給される蒸気流量の変化は炉心の平均熱流束の変化と同じ挙動と考え、図J-11に示す蒸気供給量を使用した。解析結果を図J-12-1～J-12-3に示す。タービン調整弁からタービンバイパス弁への切り替わりは良好に行われたが、時刻約35秒以降、タービンバイパス弁による圧力制御がなめらかに行われず、振動が発生した。そのため、タービンバイパス弁サーボの修正を行った。TVA炉のタービンバイパス弁サーボではタービンバイパス弁駆動サーボの時間遅れを模擬するために0.15秒の一次遅れ(LAG)が2つと0.15秒の遅れ(DLAY)が用いられているが、この部分での時間遅れが大きいために振動が発生したと考えた。そこで、タービン調整弁サーボと同じように、タービンバイパス弁サーボでも時間遅れ及び弁駆動速度制限により制御することとし、タービンバイパス弁サーボに適切な時間遅れ及び弁駆動速度制限値を試行錯誤により求めた。また、この修正の過程でタービンバイパス弁の2%のバイアスも削除した。修正後の圧力制御系を図J-13に、負荷遮断の再解析結果を図J-14-1及びJ-14-2に示す。この修正によりタービンバイパス弁によるなめらかな圧力制御が可能となった。

なお、単純化のため、過渡時に圧力設定点を調整するブロックは動作しない設定とした。

（4）圧力制御系モデル化のまとめ

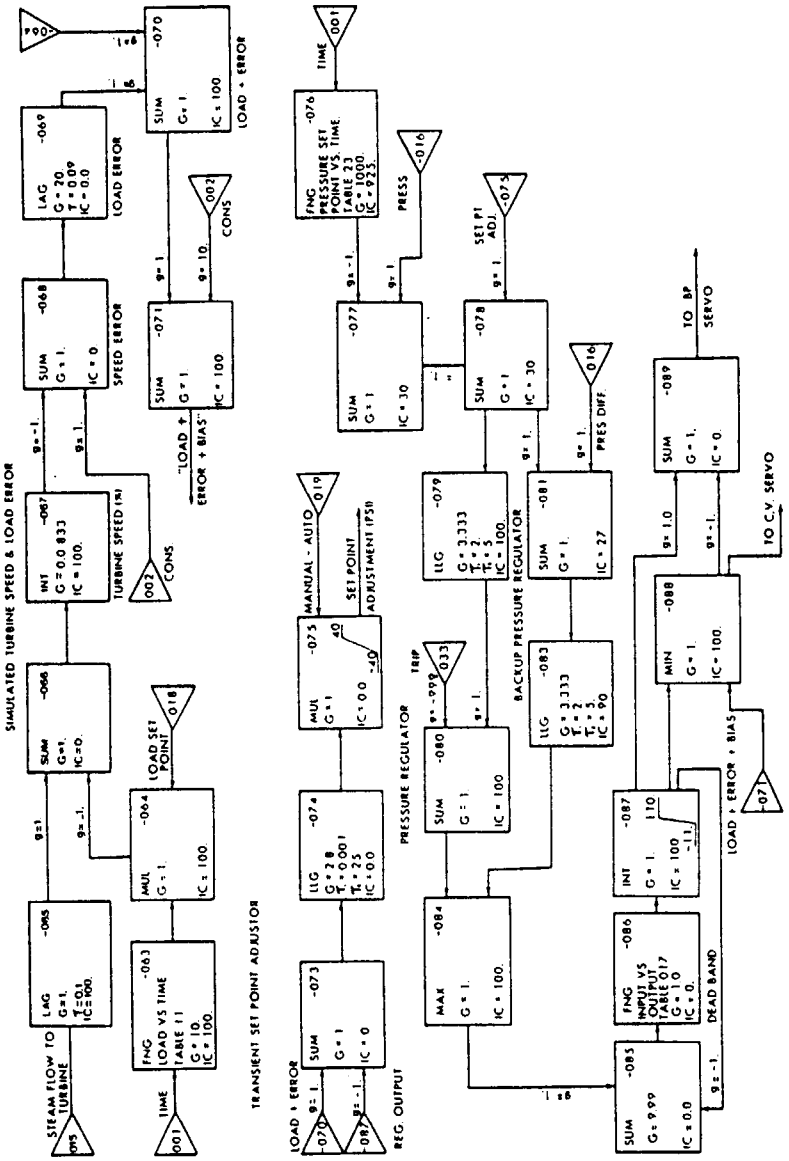
作成した圧力制御系は妥当な制御特性を持つことが確認された。しかし、この圧力制御系はTVA炉の圧力制御系を基に試行錯誤して作成したものであり、また、圧力制御系やタービンに対する情報・知識の欠如から、以下のような問題点があることを指摘しておく。

1) 高圧タービン入口圧力

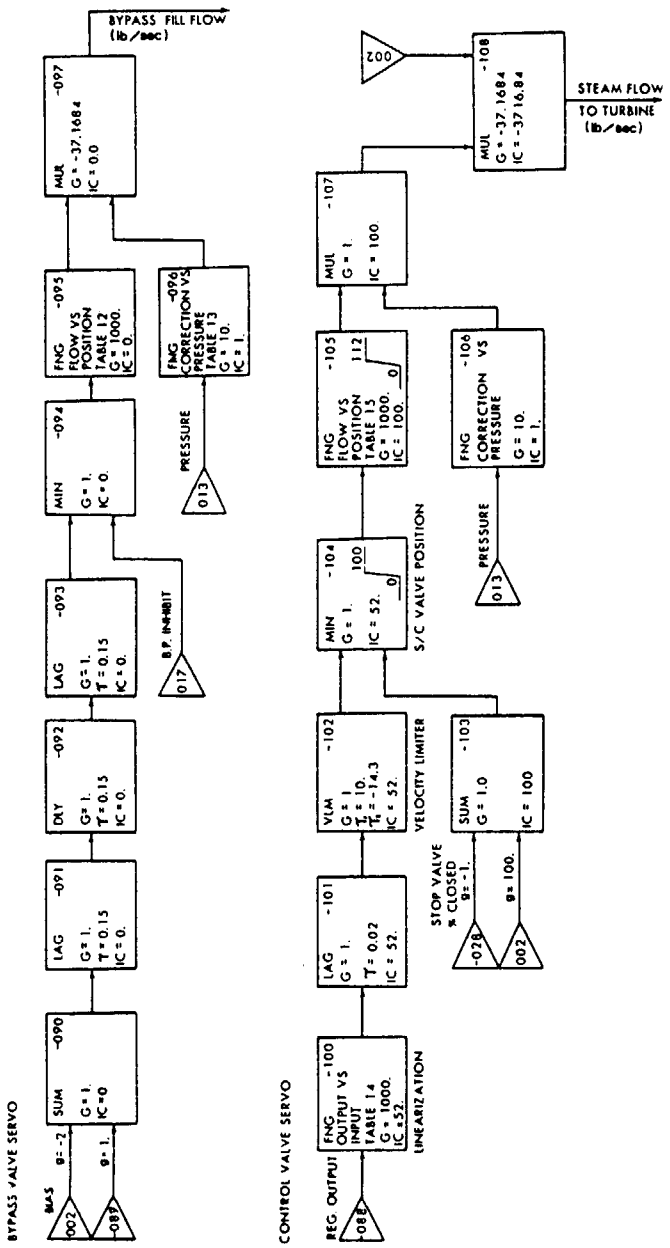
高圧タービン入口圧力としては、図J-4に示す関係を用いた。この関係では、75%蒸気流量以下では組合わせ中間弁により高圧タービン入口圧力が一定に保たれるとしているが、このような組合わせ中間弁による圧力調整が行われていない可能性がある。また、75%蒸気流量以上の領域での流量増加に伴う圧力上昇幅が異っている可能性がある。

2) タービン調整弁-弁体圧損係数

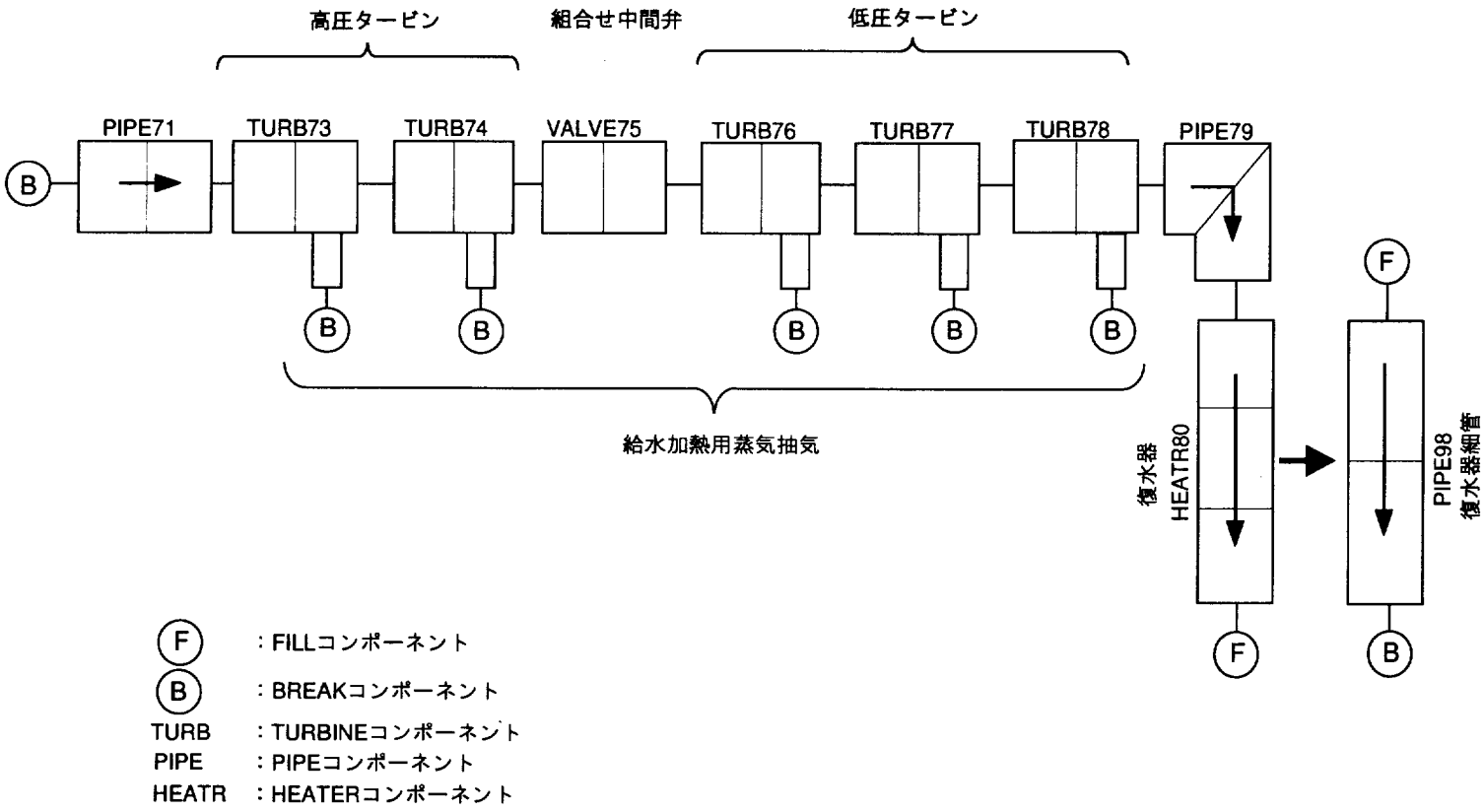
タービン調整弁-弁体圧損係数としては1.7946を用いているが、実際のタービン調整弁の圧損係数は弁開度とともに変化している可能性がある。なお、TRAC-BF1では弁体圧損係数を弁開度と連動させて変化させることはできない。



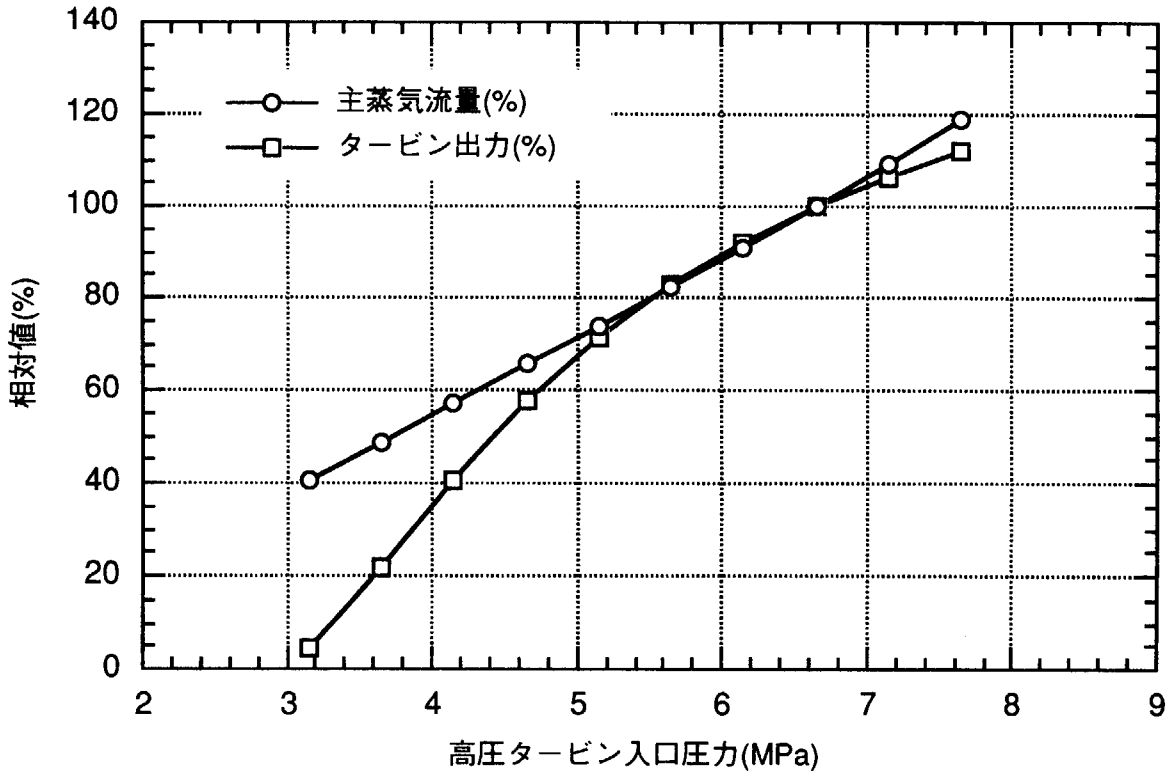
図J-1-1　ＴＶＡ炉の圧力制御系ブロック図(1/2)
(本文参考文献(5)より転載)



