

JAERI-M
88-052

改良船用炉の試設計の評価(4)
— 蒸気発生器特性 —

1988年3月

安保 則明・楠 剛・横村 武宣

JAERI-M 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。
入手の問い合わせは、日本原子力研究所技術情報部情報資料課（〒319-11 茨城県那珂郡東海村）
あて、お申しこしてください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-11 茨城
県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

JAERI-M reports are issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Information Division, Department
of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun,
Ibaraki-ken 319-11, Japan.

© Japan Atomic Energy Research Institute, 1988

編集兼発行 日本原子力研究所
印 刷 山田 軽 印 刷 所

改良船用炉の試設計の評価 (4)

— 蒸気発生器特性 —

日本原子力研究所原子力船研究開発室

安保 則明・楠 剛・横村 武宣

(1988年2月16日受理)

改良船用炉の試設計3炉型(半一体型, 一体型および自己加圧一体型)の蒸気発生器について, その構造, 熱水力特性, 検査保守性および動特性の検討を行い, 総合特性の比較, 評価を行った。

各炉型の蒸気発生器ともに今後, 実験などによる実証が必要であるが, その特性の顕著な差はなくまた改良船用炉用蒸気発生器としての適性を有すると考えられる。

Evaluation of the Trial Design Studies for
an Advanced Marine Reactor (4)
— Specific Characteristics of
Steam Generator —

Noriaki AMBO, Tsuyoshi KUSUNOKI and Takeyoshi YOKOMURA

Office of Nuclear Ship Research and Development
Japan Atomic Energy Research Institute
Toranomon, Minato-ku, Tokyo

(Received February 16, 1988)

As for the Steam Generators of the three type reactor (Semi-Integrated type, Integrated type and Self-pressurized Integrated type) of the trial design studies for an Advanced Marine Reactor, their structure, thermal hydraulics, inspection and maintenance and dynamic analyses were reviewed, and their total specific characteristics were compared and evaluated.

Each Steam Generator was same as for its specific characteristics, and available as the Steam Generator for an Advanced Marine Reactor, however it needed to establish an actual proof by experiments.

Keywords: Marine Reactor, Steam Generator, Dynamic Analysis

目 次

1. 序 言	1
2. 概 要	2
3. 試設計炉の蒸気発生器	3
4. 蒸気発生器特性	11
4.1 構造等	11
4.2 熱水力特性	15
4.3 運転実績	20
4.4 取扱性	21
5. 蒸気発生器の動特性の解析	57
5.1 概 要	57
5.2 再循環型蒸気発生器の動特性解析	57
5.3 貫流型蒸気発生器の動特性解析	62
5.4 解析結果の評価・検討	65
5.5 動特性の比較	66
5.6 まとめ	69
6. ヘリカルコイル貫流式蒸気発生器の流動不安定について	116
6.1 目 的	116
6.2 調査研究の概要	116
6.3 解析研究	117
6.4 まとめ	122
7. 研究開発項目	131
8. 結 言	133

Contents

1. Introduction	1
2. Conception	2
3. Steam Generator of Trial Design Studies for an Advanced Marine Reactor	3
4. Specific Characteristics of Steam Generator	11
4.1 Structure	11
4.2 Thermal Hydraulic Characteristics	15
4.3 Operation Results	20
4.4 Inspection and Maintenance	21
5. Dynamic Analysis of Steam Generator	57
5.1 Conception	57
5.2 Dynamic Analysis of U-tube Type Steam Generator	57
5.3 Dynamic Analysis of Once-through Type Steam Generator	62
5.4 Studies and Evaluation of Analysis Results	65
5.5 Comparison of Thermal Hydraulic Dynamics	66
5.6 Conclusion	69
6. Fluid Instability of Helical-coil Once-through Steam Generator	116
6.1 Purpose	116
6.2 Conception of Investigation Study	116
6.3 Analysis Study	117
6.4 Conclusion	122
7. Research and Development Items	131
8. Conclusion	133

1. 序 言

原子力船研究開発室は、昭和58年度から60年度にわたり、改良船用炉に関する試設計研究を実施した。これは小型・軽量で安全性、信頼性、経済性の優れた船用炉（改良船用炉）としての適用を有する炉型式を明らかにすることをねらいとし、現状技術に基づく複数の船用炉型式について、同一仕様のもとでの設計研究を行ない、それらの特徴、性能等を明らかにしたものである。

設計の対象として炉型式は、半一体型（加圧水）炉、一体型（加圧水）炉及び自己加圧一体型（加圧水）炉の3炉型で、それぞれわが国固有の技術及びフランス、西ドイツとの提携技術を基盤技術としている。

昭和61年度には、試設計研究の成果を踏まえて、改良船用炉の研究開発を進めるに当たり、将来の船用炉として最も優れた炉型を選択し、合わせて必要な研究開発課題を明らかにすることを目的として、3つの試設計炉につき、以下の項目からなる比較、検討、評価を行なった。

- (1) 試設計炉
- (2) 燃料特性 (I) 丸棒燃料
 " (II) キャラメル燃料
- (3) 炉心特性
- (4) 蒸気発生器特性
- (5) 格納特性
- (6) 動特性
- (7) 遮蔽性能 (I) 遮蔽設計の妥当性
 " (II) 遮蔽の最適化に関する調査
- (8) 経済性

さらに、船用炉用途に関する調査を実施し、船用炉用途を踏まえた試設計の総合評価を実施し、用途に適合する炉型を明らかにするとともに次のステップで実施する設計研究等の目標性能、研究開発の進め方等を明らかにする。

本研究報告は、これら一連の設計評価研究のうち、蒸気発生器特性に関するものである。

2. 概 要

本報告書では、改良船用炉試設計の3炉型である半一体型炉、一体型炉および自己加圧一体型炉の蒸気発生器について、その型式、構造および動特性の検討を行うとともに、主要な蒸気発生器（SG：Steam Generator）型式である再循環型（縦型U字管式および横型U字管式）および貫流型（ヘリカルコイル式および直管式）の各蒸気発生器について、その構造、熱水力特性、運転実績および取扱性の調査、比較、検討を行い、その結果をもとに、試設計炉の蒸気発生器の総合特性の比較、評価を行った。

また、ヘリカルコイル式貫流型SGに関しては、流動不安定現象について検討、解析を行った。

3. 試設計炉の蒸気発生器

改良船用炉試設計3炉型に採用された蒸気発生器型式は、以下に示すように大きく分類すると再循環型と貫流型とに分けられる。

- 半一体型炉：横型U字管式再循環型蒸気発生器
- 一体型炉：ヘリカルコイル式貫流型蒸気発生器
- 自己加圧一体型炉：ヘリカルコイル式貫流型蒸気発生器

両一体型炉ともヘリカルコイル式貫流型であるが、一体型炉が管内二次側、管外一次側に対して、自己加圧一体型炉は管内一次側、管外二次側である。また、流動方式として一体型炉が向流型であり、自己加圧一体型炉は並流型である。

各炉型の蒸気発生器の主要目を表3.1に、構造を表3.2にまとめて示すとともに、以下にそれぞれの蒸気発生器の構成および構造について記述する。

(1) 半一体型炉の蒸気発生器

半一体型炉の蒸気発生器型式は、縦型U字管式（分離型炉）と比較すると構造はやや複雑となるがRPV高さを低減でき、コンパクトな炉とすることができることなどを考慮して、横型U字管式再循環型蒸気発生器とした。本SGは大きく分類すると以下の3つの部分より構成される。

- ① 水室部
- ② 伝熱管部
- ③ 湿分分離部

各部の構造を以下に説明する。

① 水室部

水室部は半球状の鏡、伝熱管が固定されている管板及び入口部と出口部を隔離する仕切板より構成される。

水室鏡は冷却材用管台、マンホール、1次冷却材ポンプ用座、1次冷却系（スプレー）管台、安全注入系（蓄圧タンク）管台が設けられる。水室鏡は炭素鋼であるため、冷却材と接触する内面にはステンレス鋼によるクラッドを施工し、耐食性を高める。

1次冷却材ポンプ吐出部と冷却材管低温側との流路は水室内部にダクトを設置して形成する。このダクトは水室仕切板を貫通しており、また加圧器スプレーライン用座及び安全注入系（蓄圧タンク）注入ライン用座が設けられる。

水室仕切板には保守、点検を行なうためにマンホールを1ヶ所設置する。

管板は水室部の一部を形成し、かつ伝熱管を固定するためのものである。管板は低合金鋼であるため、冷却材と接触する1次側はインコネルによるクラッドを施工し、耐食性を高める。

伝熱管は拡管により管板に固定され、シール溶接により漏れ止めを行なう。拡管は二次側クレビス部での腐食を防止し、かつ残留応力の少ない工法を採用する。

② 伝熱管部

伝熱管部はU字管よりなる伝熱管群、管板、管支持板、振動止金具、管群外筒等から構成されている。

伝熱管は耐食性に優れたインコネル、管支持板はステンレス鋼、その他は炭素鋼あるいは低合金鋼を採用する。

伝熱管群は横置に配置され、下方に開口部を有する管群外筒で包まれている。管群外筒の外側は降水部、内側は沸騰部となっており、自然循環流路が形成されている。管群外筒の上部は気水分離器と接続している。

伝熱管は細径薄肉のチューブであるので、振動防止のために直管部は管支持板により、Uベンド部は振動止金具により支持される。

蒸気発生器は乾燥した飽和蒸気を器内で発生するため、給水中の不純物は器内水中に濃縮して残留する。このため器内水の水質を維持するためのブローダウン管を設置する。

管支持板で支持される伝熱管外面では、局部的に器内水中の不純物が濃縮しやすいので、濃縮の生じにくい構造とする。

③ 湿水分離部

湿水分離部は伝熱管部の上部に縦置の容器として設置する。

伝熱管部で生成した気液二相流は、旋回羽根型式の気水分離器及び波板構造の湿水分離器により湿分を除去される。除去された湿分は再循環水となって伝熱管部へ戻される。気水分離部の周囲には給水管が配置され、給水管台を通して器内に流入する給水が再循環水と均一に混合するようにしている。

湿水分離部の降水部には自由液面が存在するので、蒸気発生器の水位はこの自由液面として計測される。また、この部分の水は各種の過渡時の水位変動を吸収するために役立っている。

湿水分離部の点検・保守のために人が立入れるようマンホールを設置する。

(2) 一体型炉の蒸気発生器

一体型炉の蒸気発生器型式は、ヘリカルコイル式貫流型蒸気発生器であり、原子炉容器の上部胴に内装されている。炉心からは中間胴で充分隔てられているので、二次側の放射化はほとんどなく、かつ一次冷却水ポンプ停止時の自然循環揚程が充分にとれる。

伝熱管束は、ヘリカルコイル式で、二次側流体は管内を流れ、貫流式である。管束の軽量、小型化をはかるため、伝熱管は、渦電流探傷による供用期間中検査(ISI)に近い将来可能と考えられる最小口径としている。

平形の原子炉容器上蓋は、蒸気発生器の一部を形成しており、給水水室および蒸気室ならびにこれらの管板は、上蓋に溶接により取付ける。

蒸気発生器の管束部は、管支持板ならびに外筒によって、上蓋から吊り下げられている。したがって、燃料交換時には、原子炉容器胴から、容易に取出し出来る構造である。

これにより、伝熱管のISIは、作業環境のよい専用施設で燃料交換作業と並行して行えるので、作業期間の短縮を計ることが可能である。

炉心で加熱された一次冷却水は、蒸気発生器内筒下部の整流板を経て、内筒を上昇し、内

筒の頂板で半径方向に向きを変え、内筒にあげられた流路孔から、コイル部に流入する。コイル部に流入した一次水は、コイル部において、伝熱管内の二次水と対向流により熱交換を行ないながら下降し、一次冷却水ポンプの吸込側へ吸引される。

一方、二次水は、上蓋中央部の4個の水室から、ダウンカマの管内を下降し、コイル部底部に導入したのち、コイル内を上昇しながら、一次冷却水と熱交換を行い、過熱蒸気となって、上蓋外周部の4個の蒸気室から、取出される。

これらのコイル群は、2つのグループで構成されている。

所要伝熱面積はコイル部のみで確保し、ダウンカマ管およびコイル部上、下部の連絡管は伝熱面積に含めていない。

伝熱管コイルは半径方向31列、高さ方向85層で構成する。伝熱管本数は最も内側の列の9本から、外側に順次増加して、最も外側の列で21本である。

各部の構造を以下に説明する。

① 管束部

管束部は、伝熱管群、流路筒、管支持板等から構成され、これらの全重量は、原子炉容器上蓋から、吊り下げられている。

流路筒は内筒、外筒、ダウンカマ筒および下部整流板から成る。内筒には、内面の一部にダウンカマ筒を、下部には整流板をそれぞれ取付け、一体構造になっている。

管支持板は、伝熱管を貫通させる孔を有する多孔板で、内筒と外筒の間に放射状に12枚配置され、コイル状の伝熱管を支持すると共に、内筒と外筒を接続している。

外筒と、支持板の頂部は、上蓋に溶接にて取付けられ、管束部の荷重を支持する。

ダウンカマ管束は、この部分での給水の沸騰を防止するために、ダウンカマ筒によって、内筒内の一次水上昇流と隔離するほか、ダウンカマ部伝熱管には内管を設けている。

このため、ダウンカマ管は、直管とし、管の検査を行なう場合は、管板部から下端迄の内管を引抜けるようにする。

コイル部管束は、管内の二次側給水を加熱し、沸騰させ、過熱蒸気とする部分で、各管の長さは、ほぼ一定である。またコイル部分の1本あたりの長さは30mで、この部分には溶接部を設けない。

各伝熱管は、管内流動の安定化をはかるために、前記ダウンカマ内管の設置のほかに、必要に応じて、給水入口部にオリフィスを設置する。

② 管板および水室、蒸気室

管板は、二重管板方式として、一次水の、二次側への洩れを防止する。

圧力バウンダリを構成する一次側管板は、水室および蒸気室を構成するスリーブに、それぞれ溶接にて取付け、伝熱管の貫通部はろう付により、シールする。

二次側管板は、一次側管板に溶接にて取付け、伝熱管部は拡管によりシールする。

水室および蒸気室を構成するスリーブは、原子炉容器上蓋の開口部に嵌め込まれ、上蓋に溶接にて取付ける。

水室のスリーブには、給水温度と上蓋との温度差を緩和し、熱応力を低減するために、内側に断熱材を設ける。

蒸気室および水室は、それぞれのフランジ蓋を取外すことにより、管板部が開放されるので、燃料交換を行わない場合には、蒸気発生器をとり外さなくても、伝熱管のISIならびにプラグング作業等が上方から容易に行なうことができる。

この場合、二次側だけの開放で一次側は開放しないので、作業中の被曝を少なく抑えることができる。

(3) 自己加圧一体型炉の蒸気発生器

自己加圧一体型炉の蒸気発生器は、FDR、EFDR および CNSG-IV と同じく RPV に内装する方式とし、型式としては、ヘリカルコイル式と直管式とを比較した結果、船用炉への適応性からヘリカルコイル式貫流型蒸気発生器を採用した。本比較は、ヘリカルコイル型と以下の2種類の直管型とについて行った。

- ・直管型-I：管内を2次冷却水が流れる方式
- ・直管型-II：管内を1次冷却水が流れる方式

直管型蒸気発生器の概念図を図3.1に示し、比較結果を表3.3に示す。比較の結果、船用炉としては特にRPVのコンパクト化およびISI期間の短縮化の点で、ヘリカルコイル型が適すると考えられる。