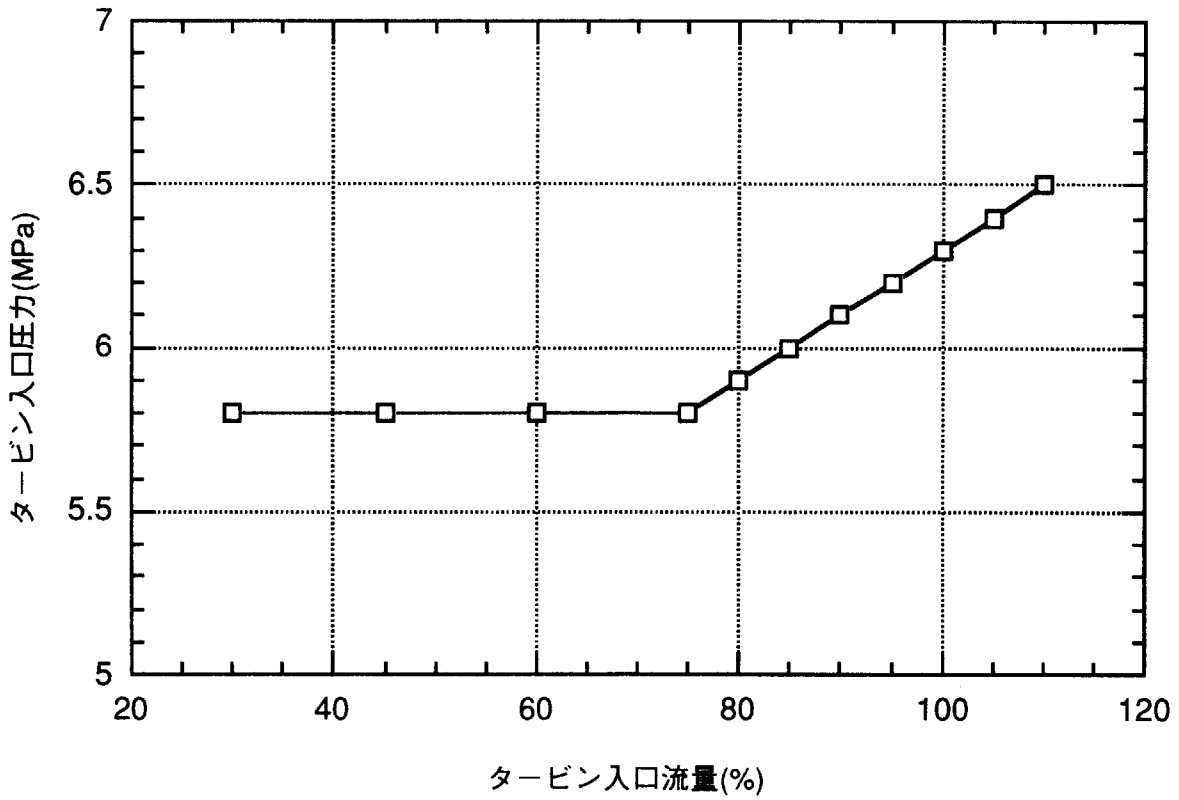
図J-1-2　ＴＶＡ炉の圧力制御系ブロック図(2/2)
(本文参考文献(5)より転載)