① 構造の説明

蒸気発生器は、伝熱管、内筒、外筒、管板、給水ノズル、蒸気ノズル等から構成され、制御棒支持構造物とRPV胴の間の環状部に設置されている。伝熱管群は3系列に分れており各々RPV胴部に給水ノズルと蒸気ノズルを備えている。系列当りの伝熱管本数は88本であり、各ノズルの内側で管板に接続されている。

給水ノズルから入った2次冷却水は伝熱管下降部、バンド部を経てヘリカルコイル部に入り、過熱蒸気となって蒸気ノズルから出る。ヘリカルコイル部は予熱部、蒸発部および過熱部の3領域から成る。伝熱管はヘリカルコイル部ではRPV軸方向に第1系列、第2系列、第3系列と並べ、それを1組として全体でおおよそ9.5回転している。

1次冷却水は炉心を出た後、蒸気発生器下部からヘリカルコイル部に入り上方へ流れ、1次冷却水循環ポンプを経て蒸気発生器外筒とRPV胴の間隙を下方に流れ炉心に戻る。

伝熱管は外径21.7 mm、肉厚2.6 mmのインコイ800製であり、入口側管板から出口側管板までの全長は平均で約74 m、最長で約92 mである。ISIとしての渦流探傷試験を可能とするため、バンド部等における伝熱管の曲げ半径は、最小100 mmとしている。

伝熱管群はスペーサを通じて内筒と外筒に支持され、蒸気発生器全体は外筒によりRPV胴に支持されている。

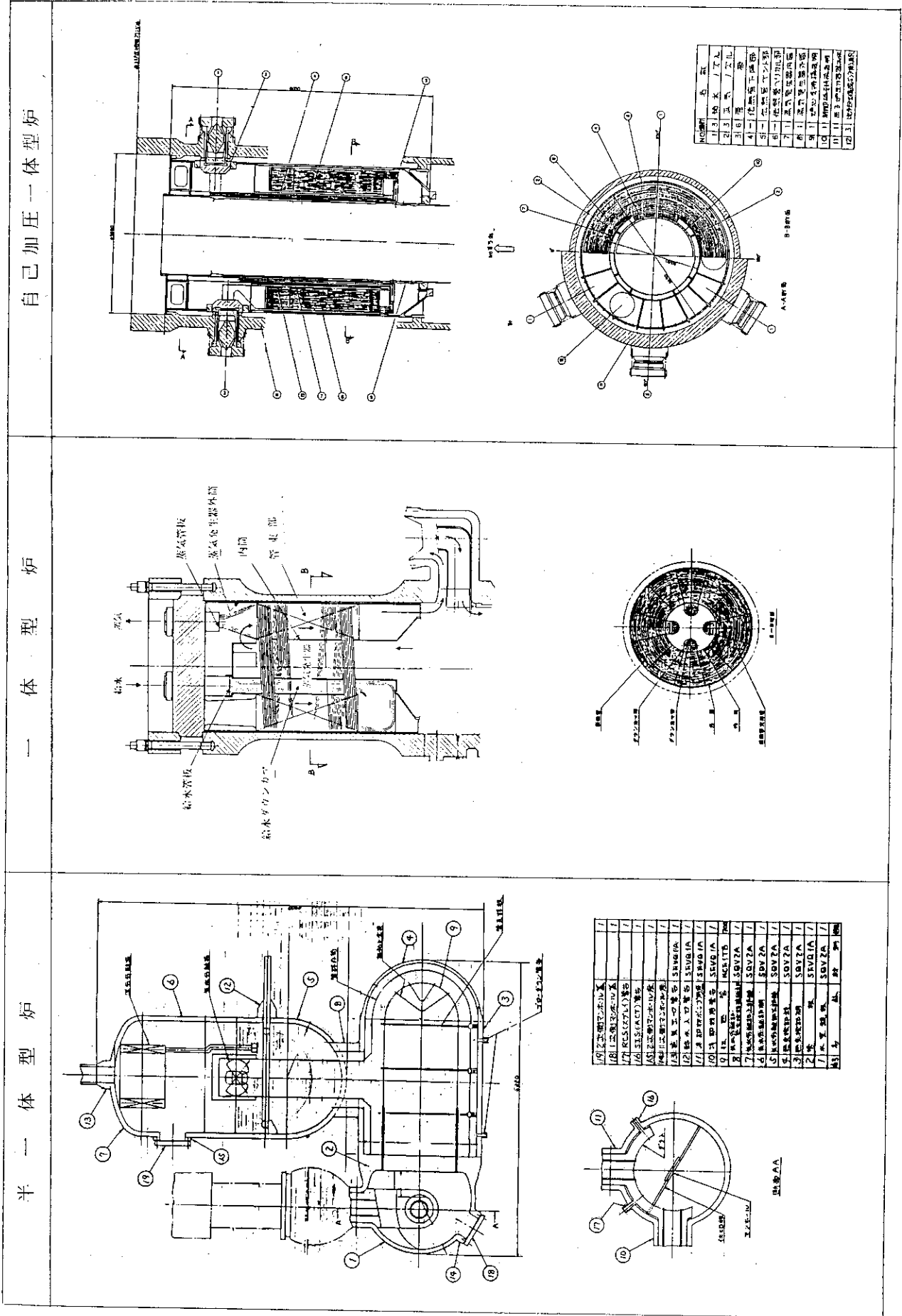
スペーサは、伝熱管に直角に流れる1次冷却水によるカルマン渦によって生じる振動数が伝熱管の固有振動数の $\frac{1}{3}$ 以下になるよう、すなわち共振しないような間隔で設けられている。

給水ノズルおよび蒸気ノズルは1次冷却水の漏洩を防止するシール構造になっており、またISI等蒸気発生器の保守、点検の際に開放できる構造となっている。ノズル内部には、ノズルを通じてのRPV内 ^{16}N ガンマ線のストリーミングを防止するため、放物体形状の鉄

表 3.1 改良船用炉試験設計の蒸気発生器の主要目

炉型式	一体型炉	白己加圧一体型炉	半一体型炉
型式	ヘリカルコイル式貫流型	ヘリカルコイル式貫流型	横型U字管式再循環型 (蒸発ドラム付)
出力	100 MWt	100 MWt	100 MWt
一次水運轉圧力	120 kg/cm ² G	98.4 ata	110 kg/cm ² a
一次水運轉温度	SG 入口 297.5 °C SG 出口 282.3 °C	308 °C 292 °C	294.7 °C 271.8 °C
一次水流速度	4,459 t/h	3,770 t/h	1,500 t/h
給水温度	185 °C	210 °C	200 °C
蒸気圧力	40 kg/cm ² G	44.8 ata	40 kg/cm ² a
蒸気温度	292.7 °C (42 °C)	282 °C (30 °C)	飽和
蒸気流量	167.2 t/h	180 t/h	92.4 t/hr
伝熱面積	778 m ² (プラグニング余裕 6%を含む)	1,200 m ²	260 m ² /1基
SG 基数	1基 (2系列)	1基 (3系列)	2基
流動方式	向流型	並流型	直交向流型 (二次側混合)
伝熱管外径	17.5 mmφ	21.7 mmφ	19.05 mmφ
伝熱管肉厚	1.9 mm	2.6 mm	1.09 mm
伝熱管本数	472 本	264 本	700 本
伝熱管長さ (コイル部)	約 30 m	平均 74 m, 最大 92 m	
伝熱管材料	インコロイ 800	インコロイ 800	インコネル (NCFITB)
伝熱管半径方向ピッチ	22.5 mm	(管列数 22)	—
伝熱管高さ方向ピッチ (平均)	22.5 mm	27 mm	—
コイル部外径	2,400 mm	3,450 mm	—
コイル部内径	1,050 mm	2,080 mm	—
コイル部高さ	約 1,900 mm	2,365 mm	—
SG 全高	4,815 mm	6,030 mm	(全長 約 5,200 mm)
SG 外径	2,450 mm	3,690 mm	約 6,400 mm
SG 重量	約 17 t	約 57.5 t	約 2,000 mm 約 108 t

表 3.2 改良船用炉試験設計の蒸気発生器構造比較



遮蔽体が設けられている。

伝熱管およびスペーサの材質は、高温純水に対する耐食性および応力腐食割れ抵抗の優れたインコイ 800 とする。

上記以外の部材はSUS 304 L とする。

表 3.3 ヘリカルコイル型と直管型蒸気発生器の比較

比較項目	ヘリカルコイル型	直管型 - I	直管型 - II
R P Vの大きさへの影響	R P V内スペースを有効利用できるのでR P Vは直管型に比べてコンパクトである。	S G領域にデッドスペースができるためS Gが高くなり、そのためR P V高さが高くなる。	R P Vの高さは直管型-Iに比べて低くなるが、デッドスペースがあるためヘリカルコイル型と同程度もしくは高くなる。
S Gの重量	三者のうちで最小	1次冷却系の圧力を外圧として受けるチャンネル部の肉厚が大きくなり、その分重量が大きくなる。	1次冷却系の圧力を外圧として受ける胴の肉厚が大きくなり、重量がかなり大きくなる。
R P Vの開口部	ノズル径は3者のうちで最大となるが、個数は系列数×2で最小となる。	モジュールタイプとすれば、ノズル数は基数分(9~12基)×2となる。 但し、各ノズル径は小さい。	同 左 (但し、2重管式ノズルとすれば、ノズル数は基数分となる)
シール箇所	シールが要求されるのはノズル部のみ	ノズル部およびI S Iのためのチャンネル部点検口フランジ	ノズル部のみ
I S I			
(1) 汚染拡大	2次側から検査するのでプローブ、ケーブルの汚染、2次廃棄物の発生がない。	同 左	管内が1次側で、1次側から検査するので、プローブ、ケーブルの汚染および2次廃棄物の発生がはなはだしい。
(2) 期 間	管は長いが、本数が少ないので検査期間は比較的短い。	管は比較的短い、本数が多いので期間は長くなる。	同 左
(3) 探傷機能	ほとんどが曲管部であり、それに適した探傷技術の開発が必要。	直管のみであるので高い信頼性が期待できる。	同 左
(4) 被曝線量	ノズル部は線量率が低いので被曝線量は比較的低い。	モジュールタイプの長所として、R P Vから取出して検査可能であるが、管外面の腐食生成物による寄与があるので特に遠隔化が必要。	同 左 但し、腐食生成物は管内面に付着している。

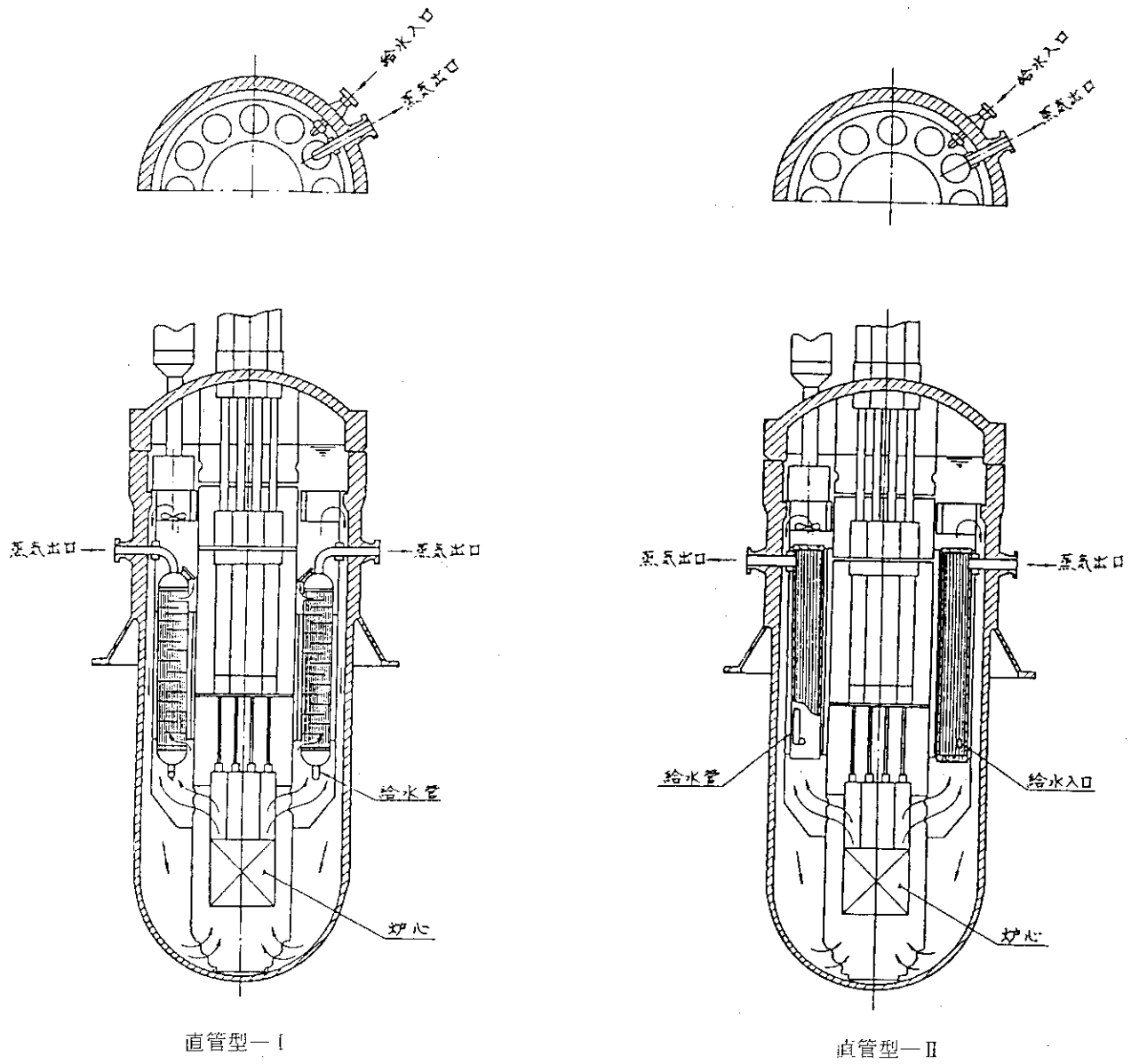


图 3.1 直管型蒸汽发生器概念图

4. 蒸気発生器特性

改良船用炉試設計において提案された再循環型蒸気発生器および貫流型蒸気発生器に関する性能評価に資するため、代表的な船用および発電用軽水炉の両型式の蒸気発生器特性として、蒸気発生器(SG)の性能および運転特性について調査検討する。

4.1 構造等

蒸気発生器の構造等の調査検討対象を次のように選定した。

(A) 再循環型

(a) 垂直U字管式

発電用PWRに最も多く用いられており、メーカーもWestinghouse, Framatome, MHIなど多くあるが、ここでは最も実績の多いWestinghouseの蒸気発生器を代表例とすることにした。他のメーカーのものも基本的に大差ないと考えられる。

(b) 水平U字管式

船用で「サバンナ」に搭載されたもの、ならびにソ連型PWR用としてソ連の他、東側諸国で多く使用されている蒸気発生器について調べた。

(B) 貫流型

(a) ヘリカルコイル式

PWR用で唯一使用実績のあるものとして「オットーハーン」の蒸気発生器とした。

(b) 直管式

アメリカおよび西ドイツの発電用PWRに使われているB&Wの蒸気発生器とした。

(1) 構造

図4.1から図4.5に各蒸気発生器の概略構造を示す。

それぞれの構造、仕様上の特徴を以下に述べる。

(A) 再循環型

(a) 垂直U字管式(WH51型)

半球形の一次側水室、逆U字形伝熱管、二次側蒸発部および湿分分離部からなる基本構造は、メーカーによらず同様であるが、それぞれの運転経験に基づく改良の結果、若干の違いは出ている。Westinghouseの代表的な蒸気発生器である51型(伝熱面積約51,000ft²に由来)はこれまでに以下のような改良を重ねている。

(i) Jチューブ付給水リングの採用

熱衝撃およびウォーターハンマーの防止。

(ii) 流量分配板の採用

管板面上の流速増加。

(iii) 管支持板の管穴形状をクローバ形に変更

循環比の増加，管近傍の流れの促進，管と管支持板の接触面積の削減。

(iv) 二次側ハンドホールの追加

上部胴のマンホール2ヶ所に加えて，下部の管束部に保守点検用ハンドホールを6ヶ所設置。

(v) 特殊熱処理インコネル600材の採用

耐SCC性向上。

(vi) 流量分配板および管支持板の材料をSUS405に変更。

(vii) 小曲げUベンド部残留応力除去

応力腐食割れ防止。

(b) 水平U字管式

(i) 原子力船「サバンナ」

「サバンナ」に搭載された蒸気発生器の構造は，図4.2(1/3)～4.2(3/3)に示す程度までしか内部の詳細は明らかにされていない。

「サバンナ」の数年前に，アメリカ初の原子力潜水艦「ノーチラス」が就役しており，その蒸気発生器が同様の設計との説もある。

構造上の特徴は，伝熱管のみならず，これを包む二次側の胴もU字形をしていること，さらに13本のライザー管と8本のダウンカマー管を介して，円筒形(φ1.4m×L4.3m)の蒸気ドラムが載っていることである。この蒸気ドラムの中には20基のサイクロンセパレータおよびスクラバ1基があり，湿水分離を行うようになっている。格納容器内でドラムの軸中心を船艀方向に配置して，船のローリングによるドラム水面の変動を抑えているが，ピッチングによる影響を受けやすいため，機関室の主蒸気管には荒天時のキャリーオーバー等に備えて湿水分離器を設けている。

(ii) VVER用SGV-4型

ソ連の発電用PWR(VVER)のうち，電気出力44万kwのVVER440に6基ずつ設置されている。VVERには，他に蒸気発生器を6基使用する210型，同じく8基を用いる365型(それぞれ電気出力21万kw，36.5万kw)のタイプがあり，ソ連国内で各1ユニットずつ建設された。現在では，主に440型および1000型(蒸気発生器4基，電気出力1000万kw)が量産されており，炉のタイプに応じて別々の容量のSGが用意されている。

構造上の特徴は，次のとおりである。

(イ) 一次側水室が円筒形のヘッダーとして管板を兼ねており，材料の節減となる。

(ロ) 蒸発面が大きいので，蒸気速度が低く，湿水分離装置が簡単である。

(ハ) 伝熱管材料に18-8ステンレス鋼を使用している。

(ニ) 外形寸法を鉄道輸送可能限界内に抑えている。

(ホ) 底部に伝熱管がないのでスラッジとの干渉がない。

(ヘ) 出力の割に重量が大きい。

(ト) 配置上大きな平面積を占める。

(B) 貫流型

(a) ヘリカルコイル式 (オットーハーン)

原子炉容器に一体に組込まれ、同心円筒の2つのシェルの中に形成されたスペースに据付けられたコイル部の両端に給水ダウンカマ管と蒸気出口管を接続し、原子炉容器胴の上部側面に給水ノズルおよび蒸気ノズルを設けたSGで、全体が3系統に分けられている。

給水ノズルおよび蒸気ノズルの各3ケの管板はバイオネットロックによって原子炉容器に取付けられ、管束ごとSG全体を取外せるようになっている。また各ノズル内には、中性子および γ 線の漏れに対する卵形の遮蔽ピースが設けられている。

(b) 直管式 (B&W型)

たて置型で、管側に一次水、胴側に二次水、蒸気がそれぞれ流れる向流型熱交換器である。二次側では、胴の中間高さからサブクール給水が、胴と管束の間の給水加熱部に下向きにスプレイされ、管束の間を上昇途中の蒸気の一部を巻込んで直接加熱され、飽和水となって下部管板に到達する。ここから管束部に入って核沸騰を始め、気水二相流として上昇し、100%のクオリティを経て過熱蒸気となり、上部管板に達すると反転して蒸気アニュラス部を下向きに流れ、給水ノズルのすぐ上の蒸気ノズルから出て行く。

管束は、接触面積を減らし、管近傍の流れを良くする特殊な穴ぐりをした管支持板で支持している。

U字管式と異なり、伝熱管はその熱膨張を胴および管板に拘束される。このため、組立の際プリストレスを加えておく。また、上記のように過熱蒸気を胴上部に触れさせ、胴材料と伝熱管材料の熱膨張係数の差による応力を小さく抑えている。

(2) 要 目

前項で述べた各蒸気発生器の要目比較を表4.1に示す。それぞれが全く別の発電炉や船用炉に対して設計されたものであるから、直接比較できないので、以下に基本的な特性を比べてみた。

(A) 単位伝熱面積当りの出力

単位伝熱面積当りの出力は、再循環型と貫流型それぞれの中でばらつきがあり、両型式の間に有意な差は認められないようである。

(B) 単位重量当りの出力

貫流型は、過熱蒸気を発生するので再循環型のような湿水分離器等の構造物が不要であるため、重量の割に大きな出力が得られることがわかる。

(3) 製作性

(A) 再循環型

(a) 垂直U字管式

下部(一次水室、管板、伝熱管、管群外筒、下部胴などからなる)と上部(スワールベーン、湿水分離器、給水リング、上部胴などからなる)を、それぞれサブアセンブリとして組立てた後に合体する。サブアセンブリの製造工程のうち、管群の組立てと管板への溶接は次のように行われる。

(i) 管板を溶接の下部胴を水平に置き、管板部分は埃除けのためクリーンスペースに入れる。U字管を管板孔に挿入し、拡管した後、フィラーメタルなしの自動TIG溶接で管

を管板に取付ける。

(ii) 次に下部胴を倒立状態とし、クリーンスペース内でフィラーメタルを使って自動TIG溶接を行う。溶接部は目視検査とカラーチェックの後、胴をシールしてN₂ガスで加圧し、管板下部（一次側）に脱塩水を張り漏洩検査を行う。

(iii) 下部胴を再び水平に置き、管板の厚さ全体に亘り拡管する。

(b) 水平U字管式

水平U字管式の製造に関する資料は極めて少なく、「サバンナ」については、内部構造とともに不明である。ここでは、ソ連の蒸気発生器に関する資料から製造に関する部分を以下に抜き出す。

(i) 伝熱管の曲げ加工後の熱処理は実施していない。

応力腐食について検討の結果、冷間曲げ加工後の熱処理をしないことにした。

(ii) 伝熱管の内面は電解研磨処理、外面はグラインダ仕上を行い、腐食デポジット防止対策としている。

(iii) 伝熱管のヘッダーへの取付けは爆着より効率の良い拡管方法を検討中である。

(B) 貫流型

(a) ヘリカルコイル式

「オットーハーン」の蒸気発生器の製造に関する文献がないので、同じメーカーであるB & WがイギリスのAGR（改良型ガス冷却炉）のヘリカルコイル式蒸気発生器の製造について記した資料から参考となる事柄を以下に抜き出すことにした。この蒸気発生器は、外径2.5 m、全高25.2 mの再熱器付で、プリレストコンクリート製圧力容器に入っており、外径11.3 mmから44.5 mmの7種類の伝熱管を使っている。

(i) 全体をサブアセンブリに分け、並行して製造する。

この場合、次の5つのサブアセンブリに分けた。

- ・H. P. ボイラ（81 m × 285 本）
- ・再 熱 器
- ・給水入口管束および管板
- ・H. P. 蒸気および再熱蒸気入口 / 出口接続管および管板
- ・上 蓋

(ii) 工場は、コイル製作、サブアセンブリ、主アセンブリの3つの主工場を準備、床や壁をクリーンにする。また、溶接に大量のイナートガスを使用するため換気とアラームシステムを設ける。

(iii) 伝熱管はコイルに巻く前に突合せTIG溶接機で継ぎ、管支持板に巻込みながら、クリップで取付けて行く。

(iv) このコイルリングシステムは、NCを使って24本が同時に管支持板に巻き込める。

(v) 給水入口管、蒸気出入口管の曲げ加工にも、電算プログラムテープを使うNCベンディングマシンを使う。

(vi) 伝熱管の管板への溶接は、特殊なTIG溶接機を使用する。

(b) 直管式

各部材については再循環型と基本的に同じであるが、伝熱管の管板への取付けに次のような特徴がある。すなわち、上下の管板を胴に溶接した後、伝熱管を管板に挿入し、片側の端部を25 mm 拡管してから熱風により約5 mm 膨張させ、そのまま両端を拡管固定する。これは前述のように、伝熱管に予め引張応力を与えておき、運転状態において胴との材料、温度の差異により伝熱管に生ずる応力を軽減するための処置である。

4.2 熱水力特性

(1) 熱水力特性

(A) 垂直U字管式再循環型蒸気発生器（発電用ウェスティングハウス型）

発電用ウェスティングハウス型については、定常運転特性と負荷変動特性の両データの公表されている蒸気発生器がないので、それぞれ片方のデータが公表されている下記プラントを対象とした。

定常運転特性：フランス Bugey - 4号 (注1)

負荷変動特性：アメリカ Donald c. Cook - 1号 (注2)

(a) 定常運転特性

Bugey - 4号では、30%、50%、72%、86%および100%の各負荷毎に定常運転を行い、流量、圧力、温度等、表4.2に示す諸特性データを測定し、循環比、キャリアンダ等を負荷の関数として求めている。このうち、U字管式再循環型蒸気発生器の主要特性値である循環比、キャリアンダおよび蒸気圧力については以下のとおりである。

(1) 循環比

循環比は、管束へのサブクール水流量をC、蒸気発生器から出る蒸気流量をVとし、循環比を τ とすると、 $\tau = C/V$ で定義される特性値であるが、ブローダウン流量を無視すると、蒸気流量Vは給水流量Eに等しいから、 $\tau = C/E$ (注3)と表わせる。

ここで、管束へのサブクール水流量Cは、ダウンカマを数セクションに分けて、それぞれのセクション毎に流速、密度等を計測すると、

$$C = \sum_i \rho_i S_i V_i \quad \text{と表わせるから}$$

流量バランスによる循環比を τ_m とすると

$$\tau_m = \sum_i \rho_i S_i V_i / E$$

となる。

(注1) 出力900 MWe、蒸気発生器は3基で伝熱面積は4.780 m²/基

(注2) 出力1,054 MWe、蒸気発生器は4基で伝熱面積は4.784 m²/基

(注3) この循環比の計算法には、流量バランス法とエンタルピバランス法がある。流量バランスから求めた循環比は、キャリアンダの影響を受けないが、エンタルピバランスから求めたものはこの影響を受ける。一般には、流量バランスから求めた循環比が使用される。

ただし、 S_i : 各ダウンカマセクションの流路面積

V_i : セクション S_i での平均流速

ρ_i : セクション S_i でのサブクール水(水・蒸気混合水)の密度

Bugey-4号について、流量バランスとエンタルピバランスの両者による循環比の計算結果を表4.1および図4.6に示す。

この循環比のデータは、以下の二次式で近似できる。

流量バランスからの循環比： τ_m

$$\tau_m = 26.53 - 0.47 P + 2.53 \times 10^{-3} P^2 \quad (P \geq 25 \%)$$

エンタルピバランスからの循環比： τ_H

$$\tau_H = 26.33 - 0.43 P + 2.3 \times 10^{-3} P^2 \quad (P \geq 25 \%)$$

ただし、 P : 部分負荷出力(%)

なお、循環比の値は、低負荷になるほど増大するが、所定のピークに達した後は、急激に低下し、数%負荷で零となる。

(ロ) キャリアンダ

キャリアンダは、湿分分離器から出る蒸気のうち、ダウンカマへ巻込まれる蒸気流量の再循環流量に対する割合(%)で、部分負荷でのキャリアンダ m は、各ダウンカマセクションでの流量バランスとエンタルピバランスより次式で示される。

$$m = \frac{\sum_i \rho_i S_i V_i (H_i - H_{es}) + E_0 (H_{es} - H_0) - \delta Q}{\sum_i (\rho_i S_i V_i - E_0) (H_v'' - H_{es})}$$

ただし、 S_i : 各ダウンカマセクションの流路面積

ρ_i : S_i での水・蒸気混合水密度

V_i : S_i での水・蒸気混合水の平均流速

H_i : S_i での水・蒸気混合水のエンタルピ

H_{es} : 循環水エンタルピ

H_0 : ブローダウン水のエンタルピ

H_v'' : キャリアンダ蒸気のエンタルピ

E_0 : 給水流量

δQ : ダウンカマ正味熱損失

Bugey-4号について、負荷の関数としてのキャリアンダの計算結果は、表4.2および図4.7に示すとおりである。

これによると、キャリアンダは0~約50%の負荷範囲では、負荷に依存せず約0.03%の小さい値であるが、その後は負荷とともに急増し、100%負荷では約1.2%となる。

(ハ) 飽和蒸気圧力

一次冷却水は、負荷が変わっても流量が一定で、かつ平均温度も一定であるため、二次側の飽和蒸気圧力は負荷の減少とともに上昇する。

Bugey-4号では、飽和蒸気圧力は、蒸気発生器頂部およびタービンバレル部で測定しており、この結果は図4.8に示すとおりである。

これによると、飽和蒸気圧力は次式で近似でき、負荷の減少とともに、ほぼ直線的に上昇する。

$$P_s = 65.5 - 0.07 P, \quad (P \geq 30 \%)$$

ただし、 P_s : 飽和蒸気圧力 (kg/cm²)

P : 部分負荷出力 (%)

(b) 垂直 U 字管式 SG の負荷変動特性

Donald C. Cook-1 号では、Start up 試験中に、100% 負荷からの主機タービントリップを人為的に実施しており、その負荷変動特性は図 4.9 から図 4.12 に示すとおりである。

(B) 水平 U 字管式再循環型蒸気発生器 (原子力船サバンナ)

(a) 定常運転特性

サバンナの定常運転特性は、通常運航時の最大出力および常用出力ならびに停泊時出力 (Port Load) について、表 4.3 のとおりである。

部分負荷では、一次冷却水温度は、図 4.13 に示すように、平均温度 508 °F (264.4 °C) で一定に制御され、かつ、一次冷却水流量が一定であるため、蒸気圧力は図 4.14 に示すように、蒸気発生器内での一次冷却水からの加熱により、原子炉出力の減少とともに、472 psia (33.2 kg/cm²a) (最大出力時) から 730 psia (51.3 kg/cm²a) (零出力時) まで、ほぼ直線的に増大している。

(b) 負荷変動特性

サバンナでは、無制御時および制御時のプラントの負荷変動特性を海上運転で試験している。

試験結果は図 4.15 から図 4.17 に示すとおりで、蒸気圧力、蒸気流量、一次冷却水平均温度、一次冷却水圧力、原子炉出力等についての応答特性を示している。このうち、図 4.15 は、60% 出力から基底負荷 (18% 出力) まで緊急時の負荷変化率で主機操縦弁を閉じた場合の無制御時のプラント応答を示したもので、この図によると、蒸気圧力は蒸気流量の減少と一次冷却水平均温度の上昇により、49.9 kg/cm²G (710 psi g) まで上昇するが、最大値は二次系蒸気安全弁の設定圧力 56.2 kg/cm²G (800 psi g) 以下となっている。一次冷却水圧力は、約 40 秒後に最大 125 kg/cm²G (1,780 psi g) となるが、最大使用圧力 140.6 kg/cm²G (2,000 psi g) 以下である。