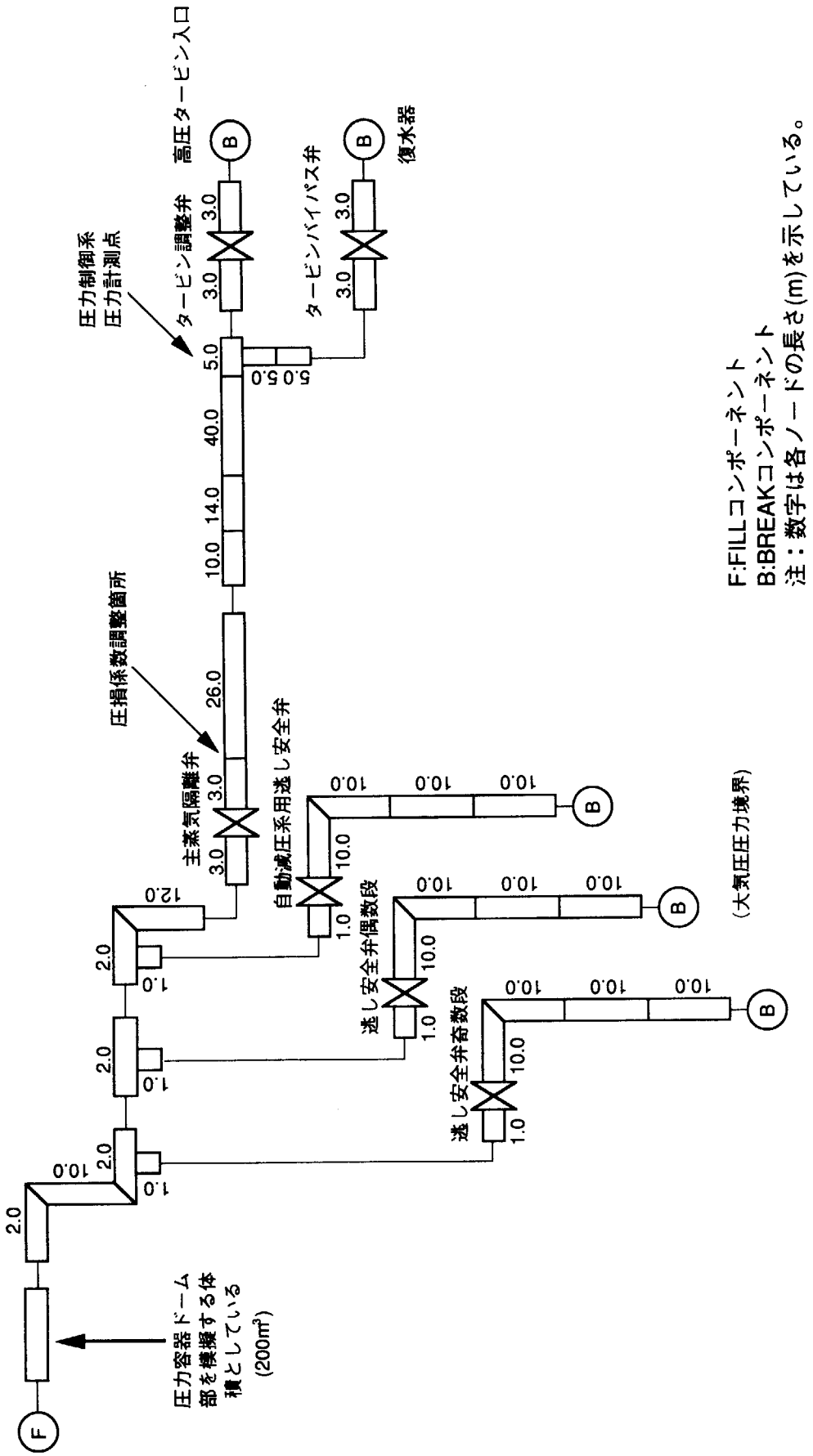
図J-2 高圧タービン入口圧力を求めるために作成したタービンモデル



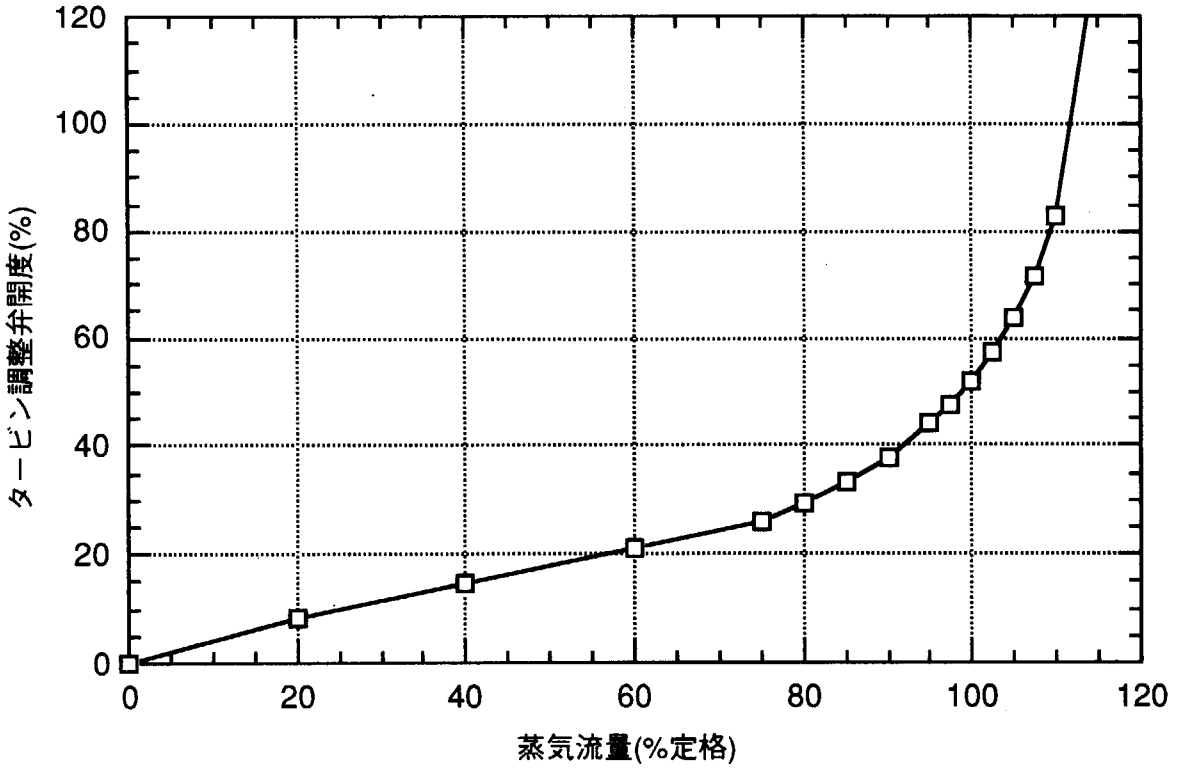
図J-3 タービンコンポーネントを用いて模擬したタービン特性



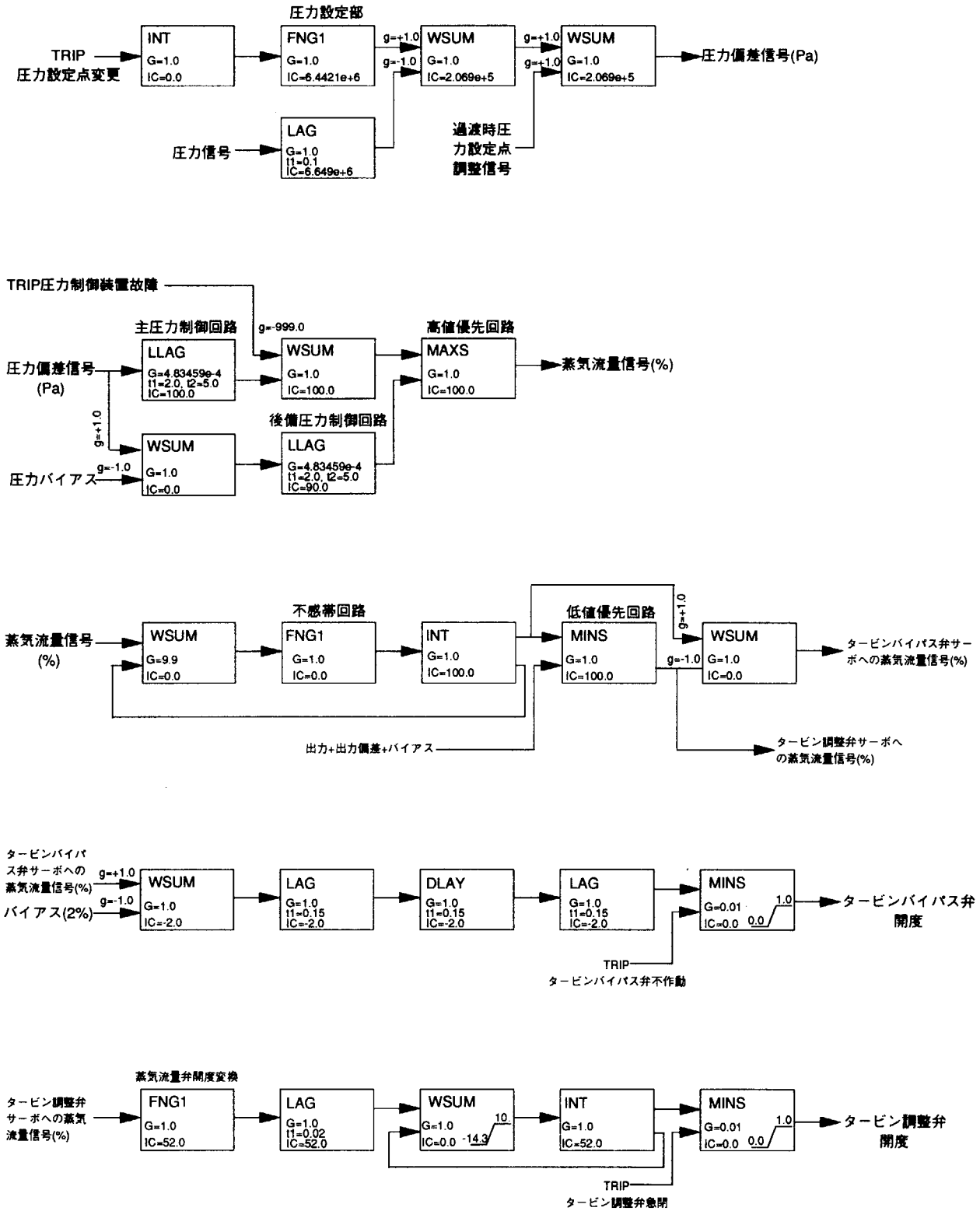
図J-4 圧力制御系に用いる蒸気流量対高圧タービン入口圧力の関係



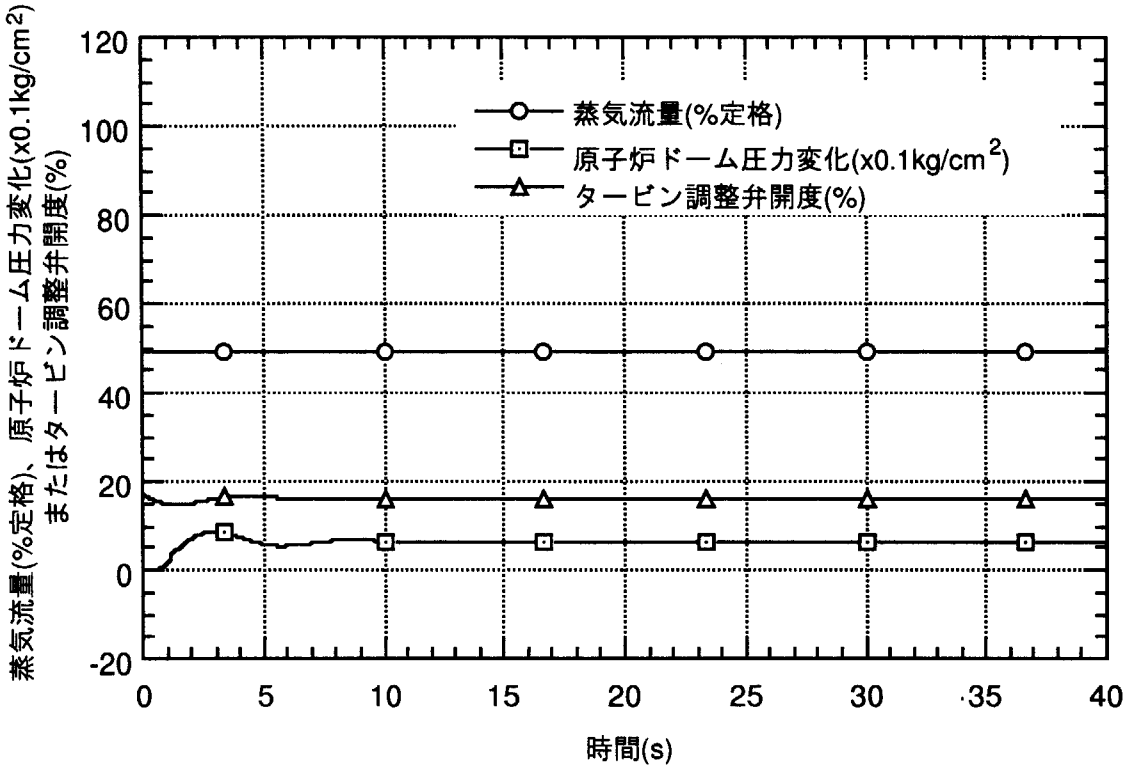
図J-5 圧力制御系モデルの性能確認に使用した主蒸気配管のノード分割図



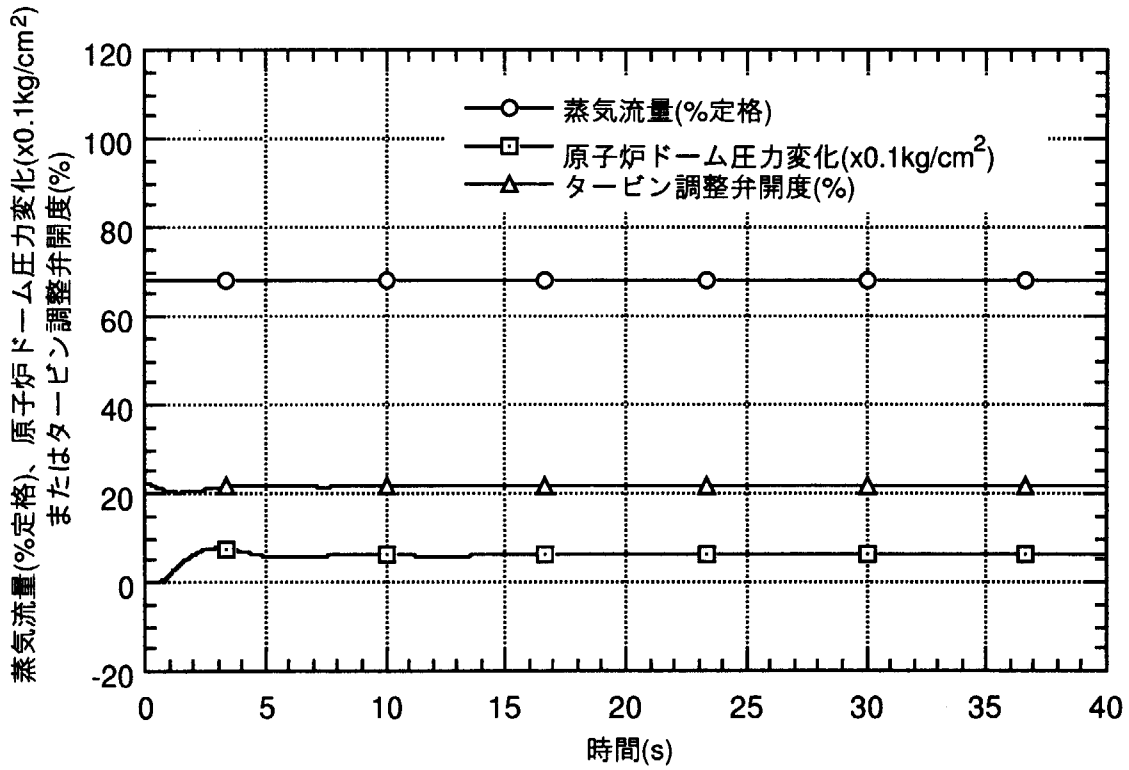
図J-6 主蒸気流量とタービン調整弁開度の関係



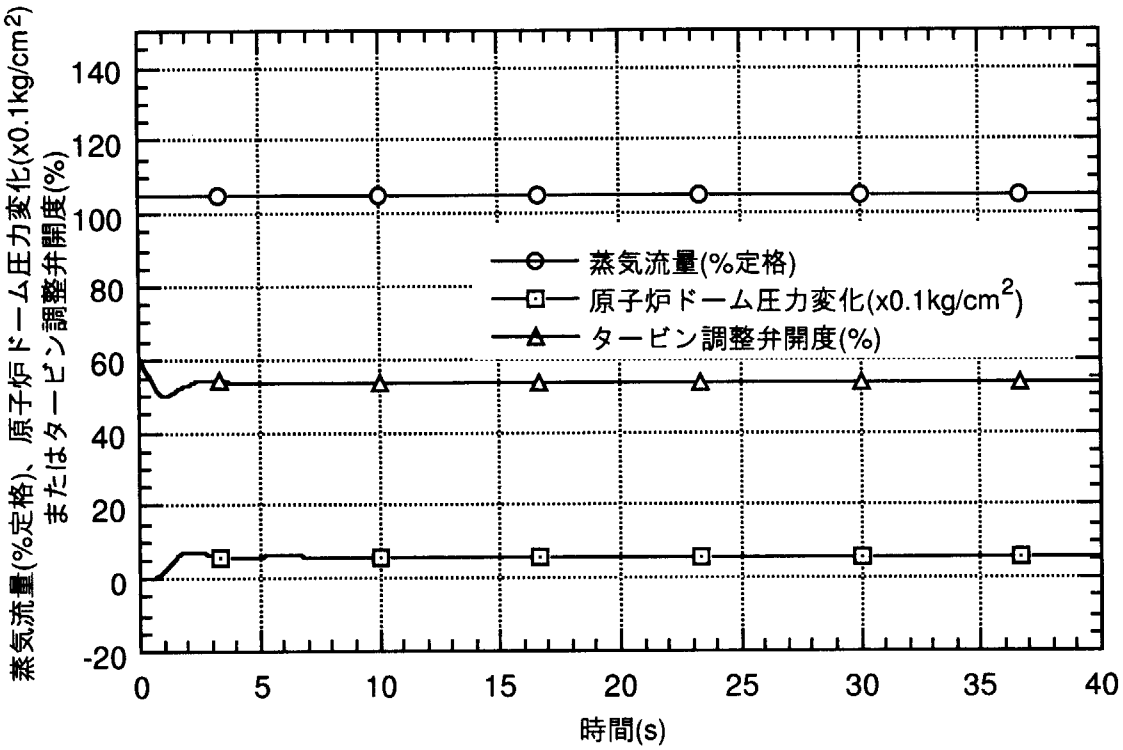
図J-7 作成した圧力制御系(タービンバイパス弁サーボ改善前)



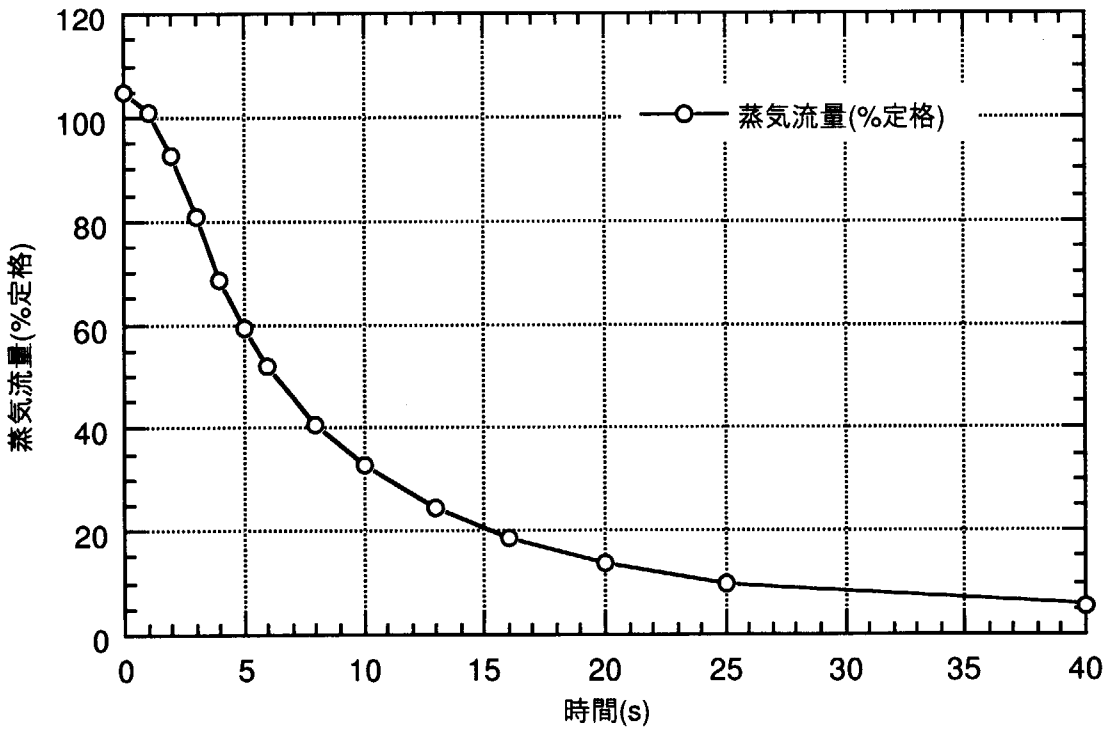
図J-8 圧力設定点0.7kg/cm^{2}増加の解析結果(自然循環状態)
-主蒸気配管体系での解析-



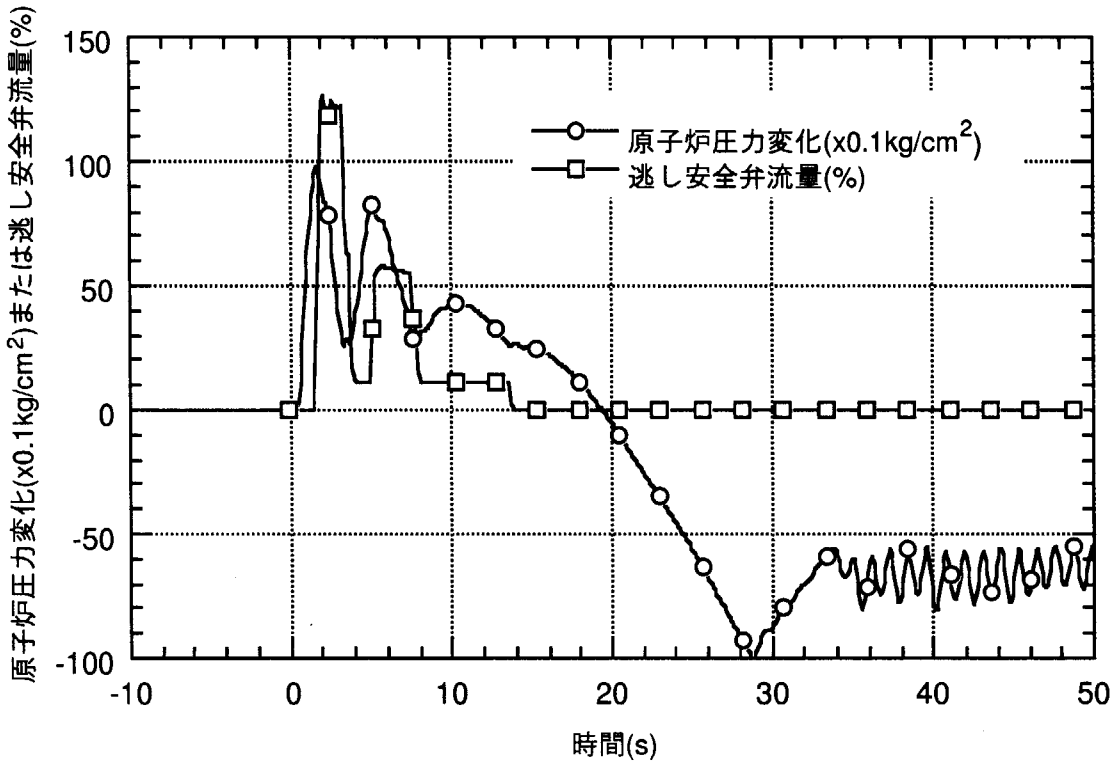
図J-9 圧力設定点0.7kg/cm^{2}増加の解析結果(68%出力)
-主蒸気配管体系での解析-



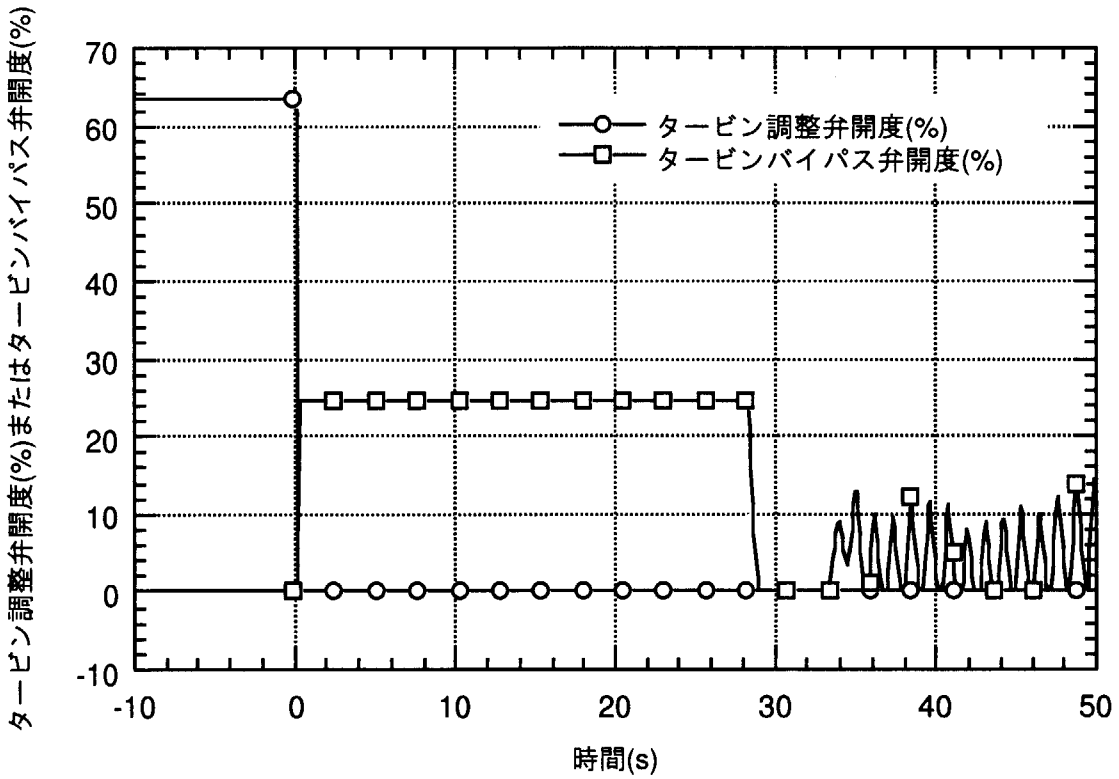
図J-10 圧力設定点0.7kg/cm^2 増加の解析結果(105%出力)
-主蒸気配管体系での解析-



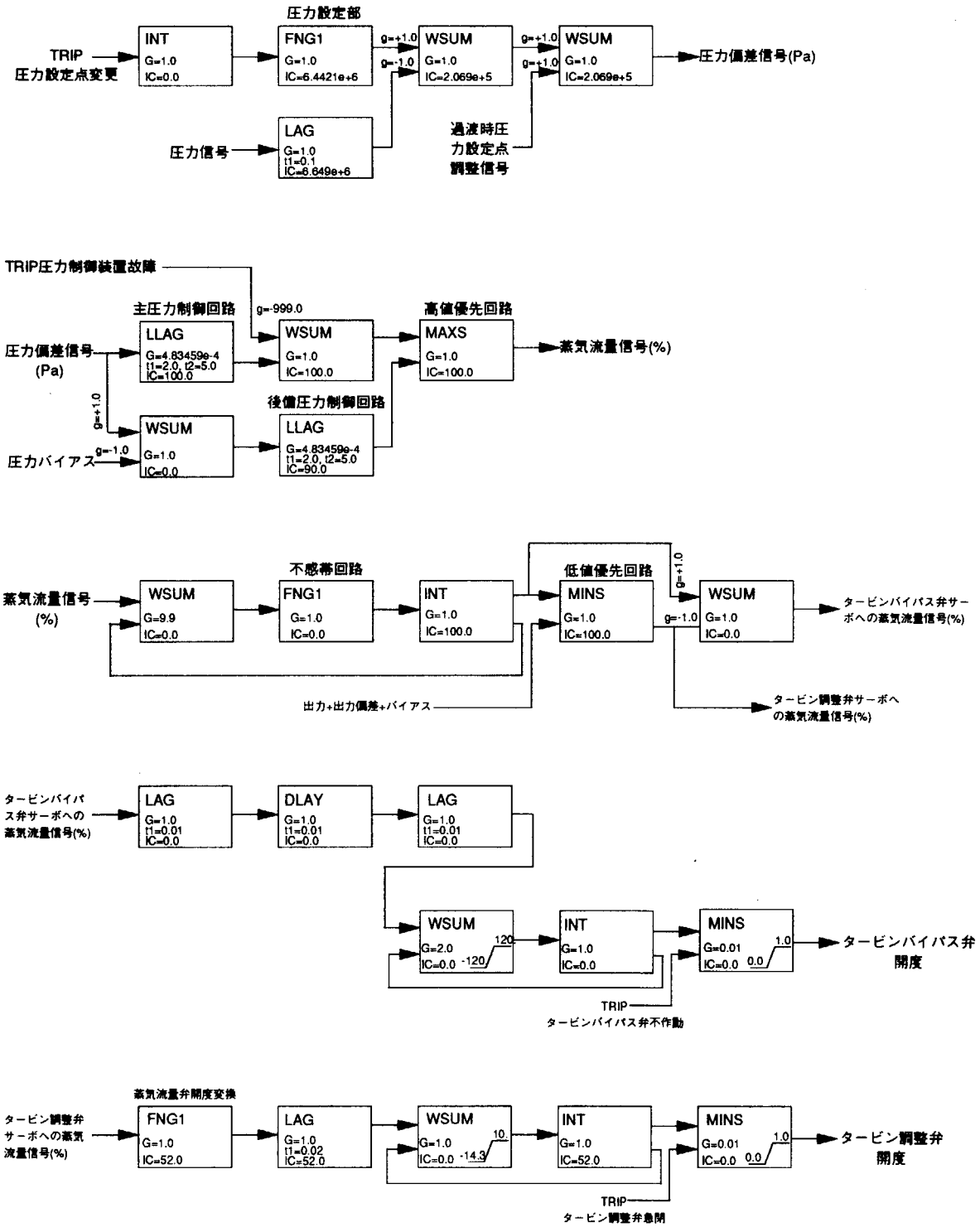
図J-11 発電機負荷遮断の解析に用いた蒸気流量
-平均表面熱流束の変化より算出-