また、図 4.16 は 100% 出力から基底負荷まで、緊急時の負荷変化率で主機操縦弁を閉じた場合について、図 4.17 は前進全力から後進全力へ切換えた場合について、それぞれ制御系をきかせた時のプラント応答を示したもので、いずれの場合も蒸気圧力の変動、一次冷却水圧力、一次冷却水平均温度等の変動は、プラント無制御時に比べて小さく、蒸気圧力は安全弁の作動なしに responding している。

(C) 水平 U 字管式再循環型蒸気発生器 (発電用 SGV 型)

発電用 SGV 型の熱水力特性の特徴として、以下のことがあげられる。

(a) 循環比が高くとれる：

管束高さが比較的低いこと、蒸発面積が広く、循環速度が約 0.1 m/sec と小さいこと

等のため、自然循環は、管群上 120 ～ 200 mm の比較的低い水位で行われ、循環比は 5 ～ 15 とかなり高くとれる。

(b) 気水分離が簡単でよい：

気水分離器蒸気入口流速は、蒸発面からの蒸気流速 0.1 ～ 0.5 m/sec とほぼ同じで低いため、気水分離は簡単で、一次分離である重力分離と二次分離である波板形分離器による細分離で可能である。

このうち、重力分離は、これを有効に行うため、蒸気層での蒸気の湿度と高さの関係から、必要な蒸気空間高さを決め、行っている。

なお、気水分離器の性能向上のため、給水を Hotleg に導き Hotleg 側と Coldleg 側の蒸発面での蒸気負荷を均一化している。

(D) ヘリカルコイル式貫流型蒸気発生器（原子力船オットハーン）

(a) 定常運転特性

オットハーンの定常運転特性は、100%出力時については、表 4.1 要目比較表に示すとおりである。

部分負荷時の蒸気発生器出口蒸気圧力については、蒸気の質を確保するため、主機タービンの所要蒸気流量に無関係に、一定に制御している。

(b) 負荷変動特性

オットハーンは、制御システムの作動による適正運転を検証するため、海上運転で負荷変動特性試験をしている。

試験結果は、図 4.18 から図 4.21 に示すとおりで、以下に示す運航中の代表的なケースについて記録している。

- ・負荷変化率 1%/sec で蒸気流量を 20 t/h から 40 t/h の範囲で増加・減少する場合：
：（図 4.18）
- ・負荷変化率 1%/sec で蒸気流量を 20 t/h から 60 t/h の範囲で増加・減少する場合：
：（図 4.19）
- ・負荷変化率 4%/sec で蒸気流量を 20 t/h から 60 t/h の範囲で増加・減少する場合：
：（図 4.20）
- ・タービントリップ（負荷変化率 7%/sec）の場合：（図 4.21）

これらの図によると、特に負荷減少時には、蒸気圧力は、負荷変化率が大きくなるほどオーバーシュートが大きくなり、しかも図 4.20（4%/sec で負荷減少）および図 4.21（タービントリップ）の場合には、蒸気ダンプ弁の設定圧力以上に達し、この弁が開いて、蒸気圧力は急激に低下している。

蒸気流量は、給水流量の変化に比較的良好に反応している。

一次冷却水の圧力、温度は、運転中はほとんど一定である。

給水圧力は、機器の測定範囲を超えたために、水平に推移している。

なお、図 4.18 から図 4.20 では、負荷増加時と負荷減少時で操縦レバー位置が非対称となっているが、これは、それぞれの場合で流量制御弁の特性が異なる（弁は、負荷上昇時にはスプリング力で逆らって、負荷減少時にはスプリング力で駆動される）ためである。

(E) 直管式貫流型蒸気発生器（発電用 B & W 型）

発電用 B & W 型については、データの公表されているアメリカの Rancho Seco-1号^(注4)の蒸気発生器を対象とした。

(a) 定常運転特性

Rancho Seco-1号では、設計データとの比較および制御系統機能検証のために、定常運転特性試験を実施している。

試験は 0 ~ 92.6 % 負荷の間で、種々の定常運転状態を確立し、30分間にわたりデータを実測している。

試験結果は、図 4.22 から図 4.28 に示すとおりで、この中で実測データと設計データを比較している。

- ・出力と一次冷却水温度 (T_{ave} , T_{hot} , T_{cold}) の関係 (図 4.22, 図 4.23)
- ・出力と蒸気出口圧力の関係 (図 4.24)
- ・出力と水位の関係 (図 4.25)
- ・出力と蒸気温度の関係 (図 4.26)
- ・出力と給水温度の関係 (図 4.27)
- ・出力と給水流量の関係 (図 4.28)

実測データは 2 基の蒸気発生器 (図中で OTSG(A), OTSG(B) で区分) について示している。

これによると、図 4.22 から図 4.28 に示すほとんどの実測データが、破線で示す上限、下限範囲内にあり、良好な試験結果となっている (ただし、図 4.24 の 20 % 出力時の OTSG (B) の蒸気圧力については、上限値を超えており、これについては別途、計器の校正が実施された)。

(b) 負荷変動特性

Rancho Seco-1号では、負荷変動時の制御系統機能の検証のために、

- 出力変化率 5 %/min で出力を 40 % から減少する場合と、40 % まで増加する場合
 - 出力変化率 10 %/min で出力を 85 % から減少する場合と、85 % まで増加する場合等
- について負荷変動試験を実施している。

試験は、出力（電気出力）、一次冷却水平均温度 T_{ave} 、蒸気圧力、給水流量等について記録しており、その結果は以下のとおりである。

出力変化率 5 %/min で、40 % から出力減少する場合、蒸気圧力は図 4.29 に示すように、わずかに 13 psi (約 0.9 kg/cm²) 上昇する。

出力変化率 5 %/min で、40 % まで出力増加する場合、蒸気圧力は図 4.30 に示すように、逆に、わずかに 14 psi (約 1.0 kg/cm²) 低下する。蒸気圧力は出力増加が終了すると、回復し始めている。給水流量はいずれの場合も、ほぼ直線的な応答を示している。

出力変化率 10 %/min で、85 % から出力減少する場合は、図 4.31 に示すように、 T_{ave} は 1.5 °F (0.8 °C)、蒸気圧力は 30 psi (2.1 kg/cm²) 変化するが、いずれも変化量はわずか

(注 4) : 出力 913 MWe, 蒸気発生器は 2 基で、伝熱面積は 12,245 m²/基

で、設定範囲 ± 5 F (± 2.8 C), 50 psi (3.5 kg/cm²) 以下である。

出力変化率 10 %/min で、85 %まで出力増加する場合は、図 4.32 に示すように、 T_{ave} の変化は 1.1 F (0.6 C), 蒸気圧力の変化は 34 psi (2.4 kg/cm²) で、いずれも設定範囲以下である。給水流量はいずれの場合も出力変化によく応答している。

(2) 負荷変動特性の比較

各型式の蒸気発生器について調査した負荷変動特性の結果をもとに、負荷追従性および収束性について比較した。

各型式の蒸気発生器の負荷変動条件は、表 4.4 に示すとおりで、負荷増加（通常時、緊急時）、負荷減少（通常時、緊急時、タービントリップ時）および前後進切換等の負荷変動の種類と、この時の負荷変動速度は一部を除き、各蒸気発生器型式毎に相異なる。このため、各蒸気発生器についての負荷変動特性比較は困難であるが、原子力船サバンナ (UTSG) と原子力船オットハーン (OTSG) については、緊急負荷減少時の負荷変動速度がほぼ同じであるため、この両者について比較した。

この両者の負荷追従性（最大変化巾）および収束性（整定時間）の比較は表 4.5 に示すとおりである。比較の対象は、実測データの揃っている蒸気圧力、蒸気流量とした。

緊急負荷減少時の負荷追従性：

蒸気圧力は、オットハーンでは過大な圧力上昇のため蒸気ダンプ弁が開いて、急激に減少し、その後、整定値をはさんで振動しながら追従するのに対し、サバンナでは、漸次一様に整定値に追従している。しかも、最大変化巾はオットハーンの方が大きい。

蒸気流量は、オットハーンでは整定値をはさんで振動しながら追従するのに対し、サバンナでは一様に整定値に追従している。

緊急負荷減少時の収束性：

蒸気圧力については、整定時間はオットハーンで約 2 分であるのに対し、サバンナでは約 6 分を要している。

蒸気流量については、整定時間はオットハーンでは約 2 分、サバンナでは 2.5 分で、ほぼ同じとなっている。

以上のオットハーンとサバンナの蒸気圧力と蒸気流量の比較より、OTSG と UTSG の負荷変動特性については、以下のように推察できる。

- 負荷追従性については、OTSG よりも UTSG の方が安定した追従応答を示す。
- 収束性については、UTSG よりも OTSG の方が短時間の収束応答を示す。

4.3 運転実績

(1) 設置実績

各 SG 型式の設置実績をまとめると図 4.33 のようになり、次のことがわかる。

- (i) 発電用 PWR の蒸気発生器は、運転中、建設中のものを合せると、1,080 基、合計出力 780 GWt に達する。

これらのうち、基数では、再循環型が運転中の 97 %、建設中の 99 % を占め、貫流型は

それぞれ3%, 1%である。

また、出力（炉の熱出力）で比べると、再循環型が運転中の95%、建設中の96%を占め、貫流型はそれぞれ5%、4%となる。

- (ii) 上記の再循環型のうち、垂直U字管式と水平U字管式の基数の割合は、運転中ではほぼ2:1、建設中ではほぼ1:1となっているが、これを出力で比べると、それぞれほぼ6:1、1.6:1となっている。水平U字管式が基数の割に出力が小さいのは、VVER炉のループ数が4または6と多く、単基当りの出力が比較的小さいためである。
- (iii) 垂直U字管式では、WestinghouseとそのライセンサーであったFramatome、および現在ライセンサーであるMHIのものを合せると、基数では運転中の85%、建設中で84%、また出力でもともに82%とWestinghouseタイプが圧倒的なシェアを占めている。

(2) 運転経験

各SGの運転経験を調べるため、営業開始の年から1986年末までの年数とSGの基数の積、すなわち基・年の和で運転経験を表わすこととした。その結果を図4.34に示す。

これより、次のことがわかる。

- (A) 再循環型の運転経験は、合計5,000基・年を超えるが、貫流型では200基・年余りにすぎない。

因みに発電用PWRの運転経験は、おおよそ1,500原子炉・年である。

- (B) 垂直U字管式と水平U字管式の運転経験は、おおよそ2:1の割合である。

なお、船用蒸気発生器の運転経験は、「サバナナ」(2基)は、1962～1970年の8年間で16基・年、「オット・ハーン」(3系統)は、1968～1974年の6年間で18基・年相当である。

(3) 損傷故障例

水平U字管式SGの損傷データは、公表されていないため、ここでは垂直U字管式SGと貫流型SGとして「オット・ハーン」のSGについて述べる。

「オット・ハーン」では結局、伝熱管本数162本に対して、漏れたもの3本、漏れの予防5本の合計8本、4.9%にプラグをした。6年間就航として年平均0.8%であり、伝熱管1本が50mと長いことを考慮すると発電炉のデータに比べると、同年代のものとはほぼ同様の損傷率と考えられる。

しかしながら、垂直U字管式や直管式のような、管板上に堆積したスラッジに起因する損傷は構造上起っていない。このことは水平U字管式でも同様であろう。

4.4 取扱性

(1) 二次系水質管理

水質管理については、蒸気発生器の型式にかかわらずAVTを採用している。また、二次系水質管理の基本的な目的である以下の3項目について各型式の比較を行った。

- 系統内への不純物の混入防止
- 混入した不純物および腐食生成物の除去

- ・系統構成機器の腐食防止

その結果、型式による大きな違いは認められなかった。

(2) 検査技術

PWRの蒸気発生器のこれまでの損傷経験に伴い、検査技術もそれに対応すべく発達してきた。したがって、その主なものは、伝熱管の検査に用いる渦電流探傷(ECT)技術である。

垂直U字管式と直管式では、原理的に全く同様の技術が使われ、定検作業の効率化と作業員の被曝線量低減化のため最近では、メカトロ化あるいはロボット化が進み、さらに検査ばかりでなく水室内への装置自体の据付やプラグ、スリーブなどの補修作業を行う多機能型も開発されている。

一方、ヘリカルコイル式貫流型SGのECT技術は、原理的にはU字管式と同様であるが、実用例が少なく、特に船用炉は細径でもあり、研究開発および実証試験が必要である。

表 4.1 要 目 比 較 表

項 目	型 式	再 循 環 型		流 型		備 考
		垂 直 U 字 管 式	水 平 U 字 管 式	へ り カ ル コ イ ル 式	直 管 式	
基 礎 出 力 (MWt)	Westinghouse 51 型 (代表例)	2, 3 または 4	NS SAVANNAH	NS OTTO HAHN	B & W	1 基 (系統) 当りを示す。以下同じ。
発 生 蒸 気 流 量 (t/h)	838	2	VVER SGV-4	3 (系統)	2	
流 温 度 (°C)	633	40		12.7	1,890	
圧 力 (kg/cm ² G)	269.8	54.9		21.3	3,641	
ク オ リ テ ィ (%)	55.0	240.6		273	312	
給 水 温 度 (°C)	99.75 以上	33.5		31	68.3	
一 次 冷 却 材	220.6	99.75 以上		SH 36°C	SH 27°C	
流 量 (t/h)	15,200	175.2		185	237	
圧 力 (kg/cm ² G)	157	1,960		80	35,000	
入 口 / 出 口 温 度 (°C/°C)	320.2 / 284.6	122		63.5	157	
循 環 比	3.25	270.8 / 258.1		278 / 267	329 / 296	
伝 熱 管				—	—	
外 径 / 厚 さ (mm/mm)	22.2 / 1.3	19.05 / 不明		19 / 1.2	15.8 / 0.87	
本 数 (本)	3,388	812		54	約 16,000	
長 さ (m)	約 20 (平均)	約 7.6 (平均)		50	16.0	
材 質	インコネル 600	ステンレス鋼		インコネル 600	インコネル 600	
伝 熱 面 積 (m ²)	4,775	292		155	12,680	
外 形 寸 法 (m)	上部 OD 4.5 × H 2.1	W _{2.8} × L _{6.1} × H _{5.2}		OD _{2.2} × H _{4.28} (コイルのみ)	1 D _{3.5} × H _{23.6}	
乾 重 量 (t)	約 300	約 300			約 490	

表 4.2 Bugey-4号の定常運転特性 (垂直U字管式再循環型蒸気発生器)

DATE	3/23/79 5:40 am	3/29/79 11:45 am	4/23/79	5/8/79 10:10 am	6/24/80 2:50 pm
LOAD %	30	50	72	85	100
LOAD MWe		438	658	774	910
FEEDWATER FLOWRATE kg/s	132.2	243.61	360.4	433.3	505.56
FEEDWATER ENTHALPY kj/kg	691.1	807.67	883.1	920.19	947.11
SG SATURATION PRESSURE bar	64.3	61.8	60.3	59.0	59.9
DOWN COMER FLOWRATE kg/s	1932.3	2243.9	2294	2542	2298.18
SATURATION WATER ENTHALPY kj/kg	1237	1223.7	1220.4	1208	1213.13
CORRECTED SATURATION WATER ENTHALPY kj/kg				1211.4	1216.55
SATURATION STEAM ENTHALPY kj/kg	2780.8				2784.5
MIXTURE ENTHALPY Hm kj/kg	1201.66	1183	1170.35	1162.75	1170.15
<u>CIRCULATION RATIOS</u>					
- MASS BALANCE.	14.62	9.21	6.36	5.86	4.55
- ENTHALPIC BALANCE	15.45	10.22	6.74	6.36	6.19
- ENTHALPIC BALANCE WITH SG PRESSURE CORRECTED *	-	-	-	5.99	5.81
CARRY UNDER	0.0003	0.0003	0.0027	0.0048	0.0123
CIRCULATION RATIOS CALCULATED BY ENTHALPIC BALANCE TAKING INTO ACCOUNT CARRY UNDER.	14.6	9.19	6.34	5.83	4.52