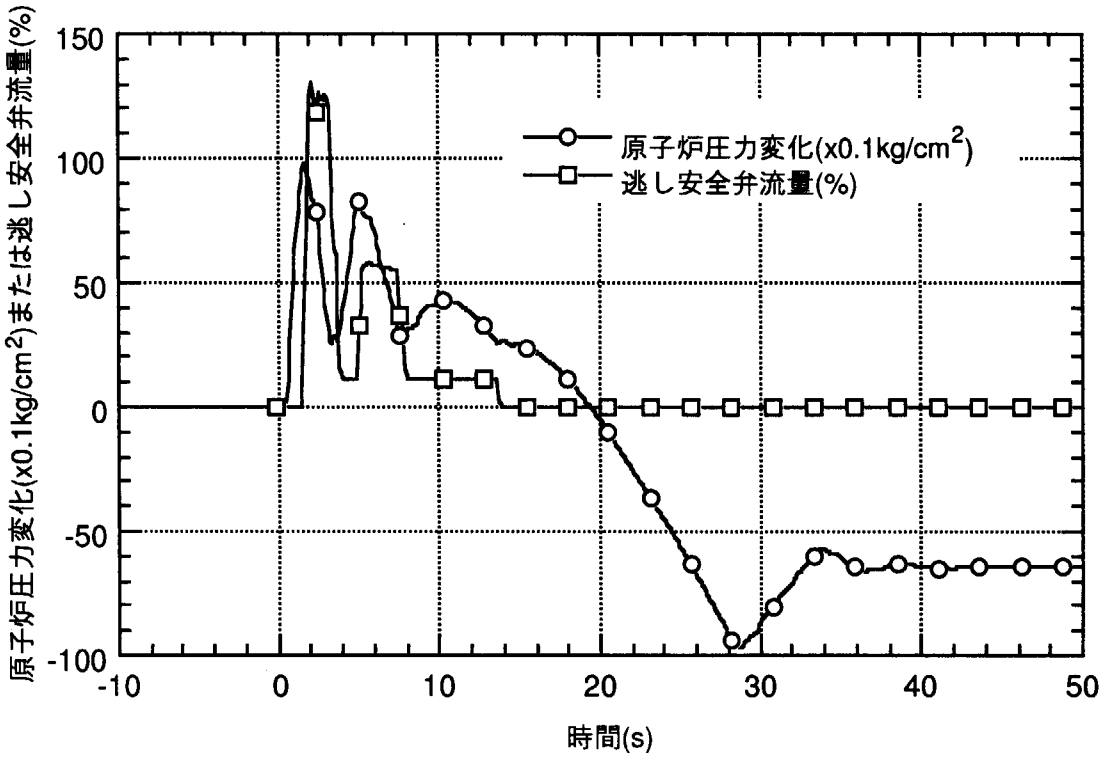
図J-12-1 負荷遮断の計算結果 - タービンバイパス弁サーボ改善前 -
(原子炉圧力変化及び逃し安全弁流量)



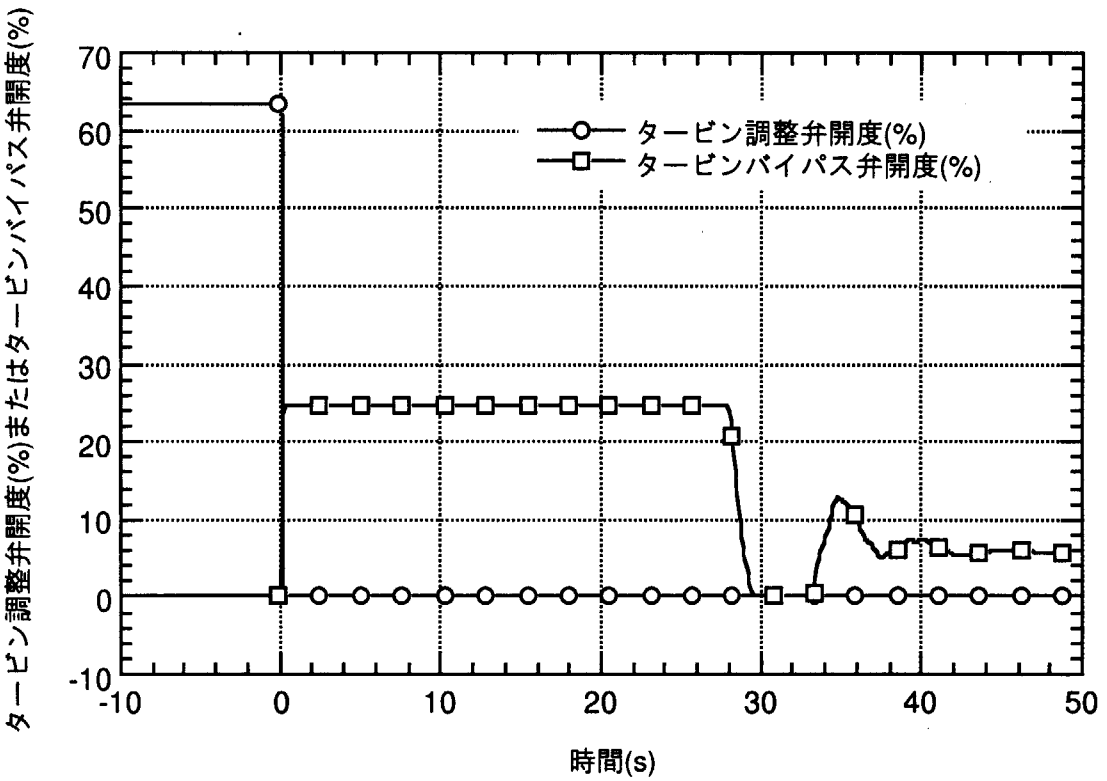
図J-12-2 負荷遮断の計算結果 - タービンバイパス弁サーボ改善前-
(タービン調整弁開度及びタービンバイパス弁開度)



図J-13 作成した圧力制御系(タービンバイパス弁サーボ改善後)



図J-14-1 負荷遮断の計算結果 - タービンバイパス弁サーボ改善後 -
(原子炉圧力変化及び逃し安全弁流量)



図J-14-2 負荷遮断の計算結果 - タービンバイパス弁サーボ改善後 -
(タービン調整弁開度及びタービンバイパス弁開度)

付録K　圧力容器のモデル化

圧力容器モデルの作成過程を示す。

（1）圧力容器内体積分布等

圧力容器の幾何形状について、代表炉の設置許可申請書（本文の参考文献(2)）での記載は以下のとおりである。

- 圧力容器内のり高さ　22m　(添付書類八-3)
- 圧力容器胴内径　6.4m　(添付書類八-3)
- 圧力容器蒸気相部の体積　220m^3　(添付書類八、追補-3)

圧力容器内部構造物の高さ方向位置の推定結果は本文図3-4に示した。また、圧力容器上部及び下部の半球部については、上部半球部は半径3.2m、高さ3.2m、下部半球部は半径3.2m、高さ3.0mの半球を仮定した。

次に、圧力容器内部構造物が占める体積を推定する。圧力容器内部構造物の幾何形状データのまとめを図K-1に示す。圧力容器内部構造物としては制御棒駆動機構(CRD)ハウジング、制御棒ガイドチューブ、燃料集合体、気水分離器、蒸気乾燥器、ジェットポンプがある。これらの体積を算出するのに用いた幾何形状データを以下に示す。なお、蒸気乾燥器の体積については参考とすべきものがないため、体積をゼロと仮定した。

	高さ	寸法	個数
CRDハウジング	0 - 1.2m	直径0.15m	185個
制御棒ガイドチューブ	1.2 - 4.95m	直径0.30m	185個
燃料集合体	4.95 - 9.45m	図K-1参照	764個
気水分離器			
スタンドパイプ	11.0 - 12.9m	直径0.15m	225個
気水分離器本体	12.9 - 15.25m	直径0.30m	225個
蒸気乾燥器	16.0 - 18.20m	体積ゼロ	1個
ジェットポンプ	3.0 - 7.95m	図K-1参照	20個

以上のデータから圧力容器蒸気相部の体積を算出すると約200m^{3}となる。この値は、代表炉の設置許可申請書の記載より約20m^{3}小さいので、圧力容器ドーム部の体積を補正することとした。

（2）VESSELコンポーネントのモデル化

1) 径方向、軸方向及び周方向のメッシュ分割

メッシュ分割に際しては、本文参考文献(1)に示された圧力容器の分割例(図K-2)を参考にした。

径方向については、炉心部分を3つのリングで模擬するために、全体で4リングに分割した。炉心部の第1リングには高出力燃料チャンネル2体、中央部平均出力チャンネル90体、第2リングには中央部平均出力チャンネル580体、第3リングには周辺部平均出力チャンネル(入口オリフィスが絞られたもの)92体を接続することとし、炉心シュラウド半径2.6mから各リングの半径を定めた。一方、蒸気乾

燥器スカートの半径は3.0mで、炉心シュラウド半径2.6mとは異なっている。このため、圧力容器底部より11.0m以上の部分では各リングの体積を補正することにより、これらのリング半径を模擬した。径方向の分割を図K-3及び以下に示す。

・圧力容器底部より11.0m以下

	模擬すべき半径	分割半径
第1リング(炉心第1リング)	0.90224	0.90224
第2リング(炉心第2リング)	2.43884	2.43844
第3リング(炉心第3リング)	2.6	2.6
第4リング(ダウンカマー部)	3.2	3.2

・圧力容器底部より11.0m以上

	模擬すべき半径	分割半径	備考
第1リング(蒸気乾燥器内側)	1.04105	0.90224	体積を1.3314倍して補正
第2リング(蒸気乾燥器内側)	2.81358	2.43844	体積を1.3314倍して補正
第3リング(蒸気乾燥器内側)	3.0	3.0	体積を1.3314倍して補正
第4リング(蒸気乾燥器外側)	3.2	3.2	体積を0.3563倍して補正

軸方向については、圧力容器内部構造物の高さを模擬するように以下の高さで分割した。

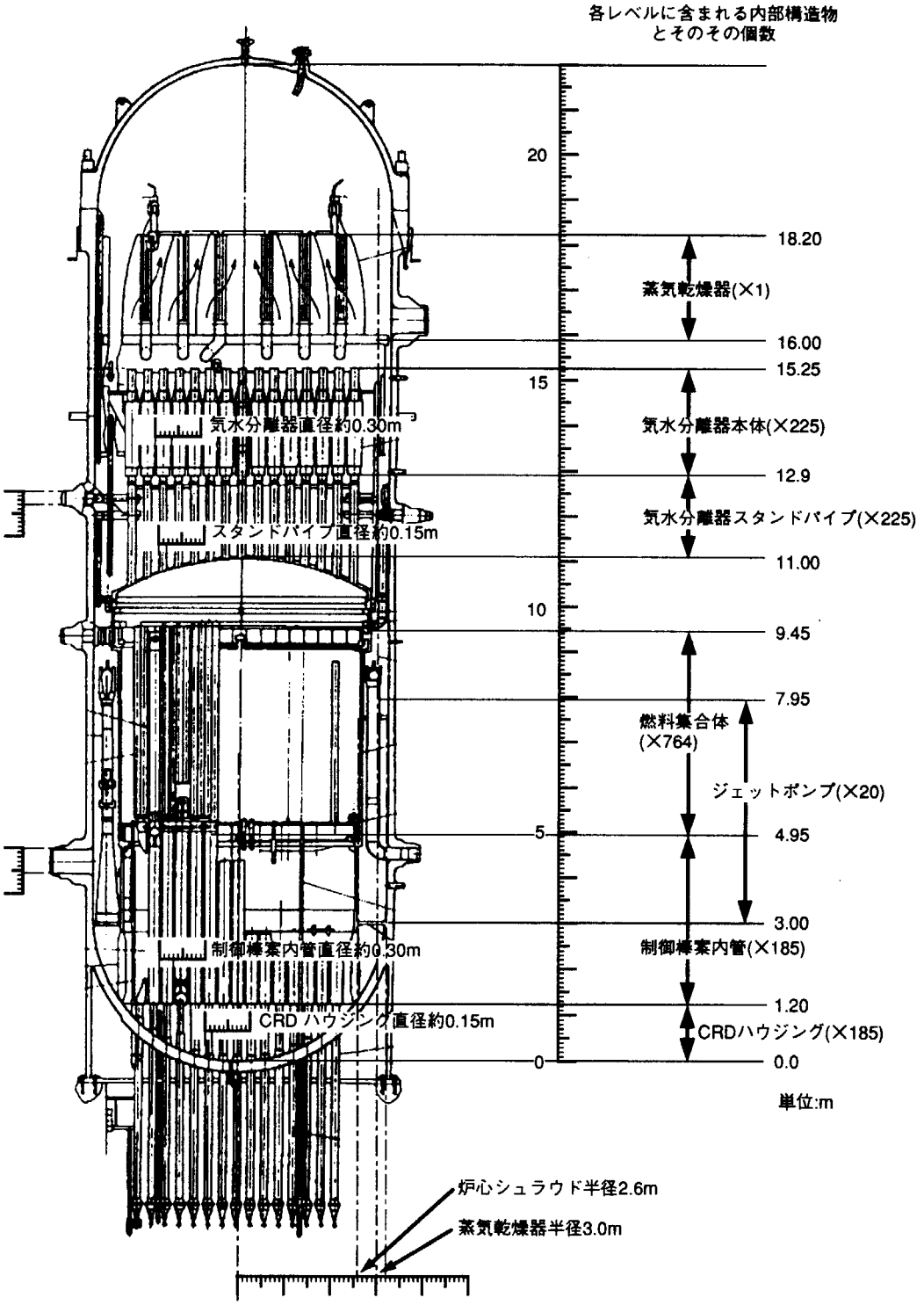
分割高さ	説明
3.0m	ジェットポンプ出口が接続
4.95m	燃料コンポーネント入口が接続
5.30m	燃料コンポーネントからのバイパス流が流入するセル(高さ4.95～5.30m)を作るために分割
7.95m	ジェットポンプ吸込み口が接続
9.45m	燃料コンポーネント出口が接続
7.95m	ジェットポンプ吸込み口が接続
11.00m	気水分離器入口が接続
12.90m	気水分離器ドレン出口が接続
15.25m	気水分離器蒸気出口が接続
16.00m	蒸気乾燥器下端
17.00m	蒸気乾燥器上端を定義するために分割

円周方向の分割は単純化のため行わなかった。以上のメッシュ分割を図K-4に示す。

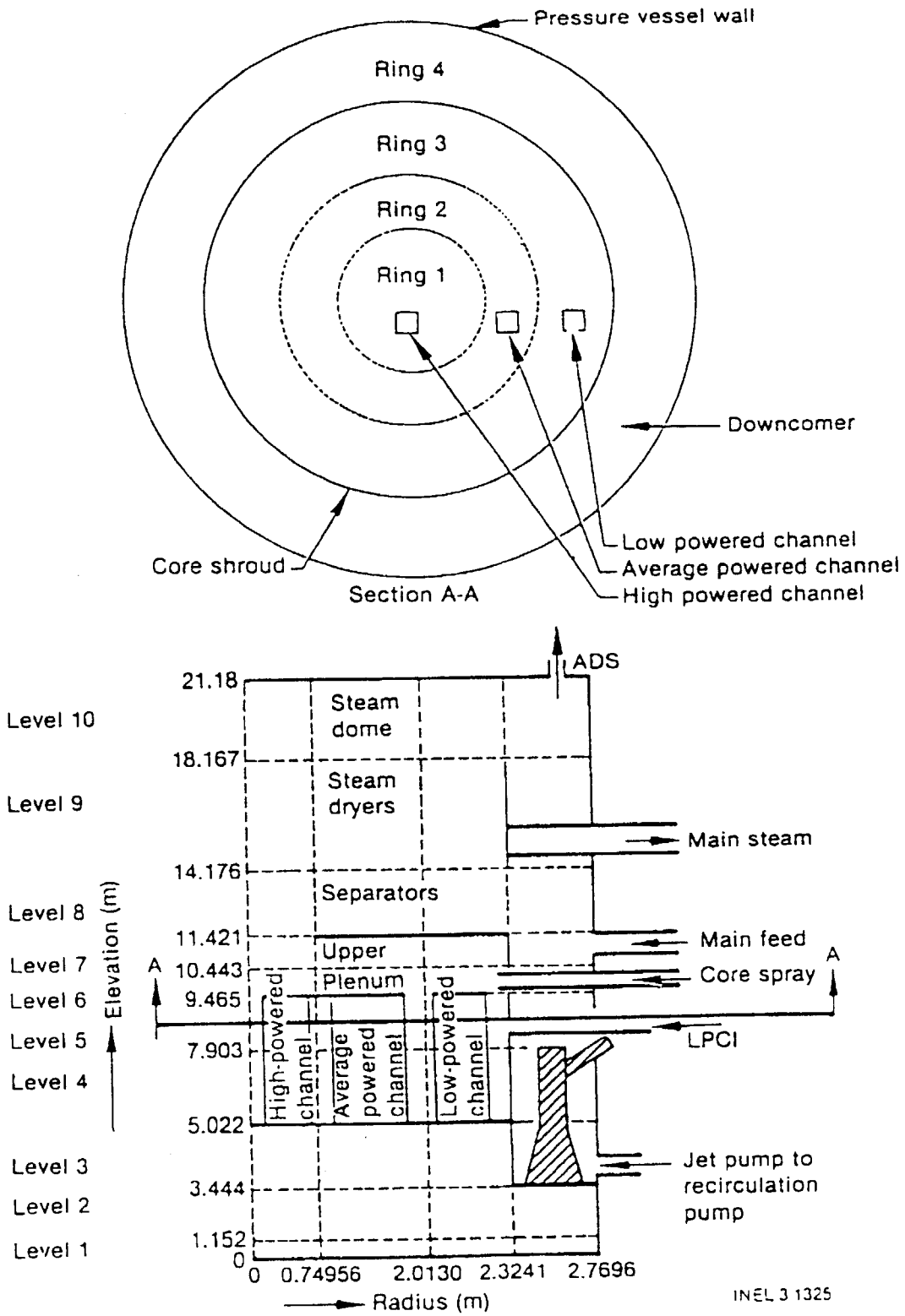
2) VESSELコンポーネントの流路断面積及び水力直径

流路面積及び水力直径については、炉心バイパス流が流れるセルを除き、流路面積は当該セル寸法から算出される半径方向、軸方向の流路面積を指定し(実際の入力では当該セル寸法から算出される流路面積に対する比を入力するため、1.0を指定)、水力直径は1.0mを指定した。このような簡略な設定をしている理由は、圧力容器内での流体の流速は大きくないため圧力容器内での流路面積や水力直径は大きな役割を果たしていないと考えられるためである。

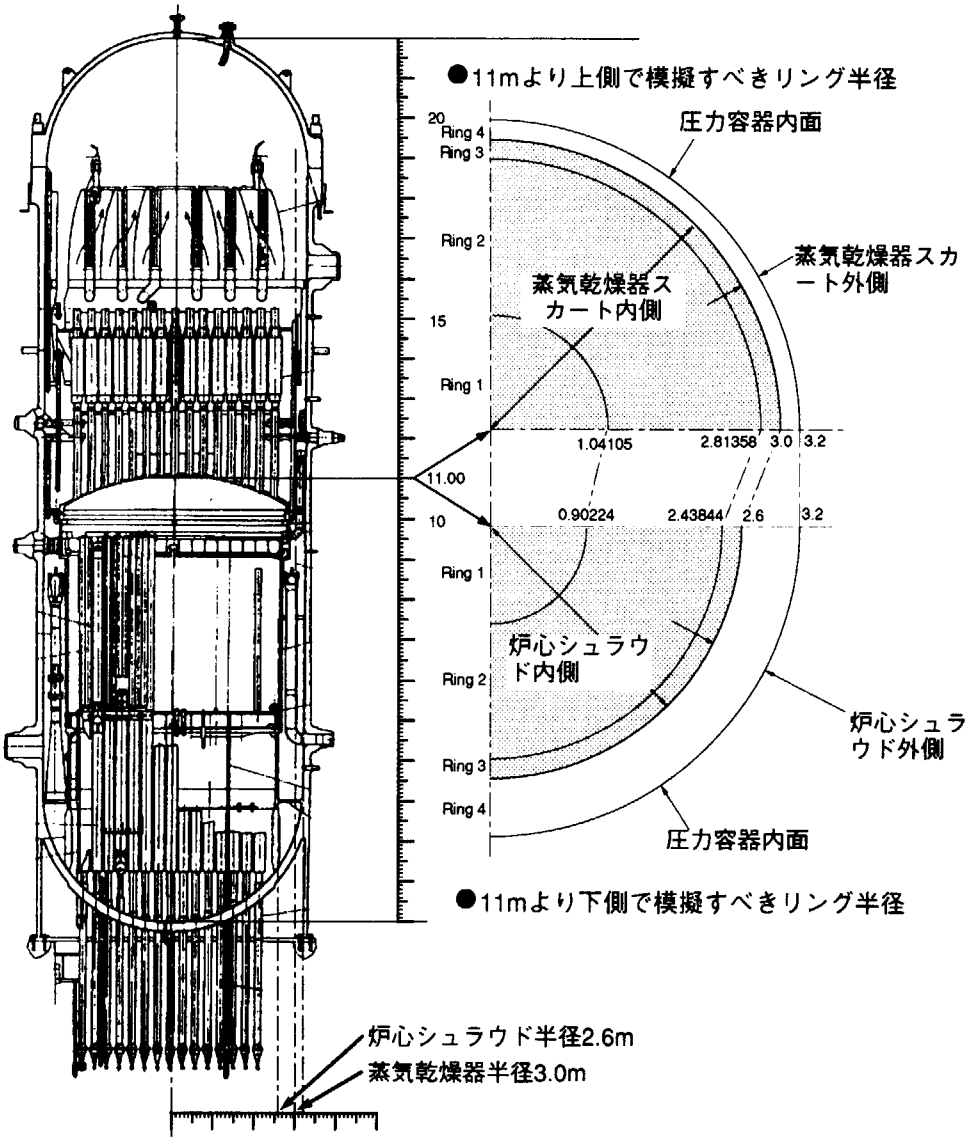
炉心バイパス流が流れるセルでは、軸方向については付録図F-3に示す流路面積及び水力直径を指定し、半径方向については単純化のために流路面積をゼロと設定した。すなわち、クロスフローを無視した。



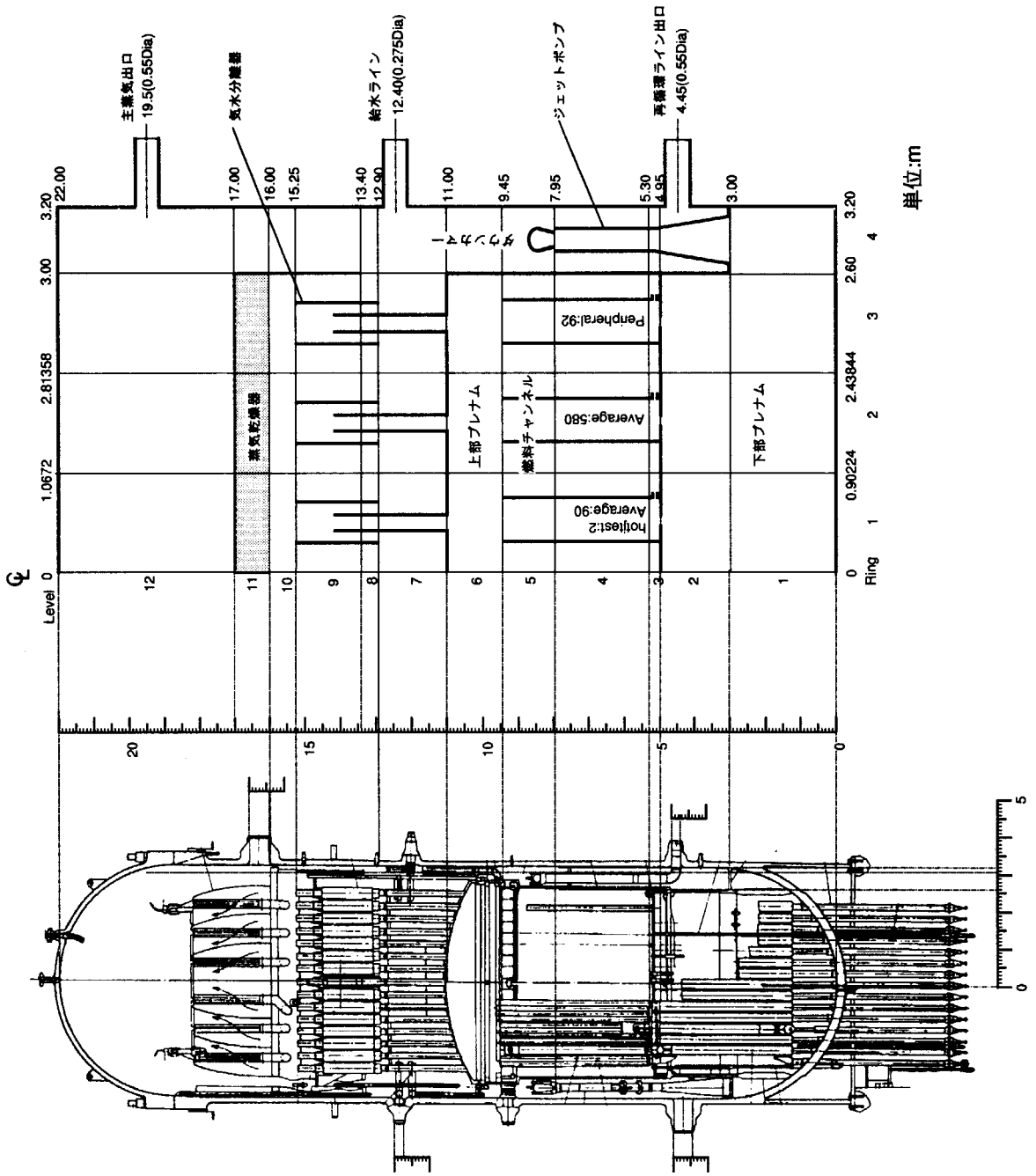
図K-1　圧力容器各レベルに含まれる内部構造物



図K-2 VESSELコンポーネントのメッシュセル分割例
(本文参考文献(1)より転載)



図K-3 Vesselコンポーネントの半径方向の分割



図K-4 圧力容器(VESSEL)の軸方向分割

付録L BWRシステムモデルの構築

機器・系統単体モデルを接続し、BWRモデル（１次元モデル及び３次元モデル）を構築する過程を示すとともに両モデルの比較のために実施した計算の結果を示す。

（１）機器・系統単体モデルの接続

VESSELコンポーネントを用いた３次元モデルと、1次元コンポーネントで構成した１次元モデルを作成した。

３次元モデルのノード分割図は本文図3-16に示した。炉心は高出力燃料チャンネルが1個、中央部平均出力チャンネルが2個、周辺部平均出力チャンネルが1個の合計4つのチャンネルで構成されており、炉心部のバイパス流も模擬している。気水分離器はVESSELコンポーネントの第1～第3リングに各1個接続している。また、再循環系は実炉と同じく2系統を接続し、主蒸気系は詳細なモデルを使用している。

１次元モデルのノード分割図は本文図3-17に示した。このモデルでは炉心は中央部平均出力チャンネル1個で構成されており、炉心バイパス流は模擬していない。気水分離器は1個で、再循環系は実プラントの2系統分の容量を持つ1ループで模擬している。主蒸気系では、逃し安全弁を簡略化している。

（２）パラメータの調整

1) VESSELコンポーネント分割の変更及び圧損係数の調整

当初作成したVESSELコンポーネントのモデルでは、水位が形成されているセルでボイド率が振動し安定しない結果となったため、図L-1に示すように圧力容器の分割を変更した。さらに、高さ13.4mの界面に大きな圧損を設定した。その結果、水位は安定した。

次に自然循環状態(炉心熱出力49%定格、炉心流量31%定格)での計算の妥当性を確認するために、炉心出力を49%定格に固定して定常計算を行ったところ、炉心流量が25.5%定格と低い値となった。また、定格運転状態を模擬するために炉心出力を100%定格、炉心流量100%定格に設定し、計算を行ったところ、ジェットポンプ流量比(M比)が2.2と代表炉の設置許可申請書（本文参考文献(2)）での記載値(=2.33)より低くなった。このため、気水分離器コンポーネントの圧損係数及びジェットポンプの圧損係数を調整した。調整箇所を図L-2に、調整結果を下表に示す。

	単体モデルで 調整した圧損係数	３次元モデル組み上げ後 調整した圧損係数
気水分離器	34.5	4.0
ジェットポンプ	0.06625	0.09115

１次元モデルでは当初から計算は安定していたが、3次元モデルと同様に自然循環状態で炉心流量が低いこと、定格運転状態でジェットポンプM比が低い計算結果となった。これを調整するため、3次元モデルと同様に気水分離器コンポーネントの圧損係数及びジェットポンプの圧損係数を調整した。

以下に調整結果を示す。

	単体モデルで 調整した圧損係数	1次元モデル組み上げ後 調整した圧損係数
気水分離器	34.5	22.0
ジェットポンプ	0.06625	0.08800

1次元モデルと3次元モデルの気水分離器の圧損係数が4.0と22.0と大きく異なっているが、この原因は両モデルでの炉心のモデル化の違いにより炉心部の圧力損失が異なっていること等が考えられる。

なお、これらの調整では炉心部の圧力損失の調整も合わせて行うことが適切と考えられるが、これには多大な労力が必要となるため、ここでは調整箇所を気水分離器とジェットポンプに限定した。

2) 定常運転状態

代表的な運転状態である自然循環状態(炉心熱出力49%定格、炉心流量31%定格)、68%出力運転(炉心熱出力68%定格、炉心流量50%定格)、定格出力運転(炉心熱出力100%定格、炉心流量100%定格)及び105%出力運転(炉心熱出力104.4%定格、炉心流量100%定格)の4つの運転状態の定常設定計算を実施した。結果を本文表3-2に示す。気水分離器での圧損係数の違いから、下部プレナムから気水分離器出口の間の圧力等に若干の違いがあるが、それ以外は両モデルで良く一致している。

また、定格出力運転状態については、表L-1に、原子炉熱平衡線図の分析（付録A参照）で得られた結果との比較を示す。気水分離器の圧損係数を調整したため、上部プレナム及び気水分離器入口(気水分離器の入口ノード)の圧力が大きく異なっているが、それ以外の状態量は良く一致している。

なお、上部プレナムと気水分離器入口間の圧力損失を比較すると

1次元モデル　7.115 - 7.094 = 0.021(MPa)

3次元モデル　7.074 - 7.037 = 0.037(MPa)

と3次元モデルでは2倍近い圧力損失が発生している。この差は発生すべきでない圧力損失がVESSELと1次元コンポーネントの接続部に発生している可能性があることを示すものであり、今後検討する必要がある。