* SG CORRECTED PRESSURE = MEASURED PRESSURE + 0.6 bar (FULL LOAD)

DATE, LOAD	3/23/79 30 %	3/29/79 51 %	4/23/79 72 %	5/8/79 85 %	12/11/79 100 %
Drain flow rate kg/sec	2.2	4.9	7.1	5.6	2.8
Feedwater temperature °C	162.9	188.8	206.4	214.6	220.3
Primary mass flow rate kg/sec	5415.9	4895.4	4714.1	4813.6	5268.0
Primary inlet temperature °C	295.3	302.3	311.3	314.9	320.1
Downcomer water level m	12.85	12.91	12.89	12.95	12.65

表 4.3 原子力船サバンナの定常運転特性

		てい泊時負荷 (Port Load)	通常運航時 常用出力	通常運航時 最大出力
推 進 系				
軸 馬 力	shp	-	20,000	22,000
推進器回転数	rpm	-	107	110
タービン入口圧力	psia	706	460	445
復水器圧力	in.Hg	1.74	1.59	1.59
給水温度	°F	265	348	340
全電気負荷	kw	1,318	2,169	2,408
蒸気消費量				
主タービン	ℓb/hr	-	187,400	204,500
給水ポンプタービン	"	-	21,200	21,500
ターボ発電機	"	18,490	32,320	34,540
低圧蒸気発生器	"	700	700	700
エジェクター, 蒸化器 および損失	"	3,200	4,300	4,610
全蒸気発生量	"	22,390	245,920	265,850
原 子 炉 系				
熱 輸 送				
蒸気発生器	MW	6.4	64.1	69.4
浄化系統	"	1.2	1.2	1.2
一次系ポンプ	"	-0.1	-0.8	-0.8
熱損失	"	0.2	0.2	0.2
原子炉出力	"	7.7	64.7	70.0
一 次 系 統				
圧 力	psia	1,750	1,750	1,750
流 量	ℓb/hr	2,600,000	8,640,000	8,640,000
冷却材平均温度	°F	508	508	508
冷却材温度上昇	°F	9.0	21.6	23.4
圧 力 降 下	psi	10.5	61.4	61.4
作動一次系ポンプ	個数	2	4	4
蒸気ドラム圧力	psia	710	485	472
蒸気発生器 ブローダウン	ℓb/hr	220	2,400	2,600

表 4.4 蒸気発生器型式別負荷変動条件比較

負荷変動 蒸気発生器型式	負荷増加			負荷減少			前後進切換	
	通	常	急	通	常	急		タービントリップ
垂直U字管式再循環型 発電用 W/H 型 Donald C. cobk-1号	-	-	-	-	-	-	瞬時	-
水平U字管式再循環型 (原子力船サバンナ)	-	-	-	-	-	約4%/sec (*)	-	約2%/sec (*)
ヘリカルコイル式貫流型 (原子力船オットハートン)	1%/sec	4%/sec	4%/sec	1%/sec	4%/sec	4%/sec	7%/sec	-
直管式貫流型 発電用 B & W 型 Rancho seco-1号	5%/min 10%/min	-	-	5%/min 10%/min	-	-	-	-

(1) 負荷変動速度は、公称値を示す。
 (2) (*)印は、実測データからの読取値を示す。
 (3) —印は、実測データ無を示す。

表4.5 原子力船サバンナとオットハートの緊急負荷減少時の負荷追従性および収束性

項目	負荷追従性 (最大変化巾)		収束性 (整定時間)	
	水平U字管式再循環型 (原子力船サバンナ)	ヘリカルコイル式貫流型 (原子力船オットハート)	水平U字管式再循環型 (原子力船サバンナ)	ヘリカルコイル式貫流型 (原子力船オットハート)
蒸気圧力	+0 ~ -1.5 %	+8以上 ~ -3.3 % (*)蒸気ダンプ弁開)	6分以上	1.8分以上
蒸気流量	+14.5 ~ -0 t/h	+2.5 ~ -3 t/h	2.5分	1.8分以上
一次冷却水圧力	+0 ~ -2.8 %	-	4.2分	-
一次冷却水平均温度	+0.9 ~ -0.9 °C	-	5.5分	-
加圧器水位	+0 ~ -13 cm	/	6分	/
原子炉出力	+0 ~ -5 MW	-	4.2分	-
備考	図 4. 16	図 4. 20	図 4. 16	図 4. 20

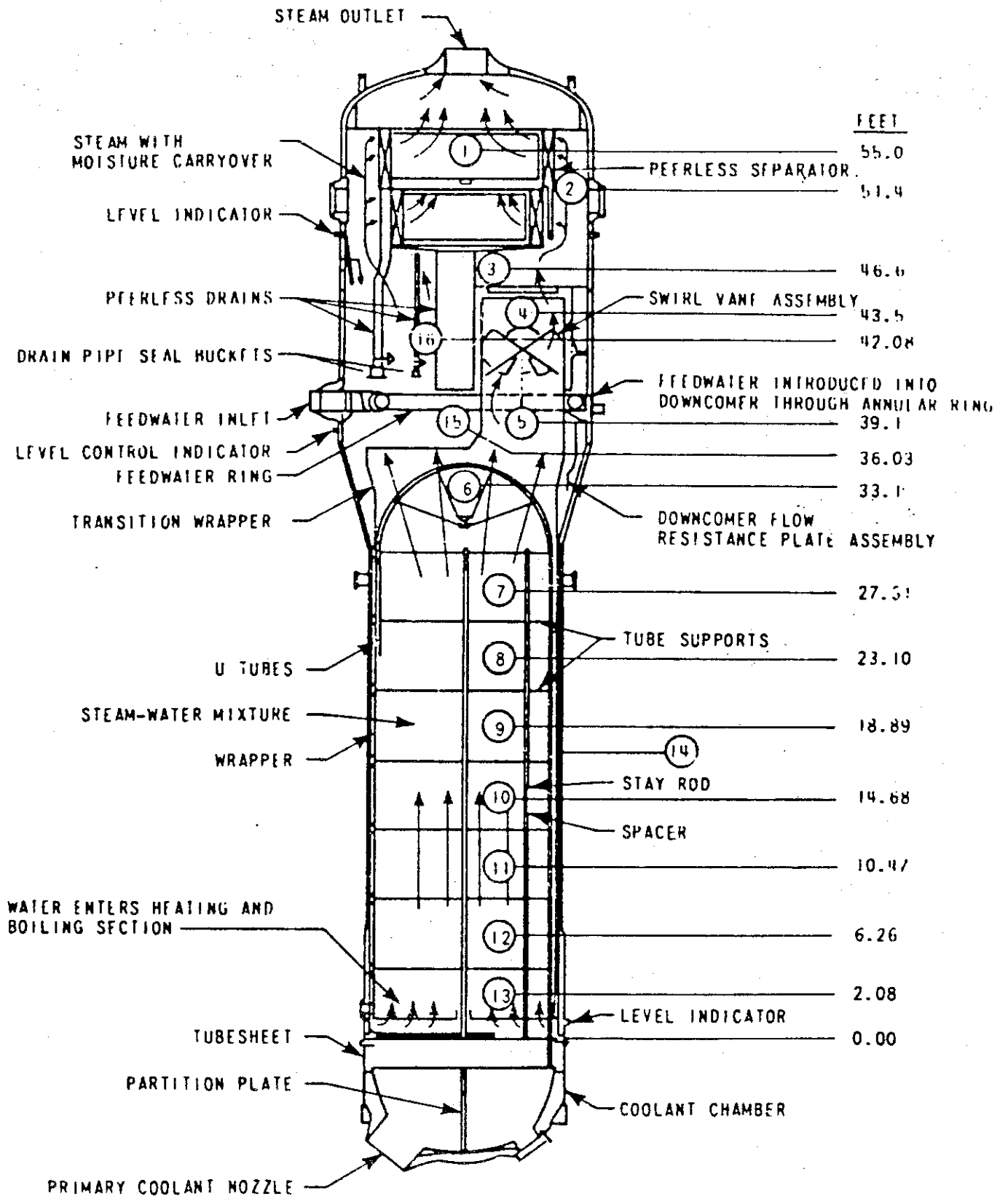


图 4.1 Westinghouse 51 型蒸汽发生器

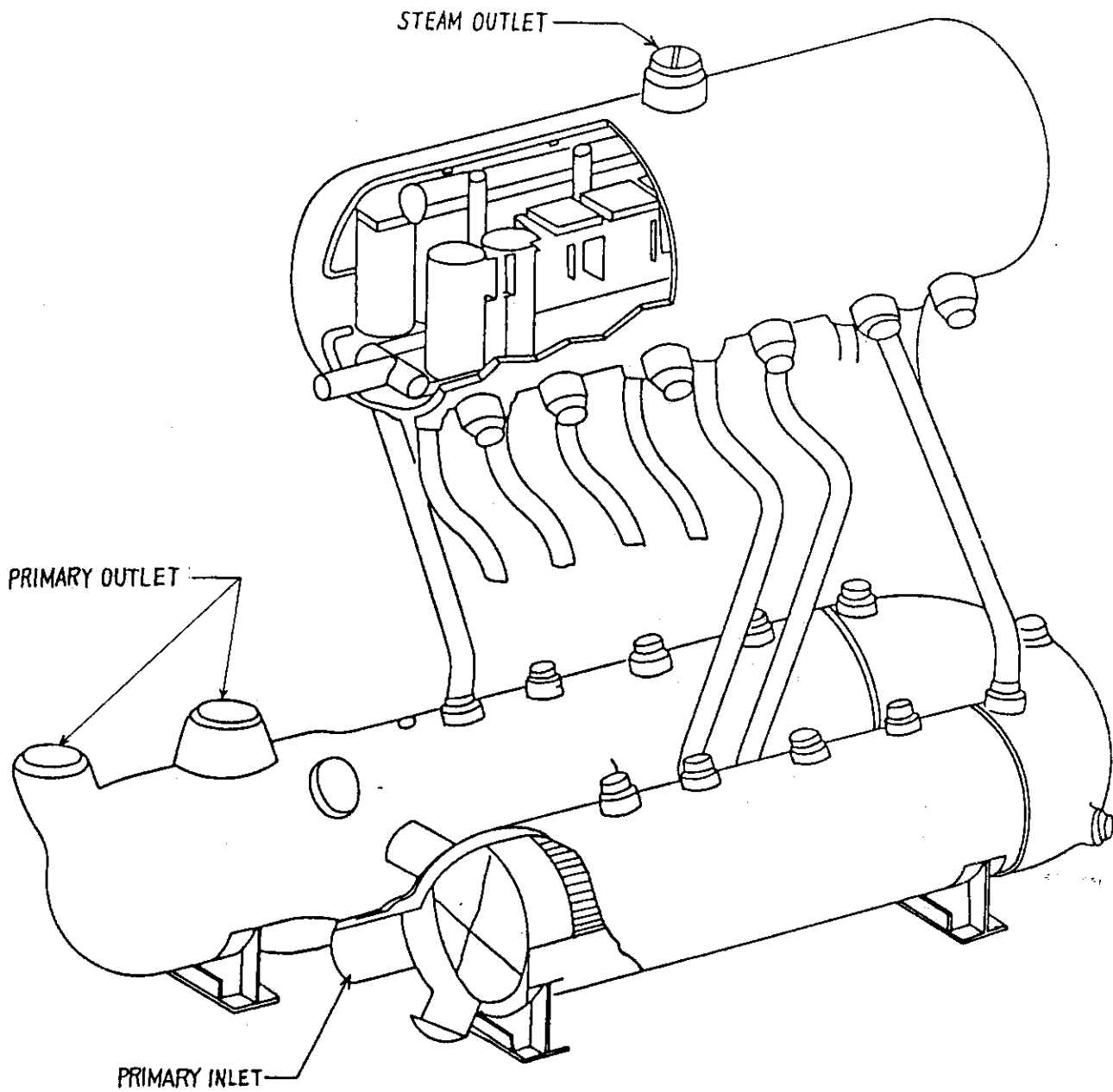


図4.2 サバンナ用蒸気発生器 (1 / 3)

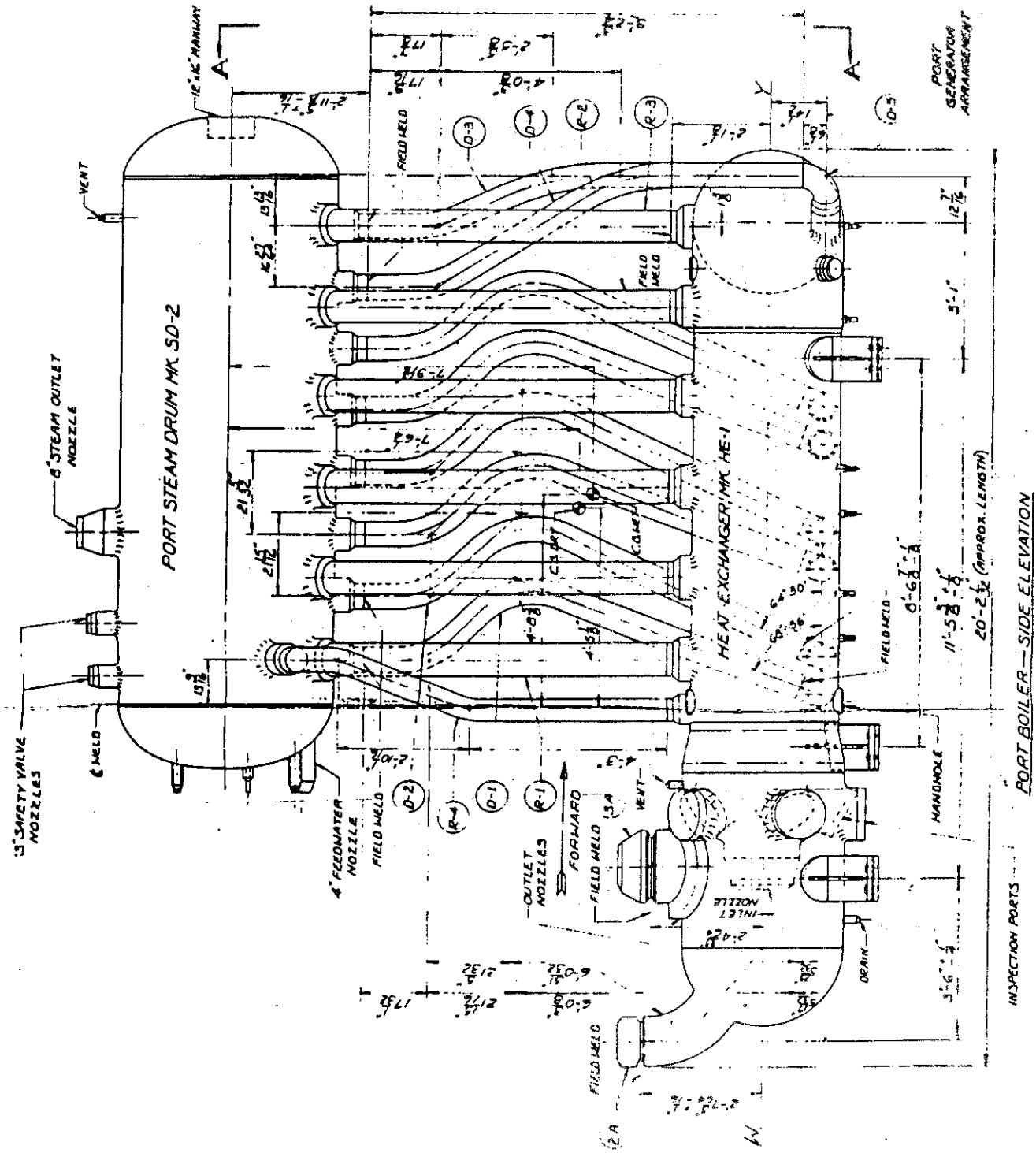


図 4.2 サバンの用蒸気発生器 (2 / 3)