（3）1次元モデルと3次元モデルの比較計算

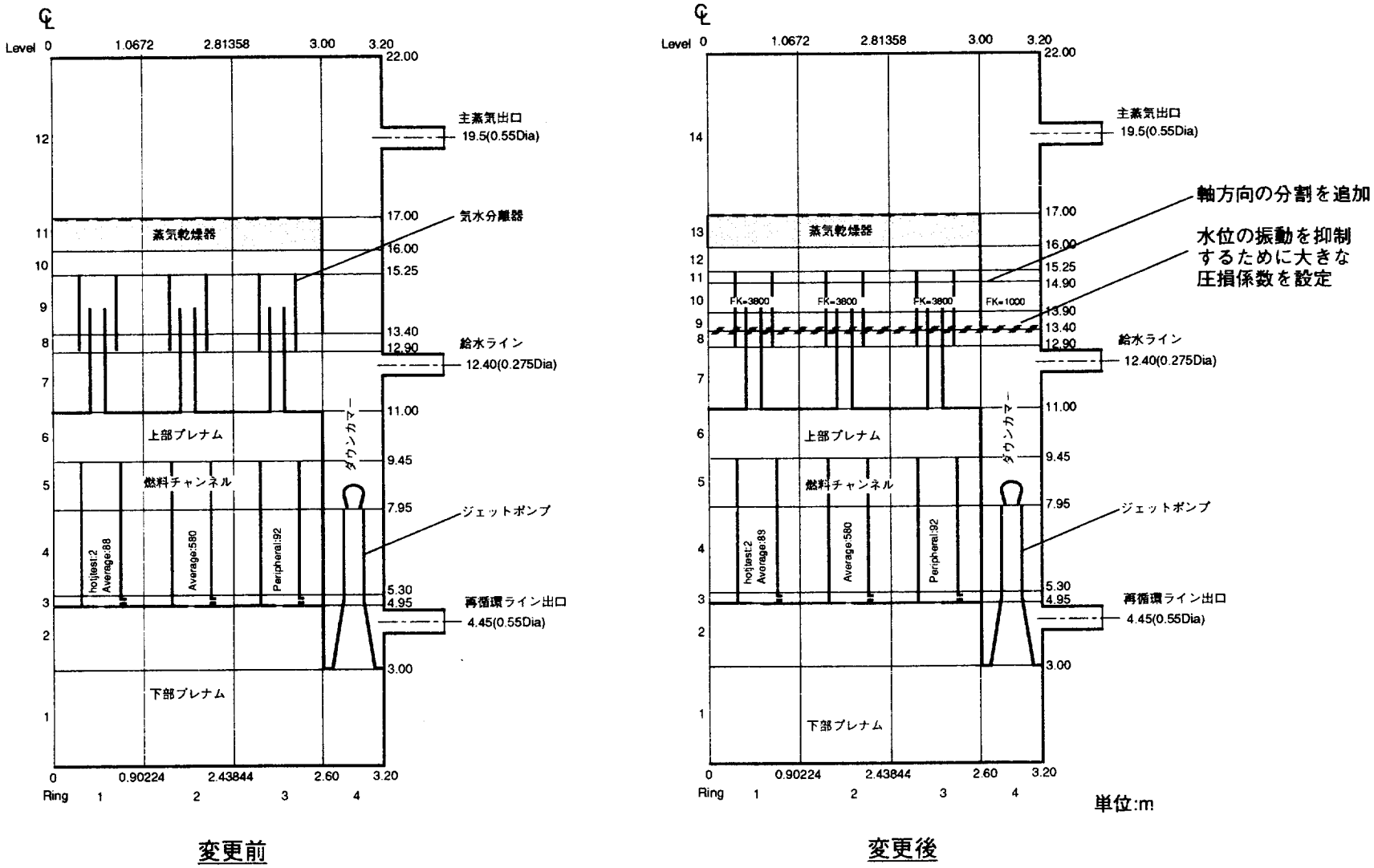
両モデルを用いて原子炉水位設定点15cm増加及び圧力制御装置設定点0.7kg/cm^{2}増加の解析を行った。

原子炉水位設定点15cm増加の解析結果を図L-3-1～L-5-2に示す。両モデルの計算結果は良く一致している。また、本文図4-4-1～4-6-2に示したように、代表炉の設置許可申請書に記載されている結果との妥当な一致が得られた。

圧力制御装置設定点0.7kg/cm^{2}増加の解析結果を図L-6-1～L-8-2に示す。両モデルの計算結果は良く一致している。また、本文図4-7-1～4-9-2に示したように、代表炉の設置許可申請書に記載されている結果との妥当な一致が得られた。

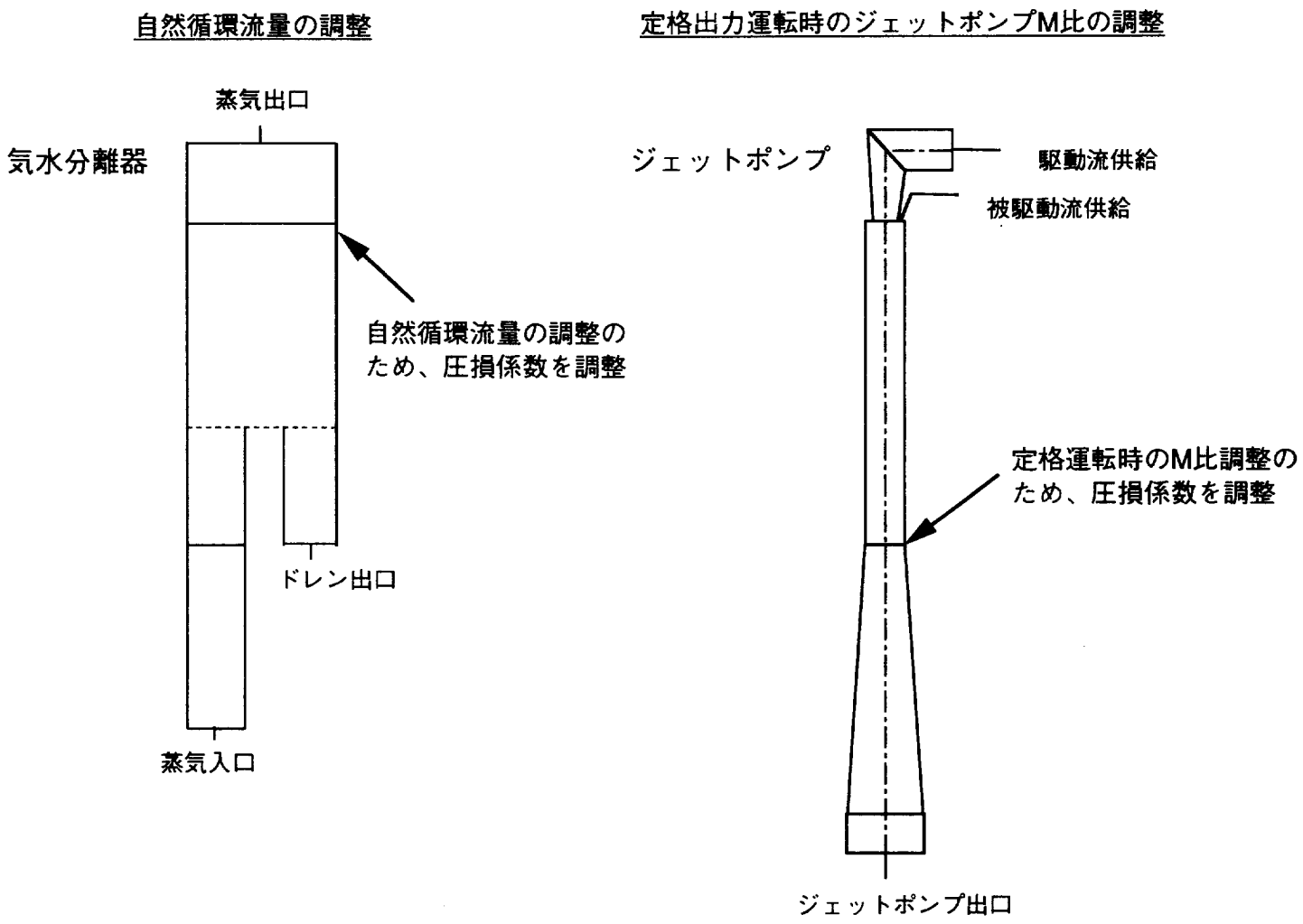
表L-1 熱平衡線図の分析結果（附録A参照）とBWRモデルの状態量の比較

部位	種類	単位	熱平衡線図等の分析	作成したBWRモデル	
				1次元モデル	3次元モデル
下部プレナム(炉心入口)	圧力	(MPa)	7.301	7.276	7.233
	温度	(K)	551.23	551.33	550.92
上部プレナム(炉心出口)	圧力	(MPa)	7.1392	7.115	7.074
	温度	(K)	560.28	560.12	559.69
	ボイド率	(%)	75.03	68.41	70.13
下部～上部プレナム	圧力差	(MPa)	0.1628	0.161	0.159
気水分離器入口	圧力	(MPa)	7.1358	7.094	7.037
気水分離器出口	圧力	(MPa)	7.0340	7.032	7.032
圧力容器ドーム	圧力	(MPa)	7.0314	7.032	7.031
ダウンカマー	温度	(K)	551.2	551.27	550.86
主蒸気系	流量	(kg/s)	1780	1782	1781
給水系	流量	(kg/s)	1780	1781	1781
	温度	(K)	488.98	489.38	489.38
ジェットポンプ	出口流量	(kg/s)	13416	13416	13416
	M比		2.331	2.332	2.331
再循環ポンプ	吐出流量	(kg/s)	4027.8	4026	4028