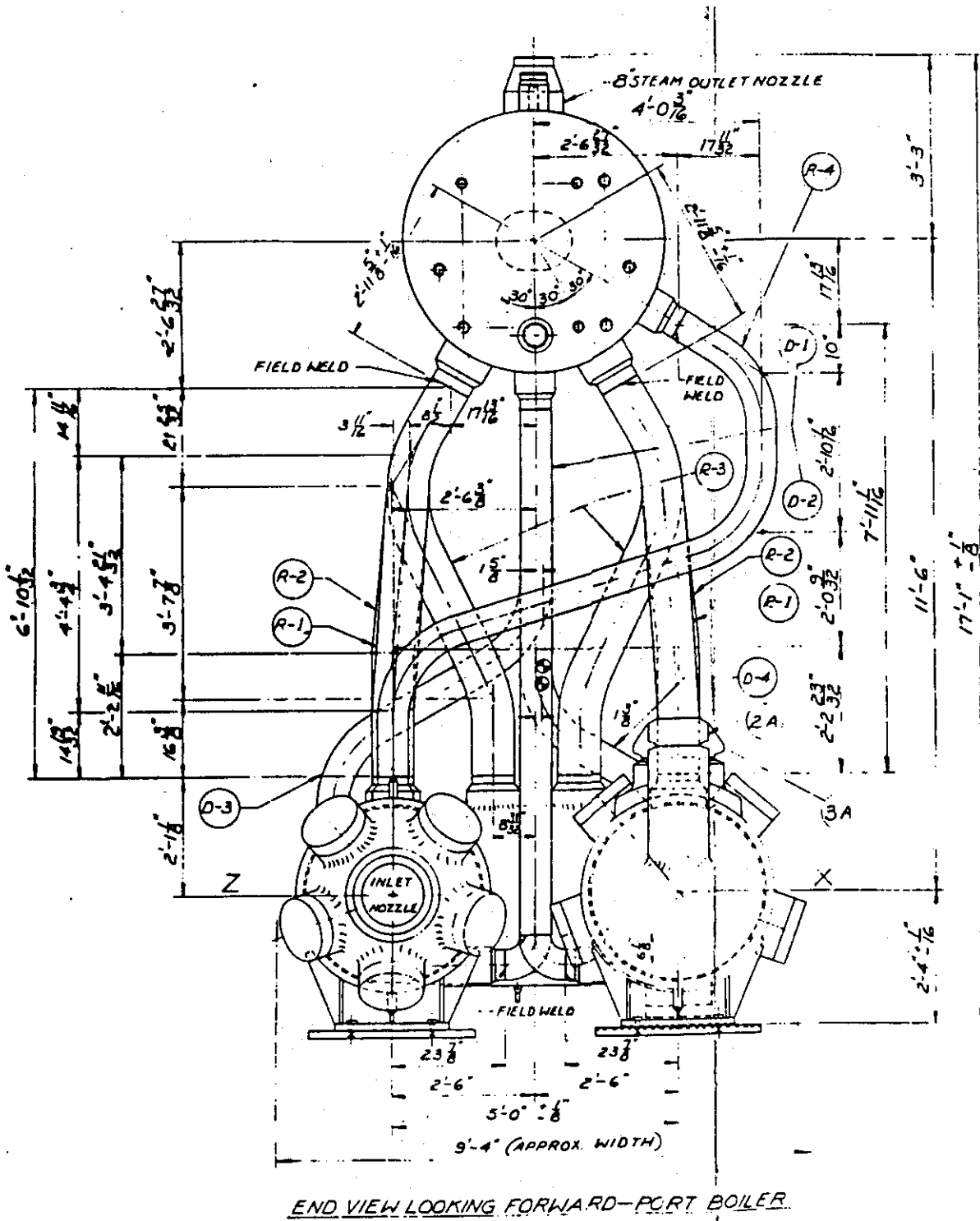


図4.2 サバンナ用蒸気発生器 (3 / 3)

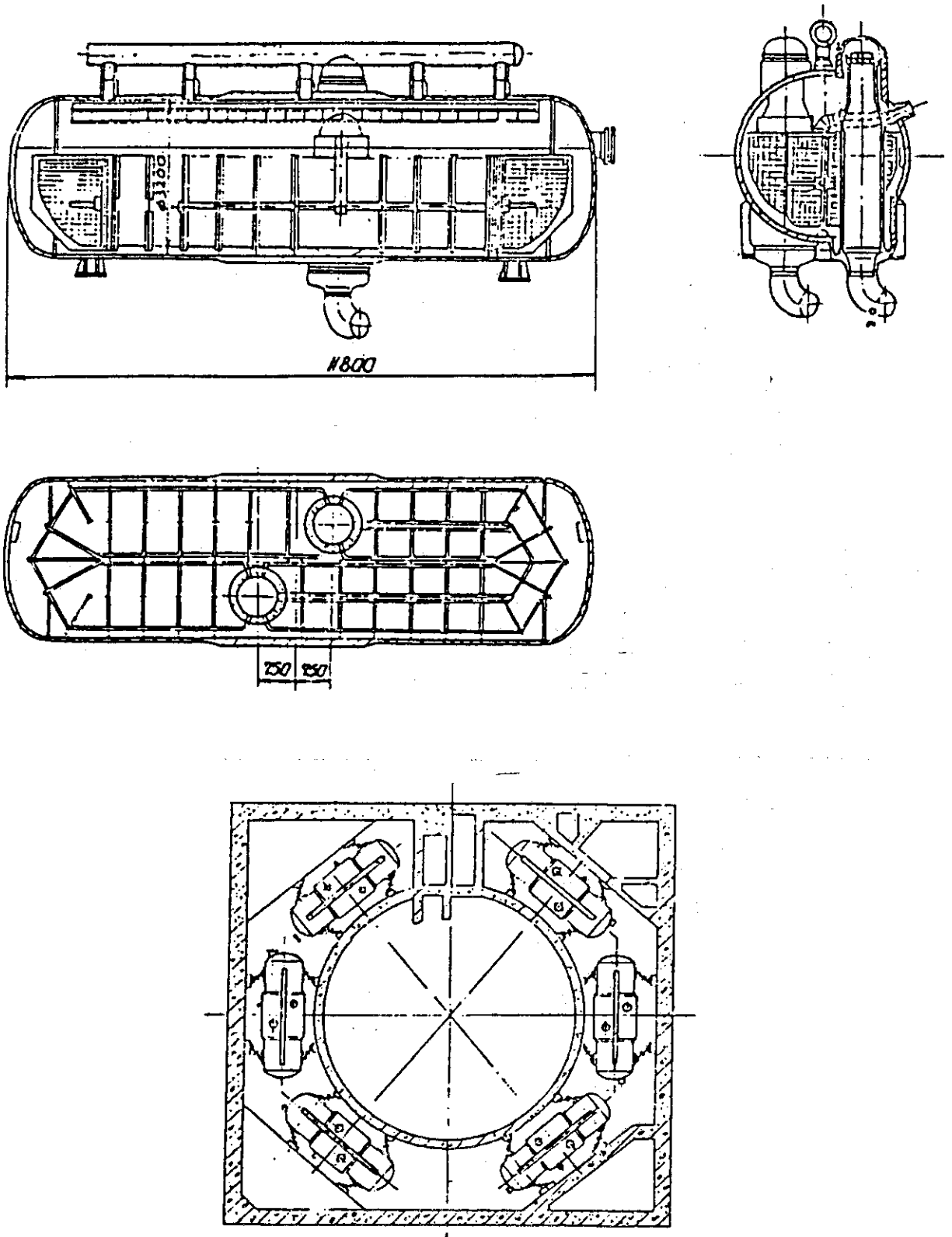
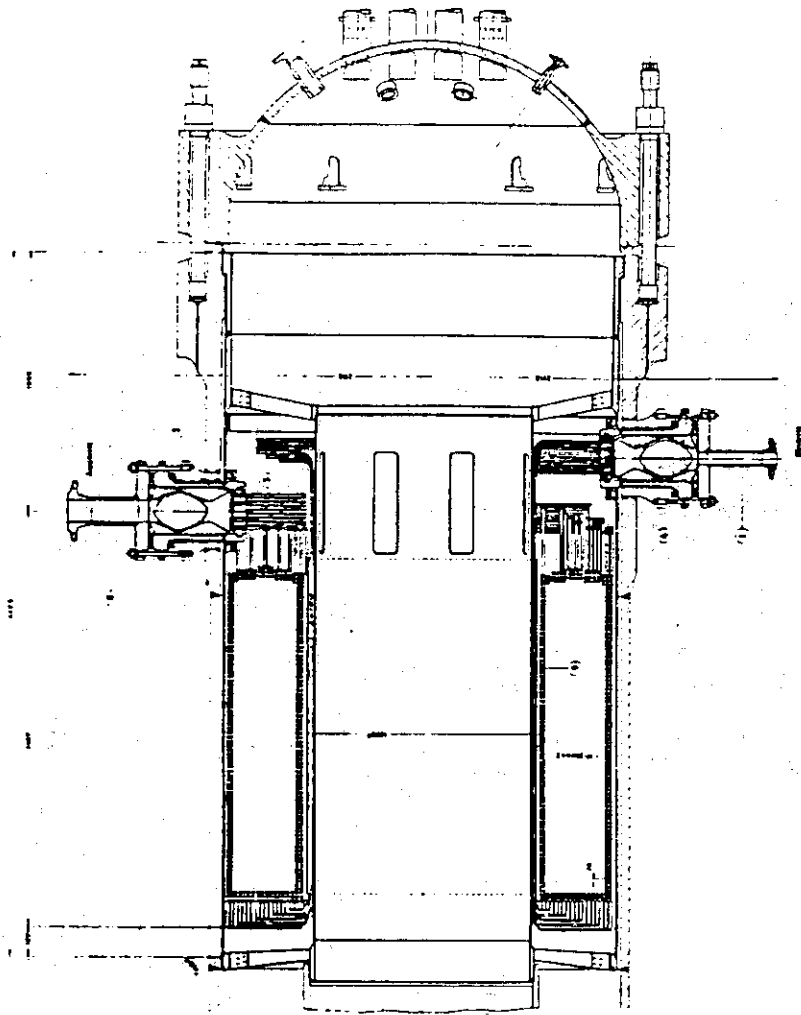
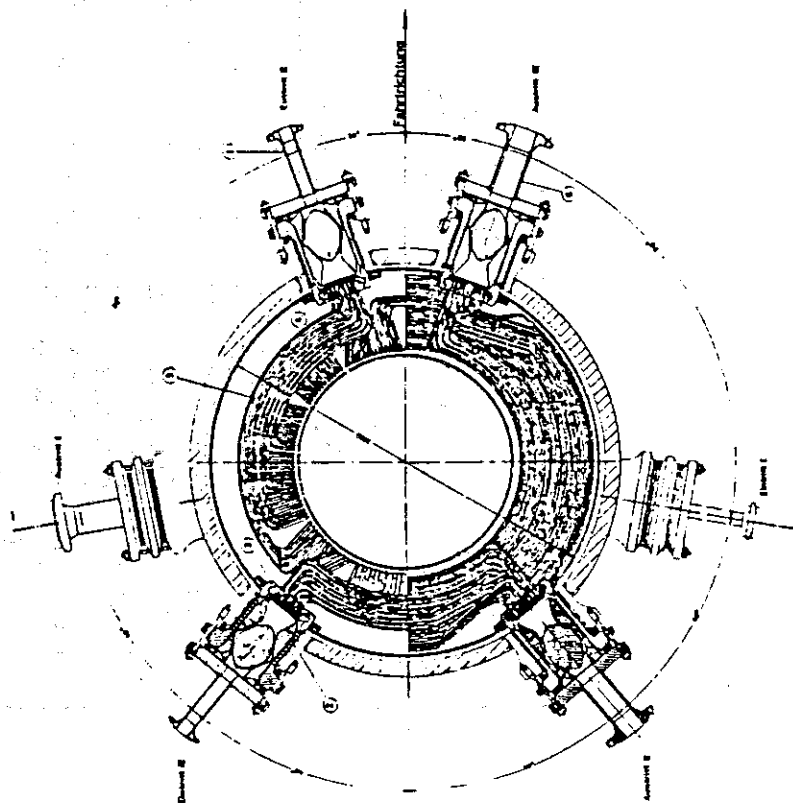


図 4.3 VVER-440 シリーズ用SGV-4 型蒸気発生器



- | | | | |
|---|-------------------------------|---|-----------------------|
| 1 | Speisewasser-Eintrittsteilung | 1 | feed water inlet |
| 2 | Sammler-Hülse | 2 | collector sleeve |
| 3 | Bayonett-Verschluß | 3 | bayonet lock |
| 4 | Lechplatte | 4 | tube plate |
| 5 | Dampferzeuger-Röhre | 5 | steam generator tubes |
| 6 | Frühdampf-Austrittsteilung | 6 | steam exit |



Betriebsdaten

Wärmeleistung	Primärseite	Sekundärseite
Durchflußmenge	2352 t/h	32,68 · 10 ⁶ kcal/h
Dampfmenge	64 t/h	
Einkristtemperatur	278 °C	185 °C
Auskrysttemperatur	266,7 °C	277 °C
Druck am Eintritt	164,5 atü	38 atü
Druck am Austritt	31 atü	31 atü
Höchstzulässiger Betriebsdruck	165 atü	
Höchstzulässiger Betriebstemperatur	308 °C	

図 4.4 オットーハーノン用蒸気発生器

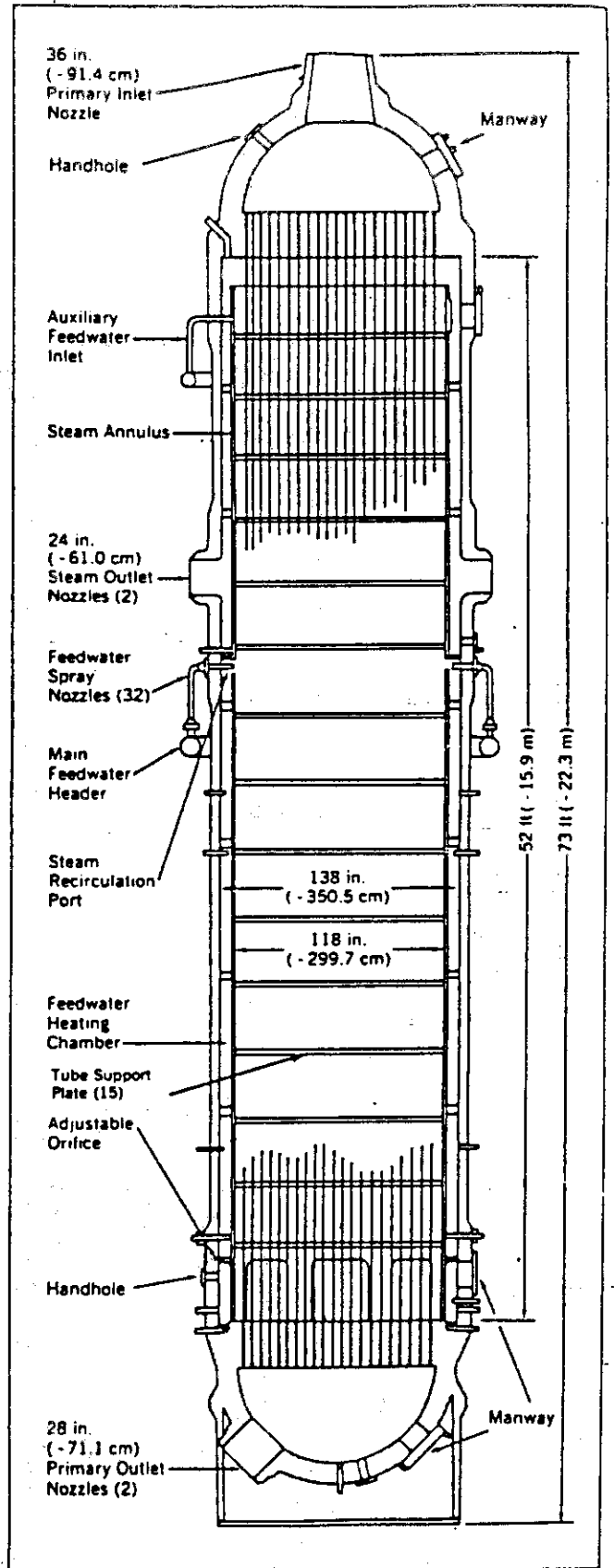
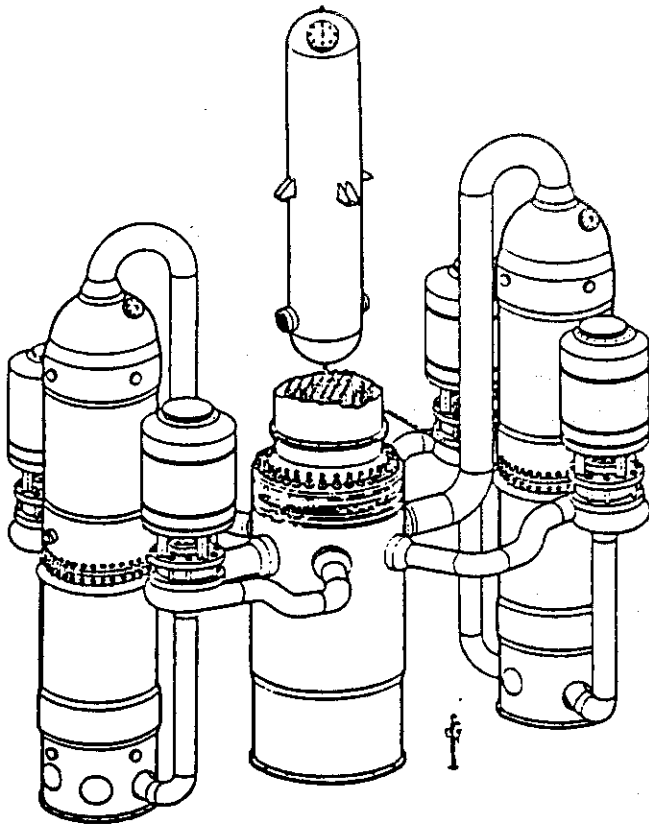


図 4.5 B & W 蒸気発生器

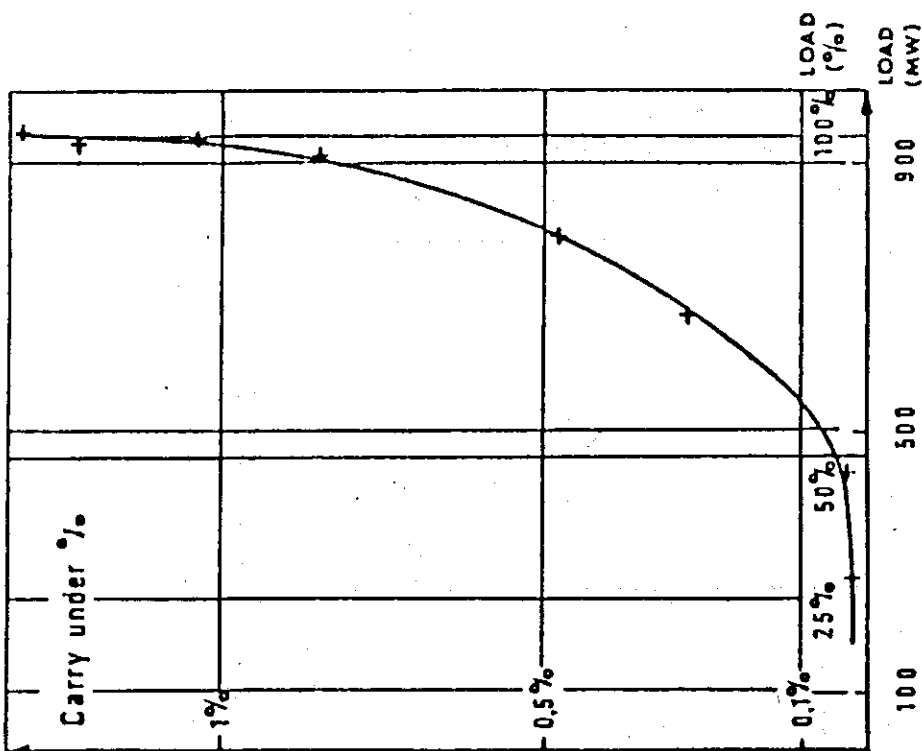


図 4.7 負荷とキャリアンダの関係 (Bugey-4号)

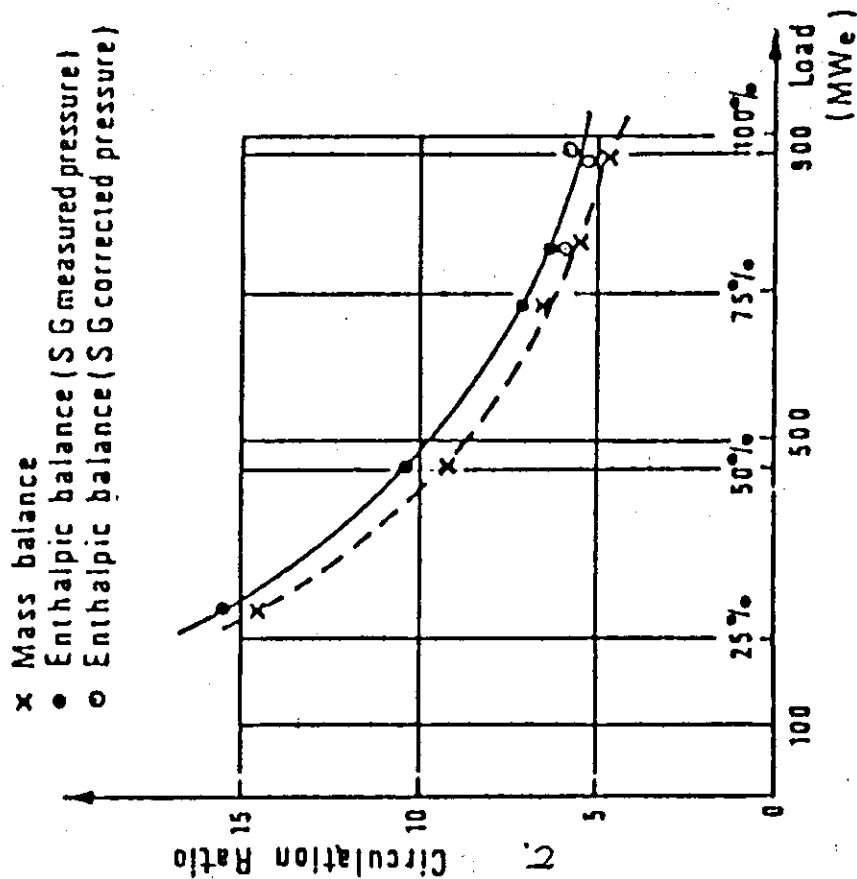


図 4.6 負荷と循環比の関係 (Bugey-4号)
(垂直U字管式再循環型蒸気発生器)

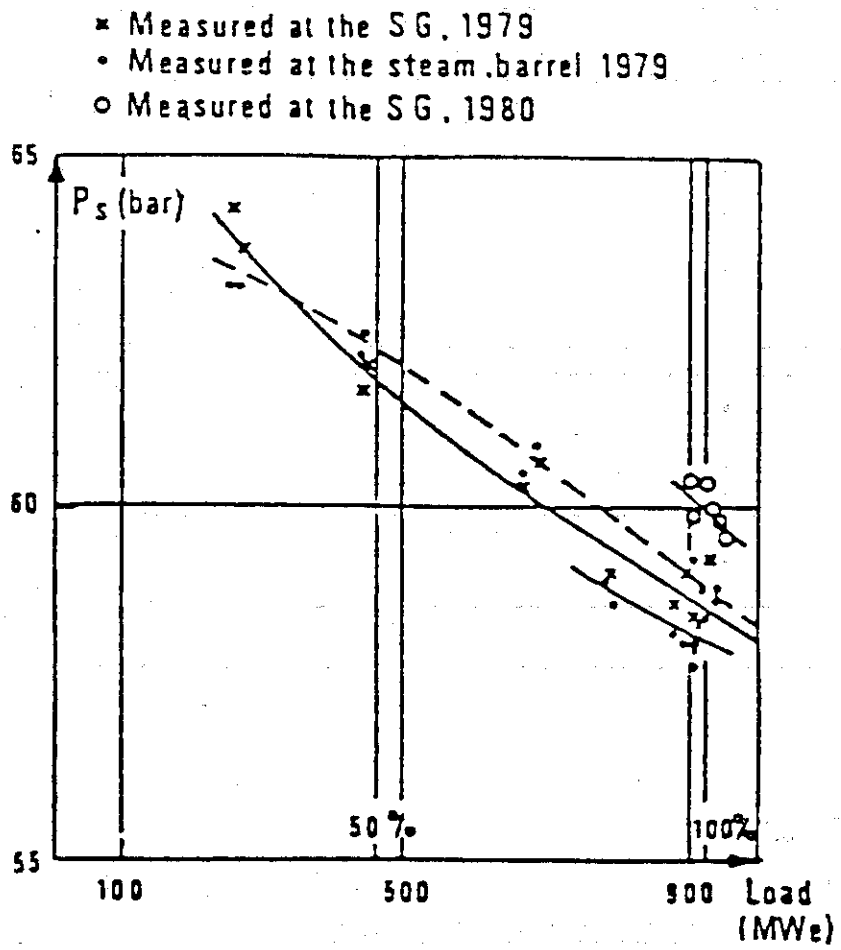


図 4.8 負荷と飽和蒸気圧力の関係 (Bugey-4号)

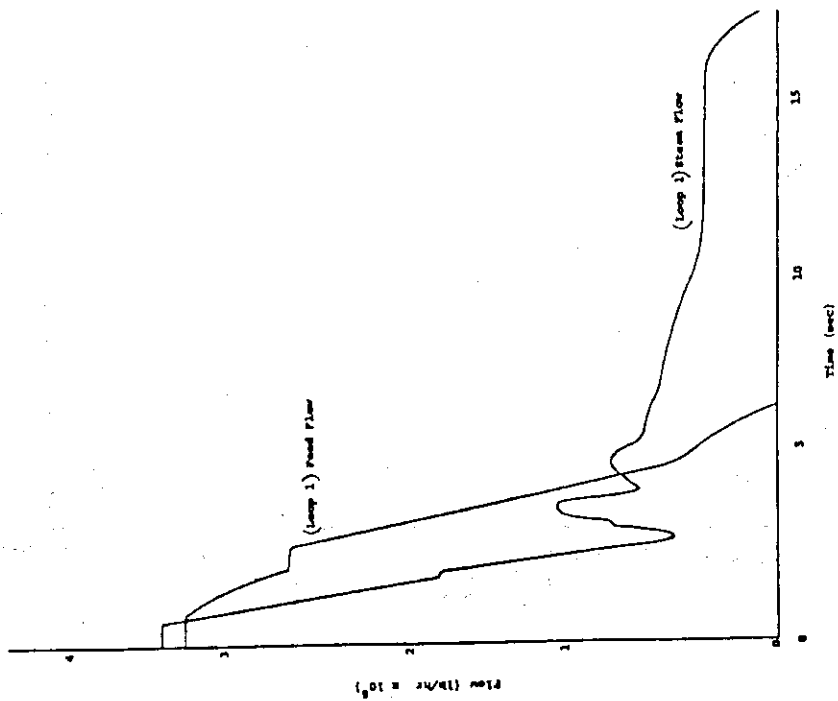


図 4.9 タービントリップ時の蒸気・給水流量の経時変化
(Donald C. Cook - 1号) (垂直U字管式再循環型蒸気発生器)

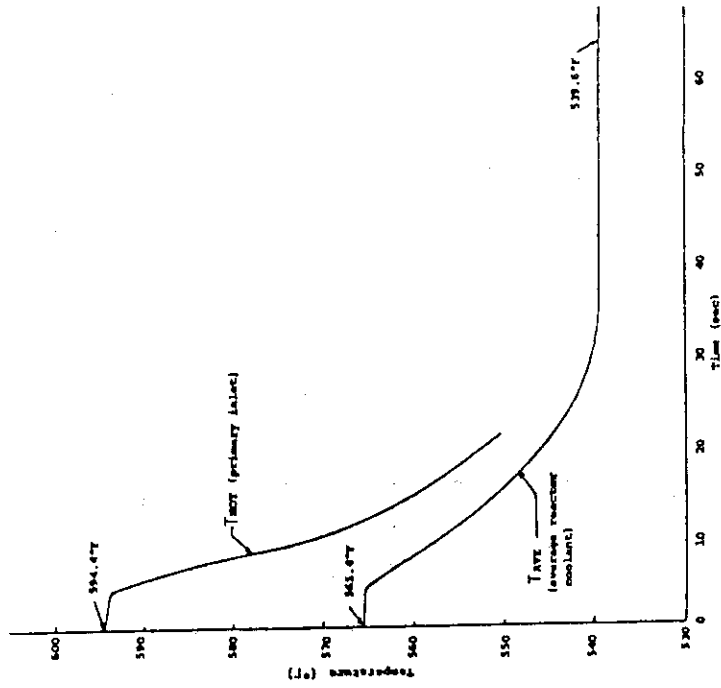


図 4.10 一次冷却水の入口温度 T_{hot} と平均温度 T_{ave} の経時変化
(Donald C. Cook - 1号)