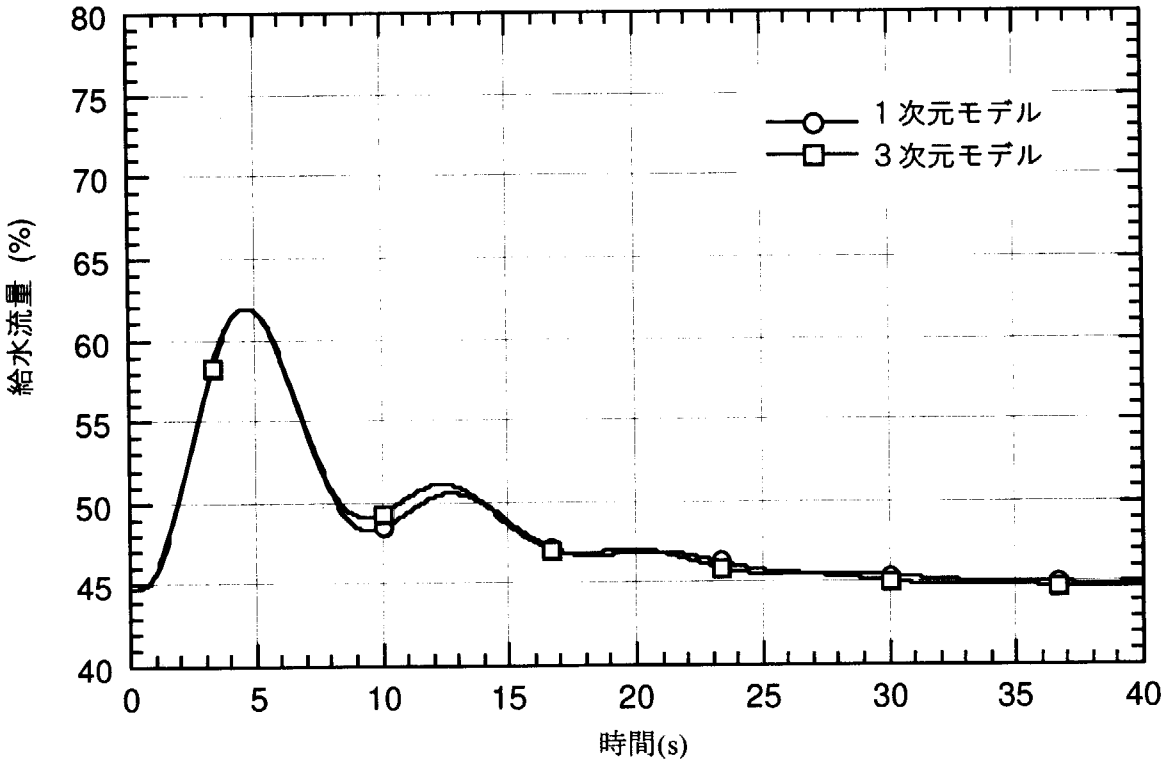


変更前　　変更後

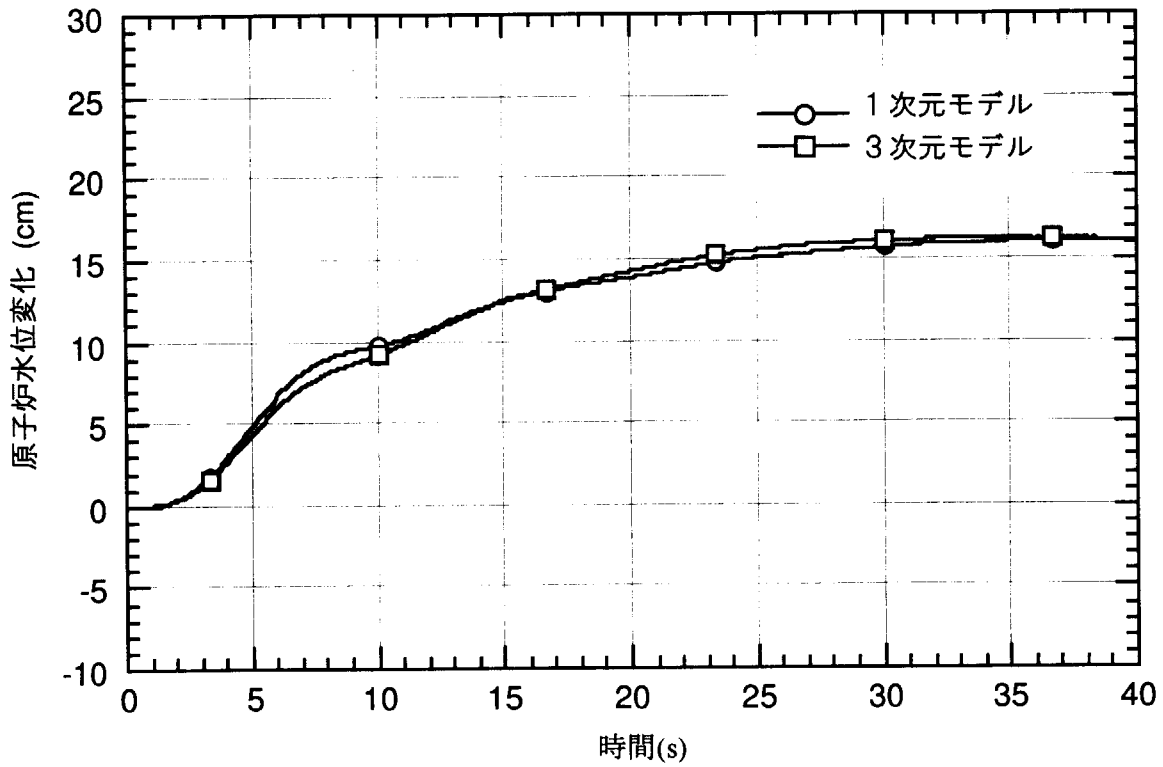
図L-1 VESSELコンポーネントの分割の変更



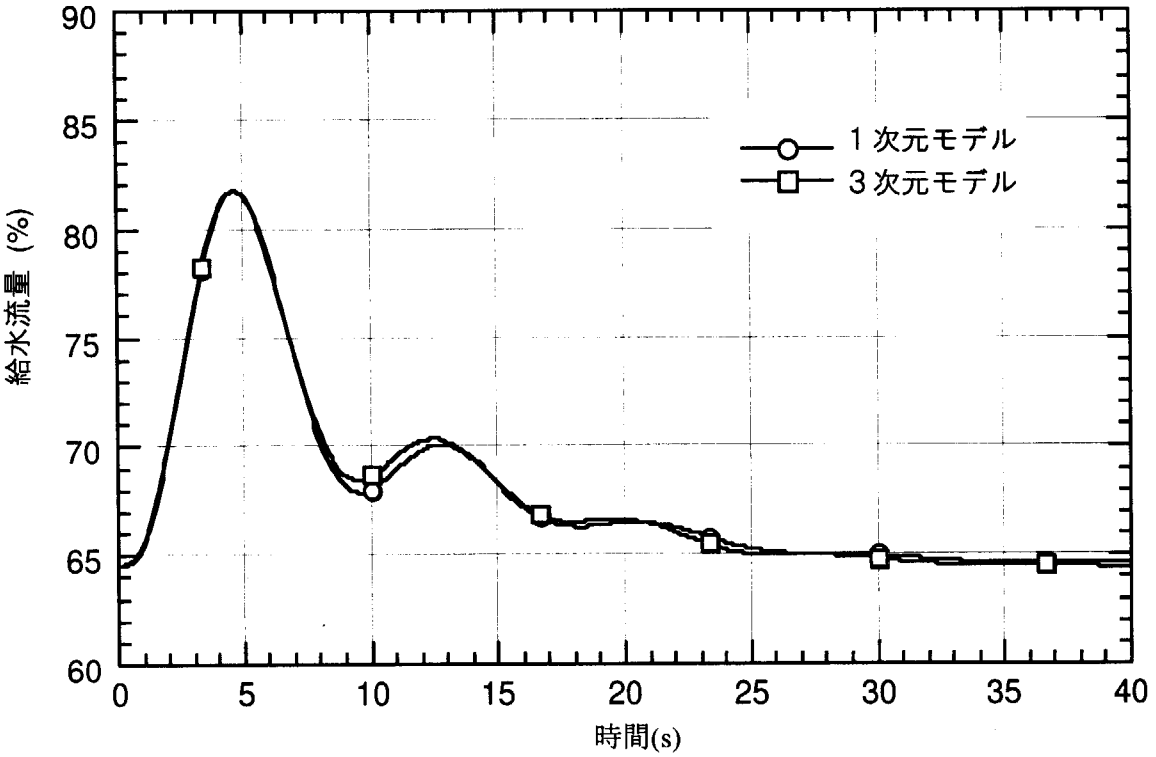
図L-2　自然循環流量及び定格出力運転時のジェットポンプM比の調整



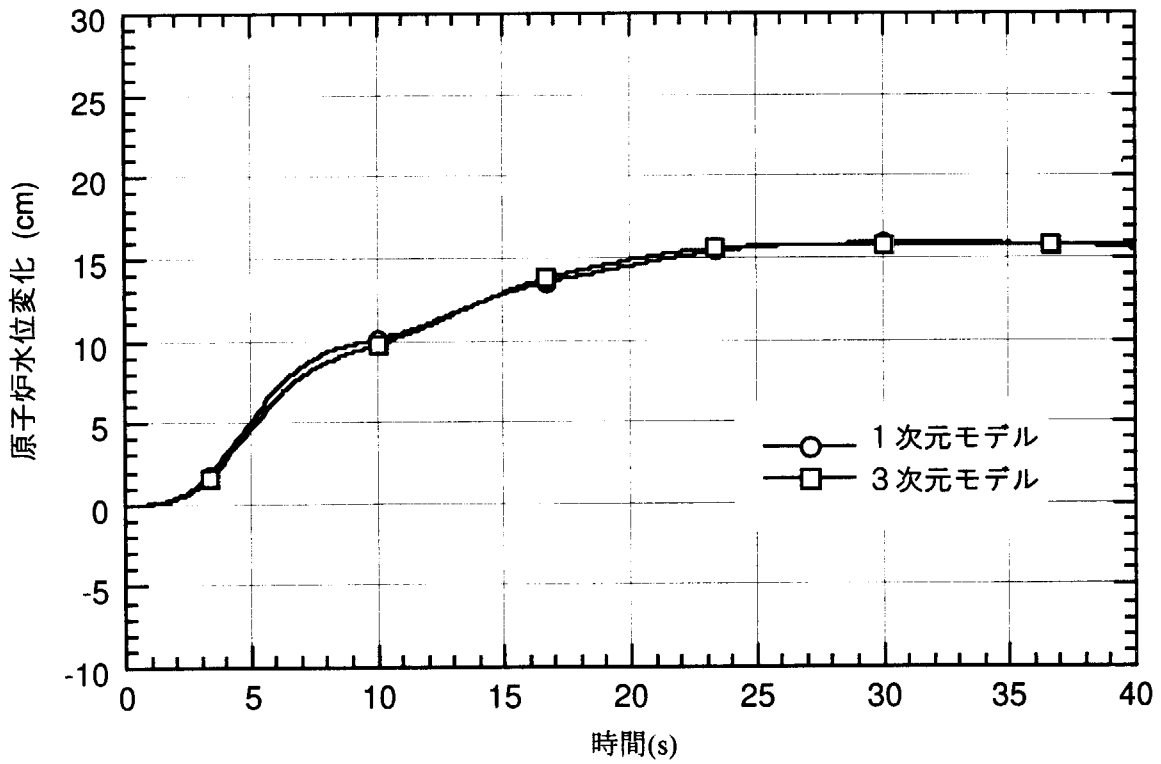
図L-3-1　原子炉水位設定点15cm増加（自然循環状態）
（給水流量）



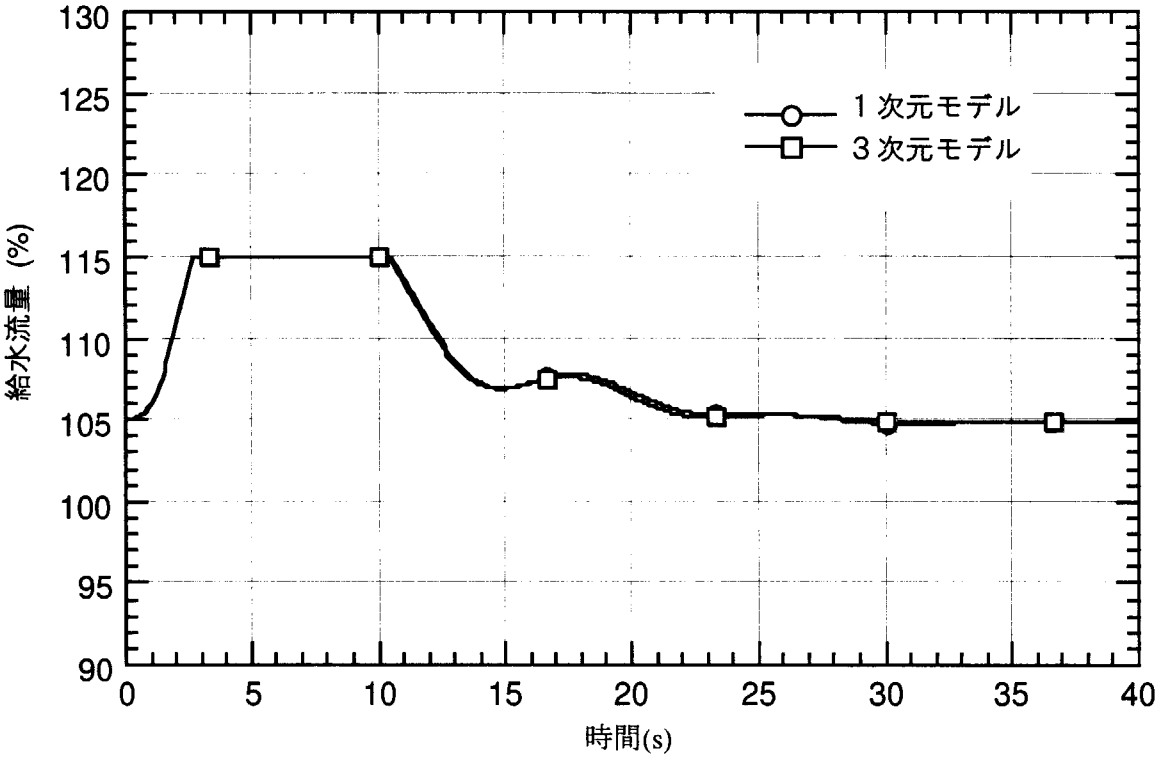
図L-3-2　原子炉水位設定点15cm増加（自然循環状態）
（原子炉水位変化）



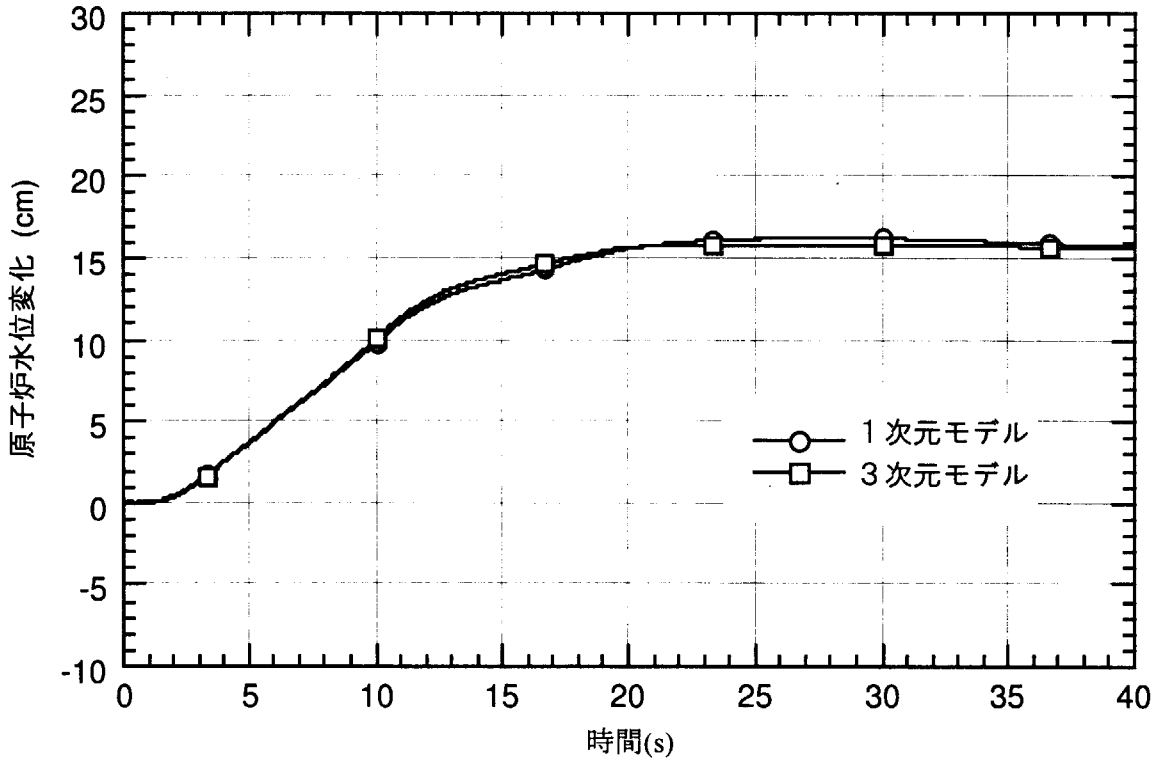
図L-4-1　原子炉水位設定点15cm増加（68%出力、50%炉心流量）
（給水流量）



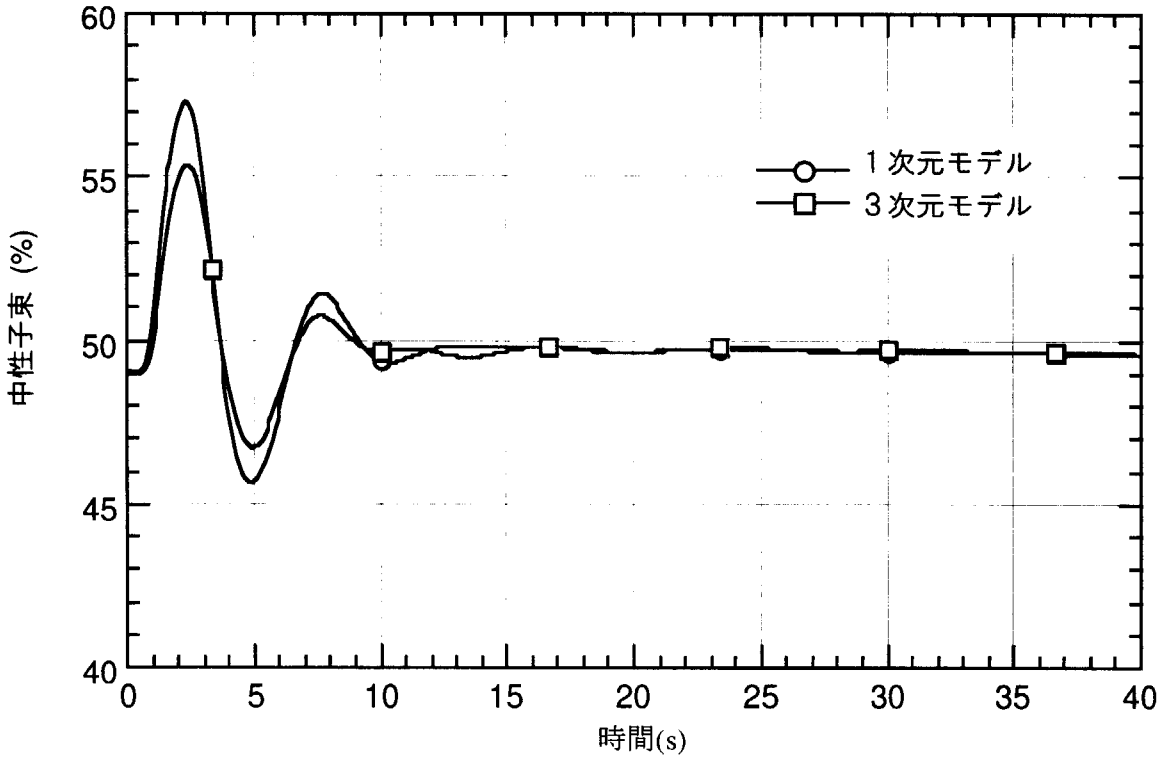
図L-4-2　原子炉水位設定点15cm増加（68%出力、50%炉心流量）
（原子炉水位変化）



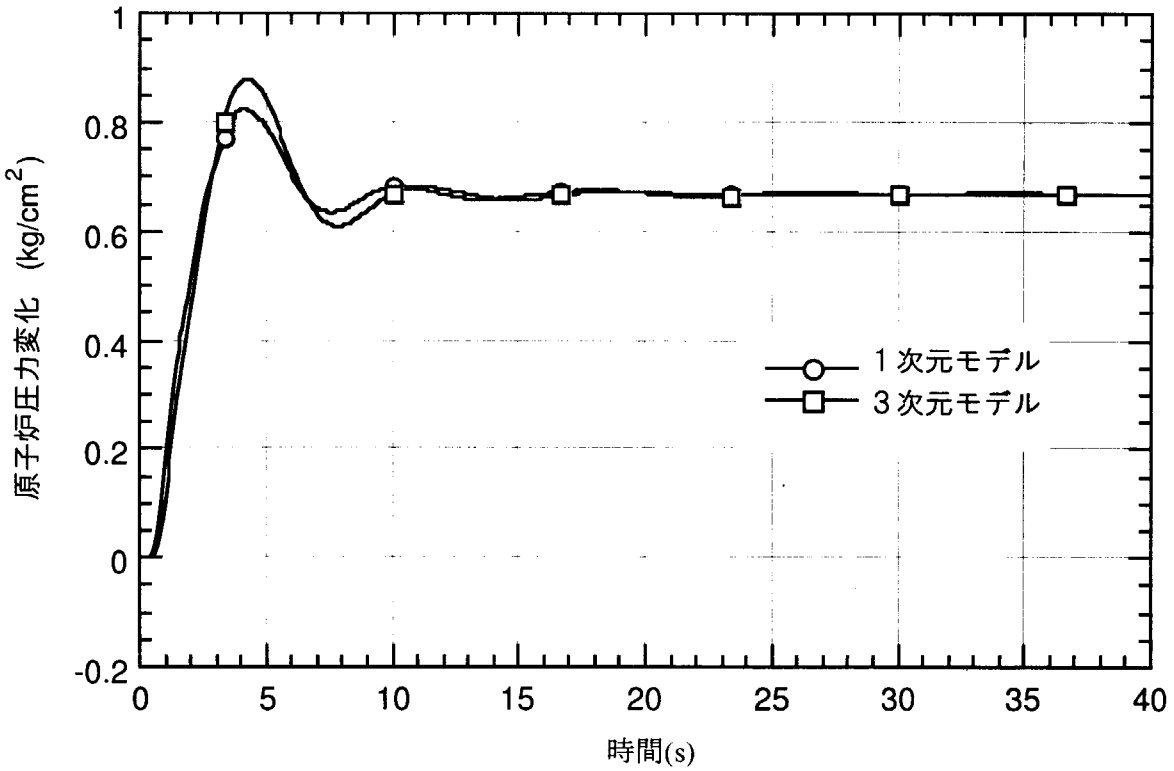
図L-5-1　原子炉水位設定点15cm増加（105%出力、定格炉心流量）
（給水流量）



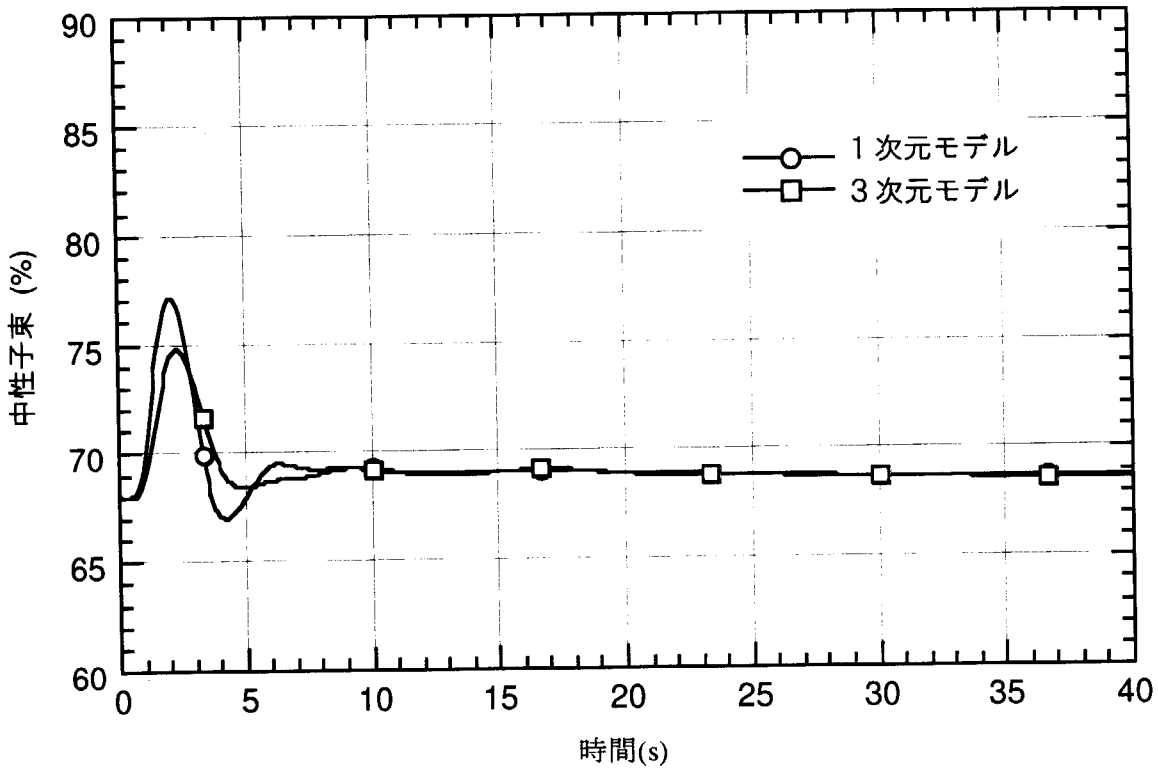
図L-5-2　原子炉水位設定点15cm増加（105%出力、定格炉心流量）
（原子炉水位変化）



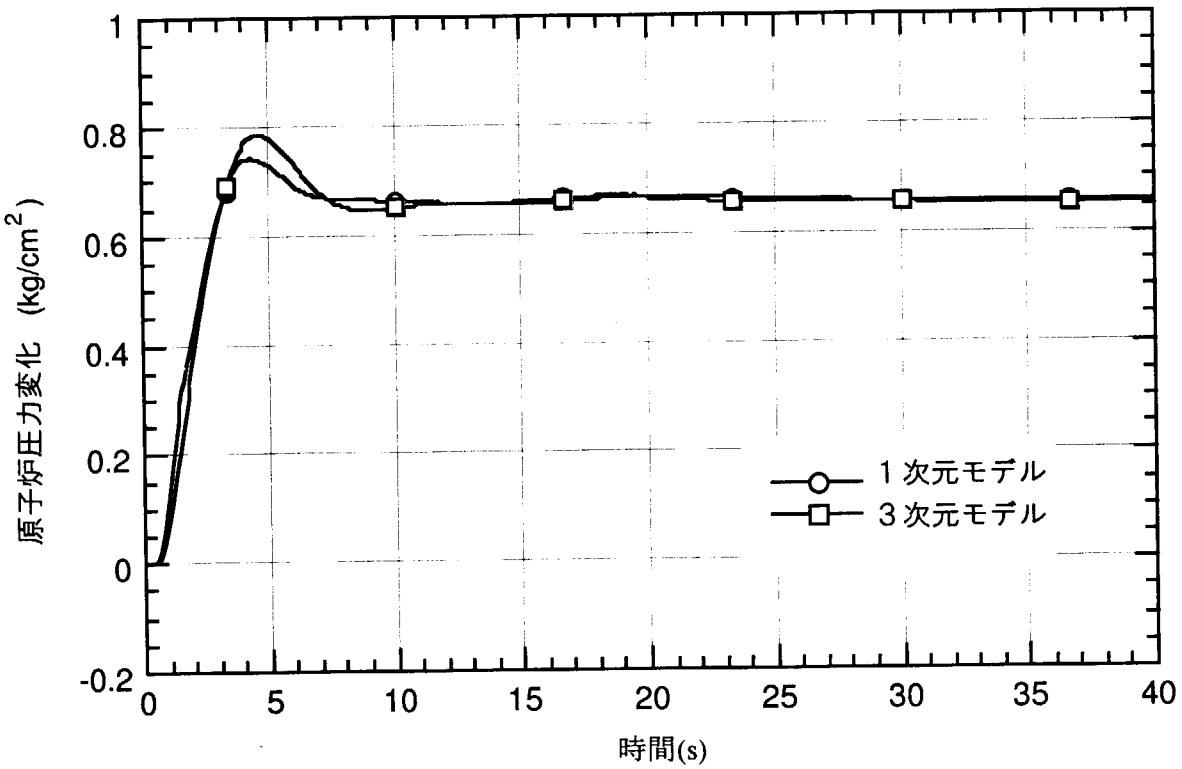
図L-6-1　圧力制御装置設定点0.7kg/cm^{2}増加（自然循環状態）
（中性子束）



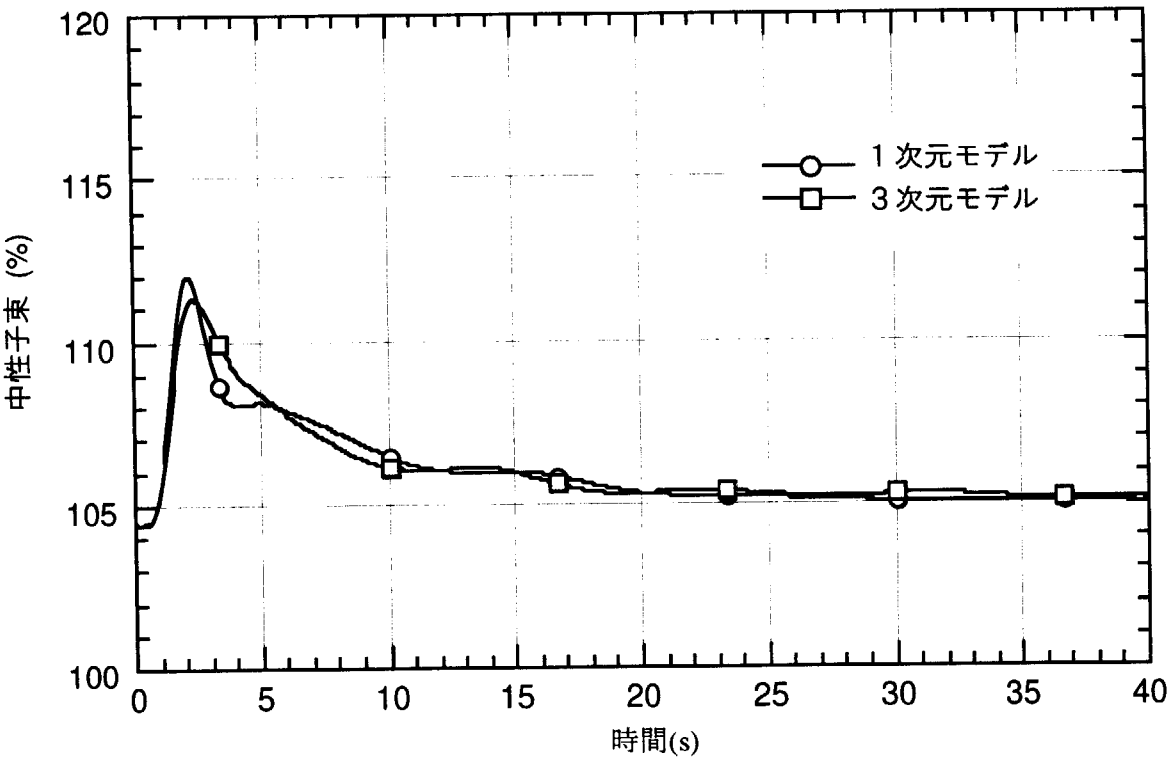
図L-6-2　圧力制御装置設定点0.7kg/cm^{2}増加（自然循環状態）
（原子炉圧力変化）



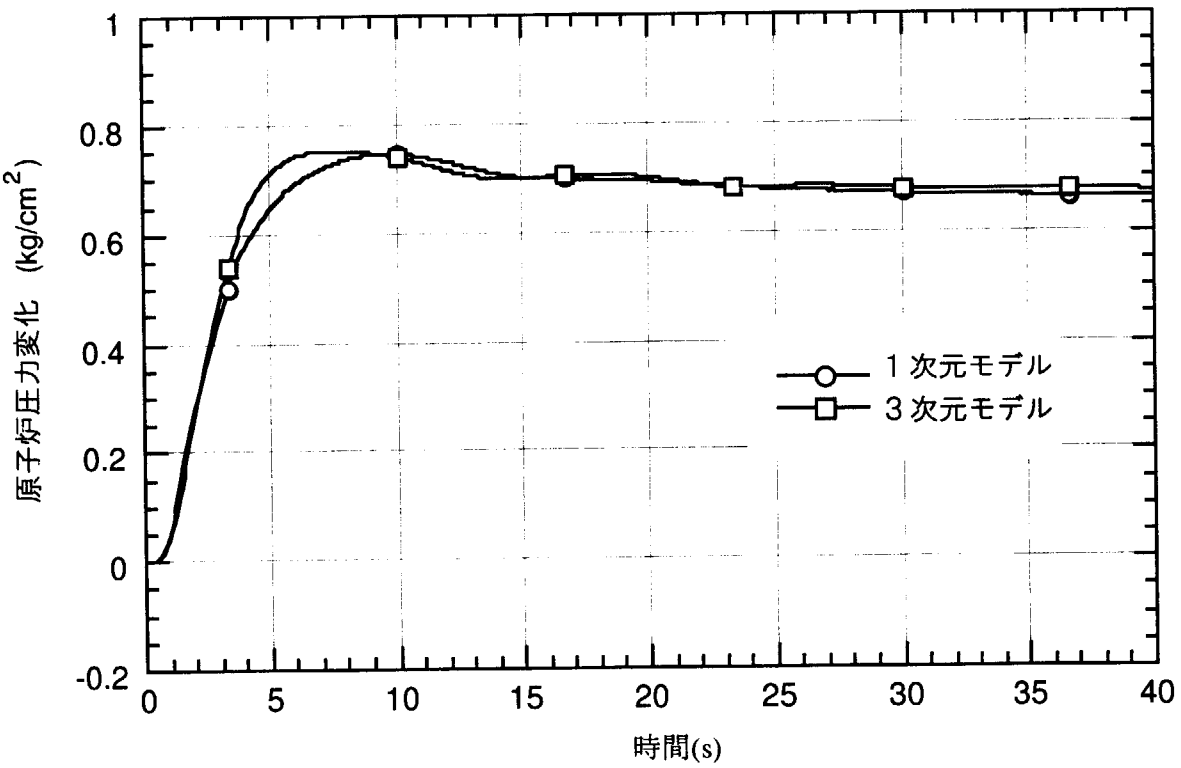
図L-7-1　圧力制御装置設定点0.7kg/cm^2 増加（68%出力、50%炉心流量）
（中性子束）



図L-7-2　圧力制御装置設定点0.7kg/cm^2 増加（68%出力、50%炉心流量）
（原子炉圧力変化）



図L-8-1　圧力制御装置設定点0.7kg/cm^{2}増加（105%出力、定格炉心流量）
（中性子束）



図L-8-2　圧力制御装置設定点0.7kg/cm^{2}増加（105%出力、定格炉心流量）
（原子炉圧力変化）

This is a blank page.

国際単位系（SI）と換算表

表1　SI基本単位および補助単位

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

表2　SIと併用される単位

名称	記号
分，時，日	min，h，d
度，分，秒	°，′，″
リットル	l，L
トン	t
電子ボルト	eV
原子質量単位	u

1 eV=1.60218×10^{-19}J

1 u=1.66054×10^{-27}kg

表3　固有の名称をもつSI組立単位

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

表4　SIと共に暫定的に維持される単位

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

1 Å=0.1nm=10^{-10}m

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

1 bar=0.1MPa=10^5Pa

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

1 Ci=3.7×10^{10}Bq

1 R=2.58×10^{-4}C/kg

1 rad=1cGy=10^{-2}Gy

1 rem=1cSv=10^{-2}Sv

表5　SI接頭語

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

（注）

1．表1－5は「国際単位系」第5版，国際度量衡局1985年刊行による。ただし，1 eVおよび1 uの値はCODATAの1986年推奨値によった。

2．表4には海里，ノット，アール，ヘクタールも含まれているが日常の単位なのでここでは省略した。

3．barは，JISでは流体の圧力を表わす場合に限り表2のカテゴリーに分類されている。

4．EC閣僚理事会指令ではbar，barnおよび「血圧の単位」mmHgを表2のカテゴリーに入れている。

換　算　表

力	N(=10^5dyn)	kgf	lbf
	1	0.101972	0.224809
	9.80665	1	2.20462
	4.44822	0.453592	1

粘　度　1 Pa·s(N·s/m^2)=10 P(ポアズ)(g/(cm·s))

動粘度　1m^2/s=10^4St(ストークス)(cm^2/s)

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

エネルギー・仕事・熱量	J(=10^7 erg)	kgf·m	kW·h	cal(計量法)	Btu	ft·lbf	eV
	1	0.101972	2.77778×10^{-7}	0.238889	9.47813×10^{-4}	0.737562	6.24150×10^{18}
	9.80665	1	2.72407×10^{-6}	2.34270	9.29487×10^{-3}	7.23301	6.12082×10^{19}
	3.6×10^6	3.67098×10^5	1	8.59999×10^5	3412.13	2.65522×10^6	2.24694×10^{25}
	4.18605	0.426858	1.16279×10^{-6}	1	3.96759×10^{-3}	3.08747	2.61272×10^{19}
	1055.06	107.586	2.93072×10^{-4}	252.042	1	778.172	6.58515×10^{21}
	1.35582	0.138255	3.76616×10^{-7}	0.323890	1.28506×10^{-3}	1	8.46233×10^{18}
	1.60218×10^{-19}	1.63377×10^{-20}	4.45050×10^{-26}	3.82743×10^{-20}	1.51857×10^{-22}	1.18171×10^{-19}	1

1 cal= 4.18605J（計量法）

= 4.184J（熱化学）

= 4.1855J（15℃）

= 4.1868J（国際蒸気表）

仕事率　1 PS(仏馬力)，

= 75 kgf·m/s

= 735.499W

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

吸収線量	Gy	rad
	1	100
	0.01	1

照射線量	C/kg	R
	1	3876
	2.58×10^{-4}	1

線量当量	Sv	rem
	1	100
	0.01	1

（86年12月26日現在）

110万kW級BWRプラントを解析対象とした熱水力解析コードTRAC-BF1用入力データの作成