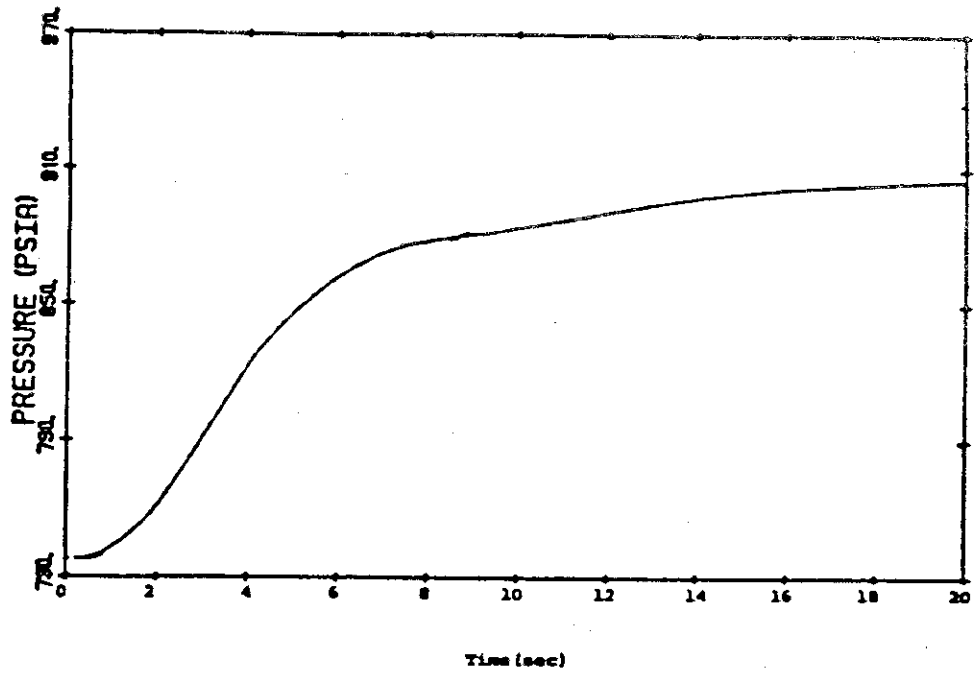


図 4.11 タービントリップ時の蒸気圧力の経時変化
(Donald C. Cook-1号)

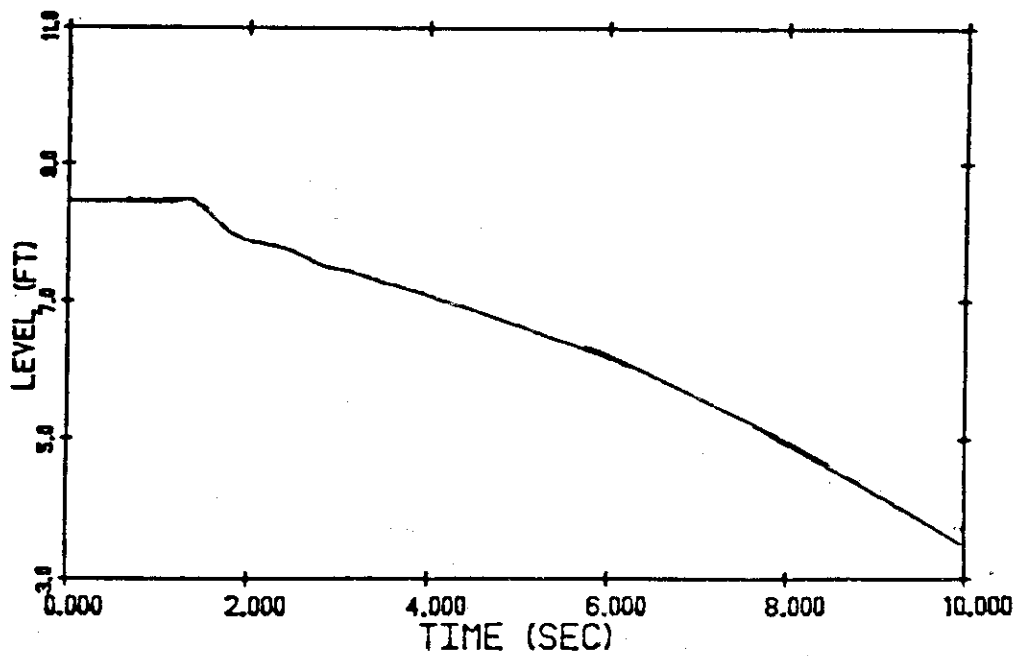


図 4.12 タービントリップ時の蒸気発生器水位の経時変化
(Donald C. Cook-1号)

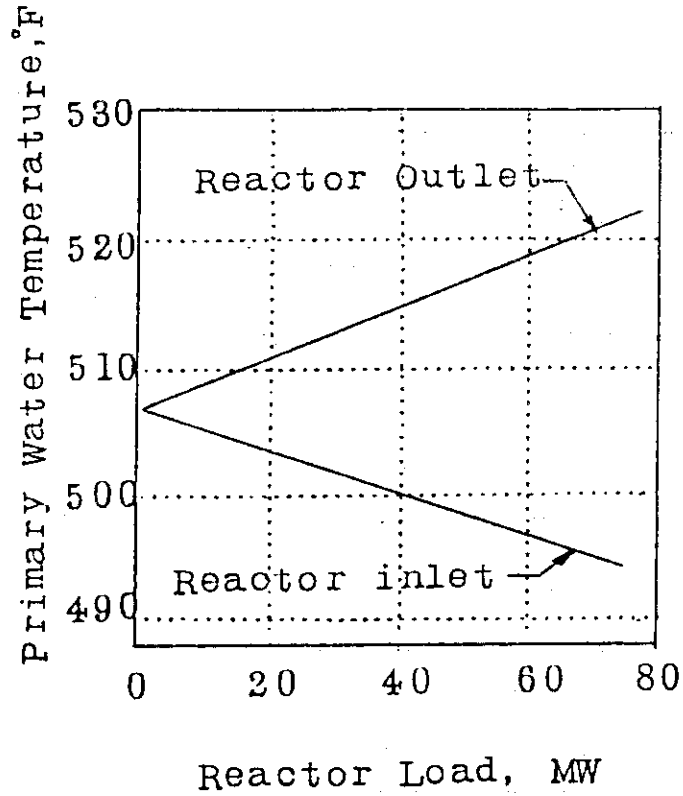


図 4.13 原子炉出力と一次冷却水温度の関係 (原子力船サバンナ)
(水平U字管式再循環型蒸気発生器)

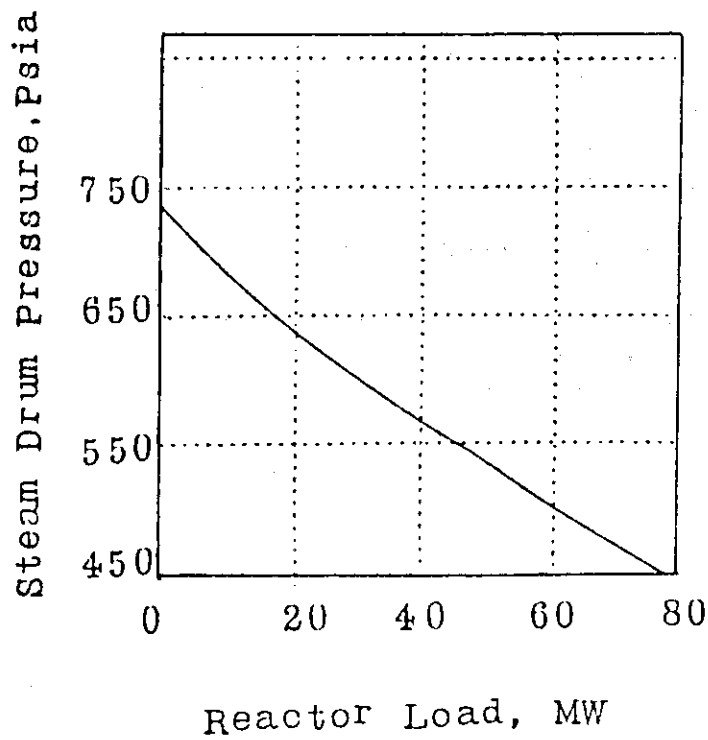


図 4.14 原子炉出力と蒸気ドラム圧力の関係 (原子力船サバンナ)

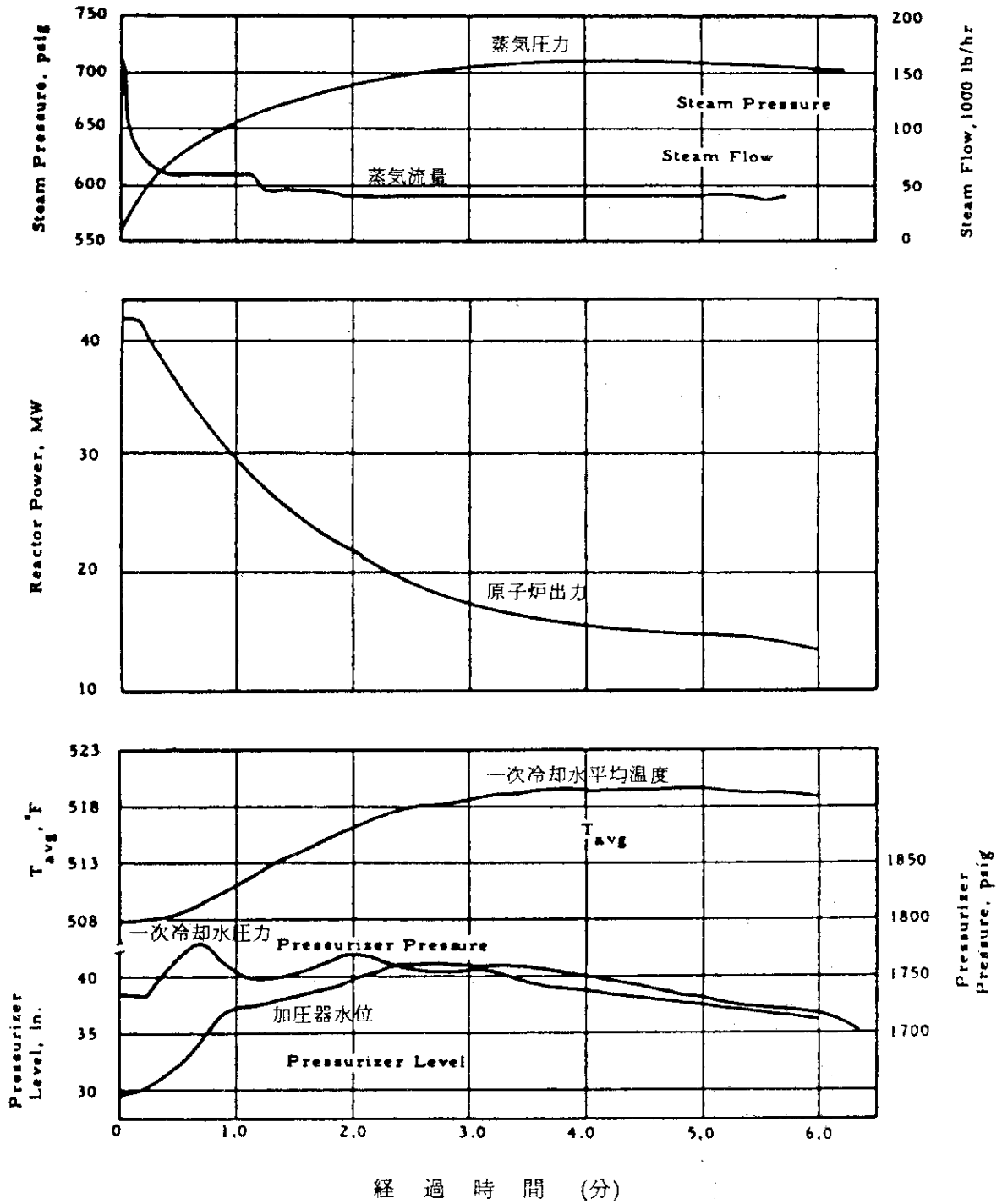


図 4.15 60%出力から基底負荷への緊急負荷減少時の応答特性
(プラント無制御時) (原子力船サバンナ)

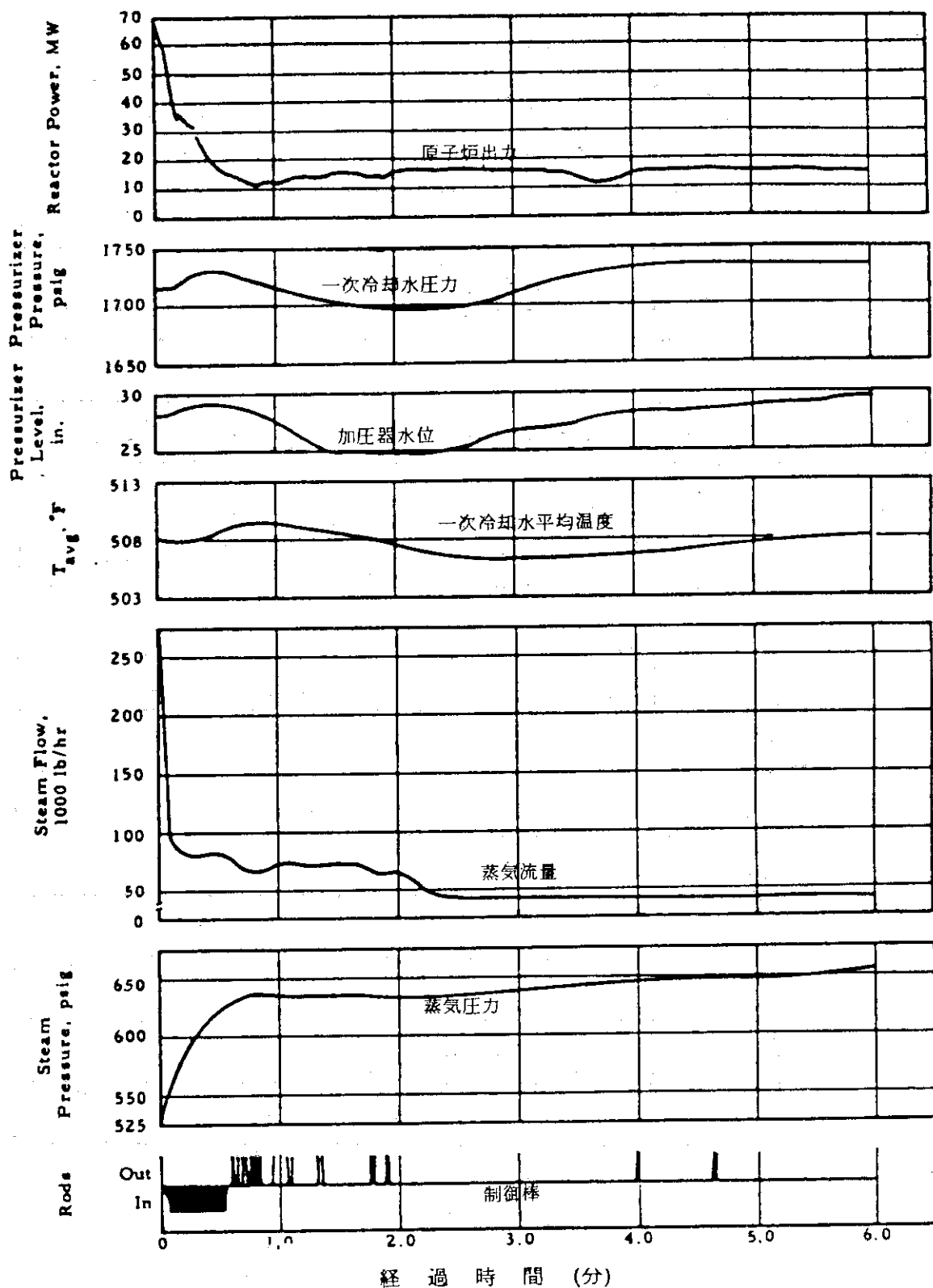


図4.16 100%出力から基底負荷への緊急負荷減少時の応答特性
(プラント制御時) (原子力船サバンナ)

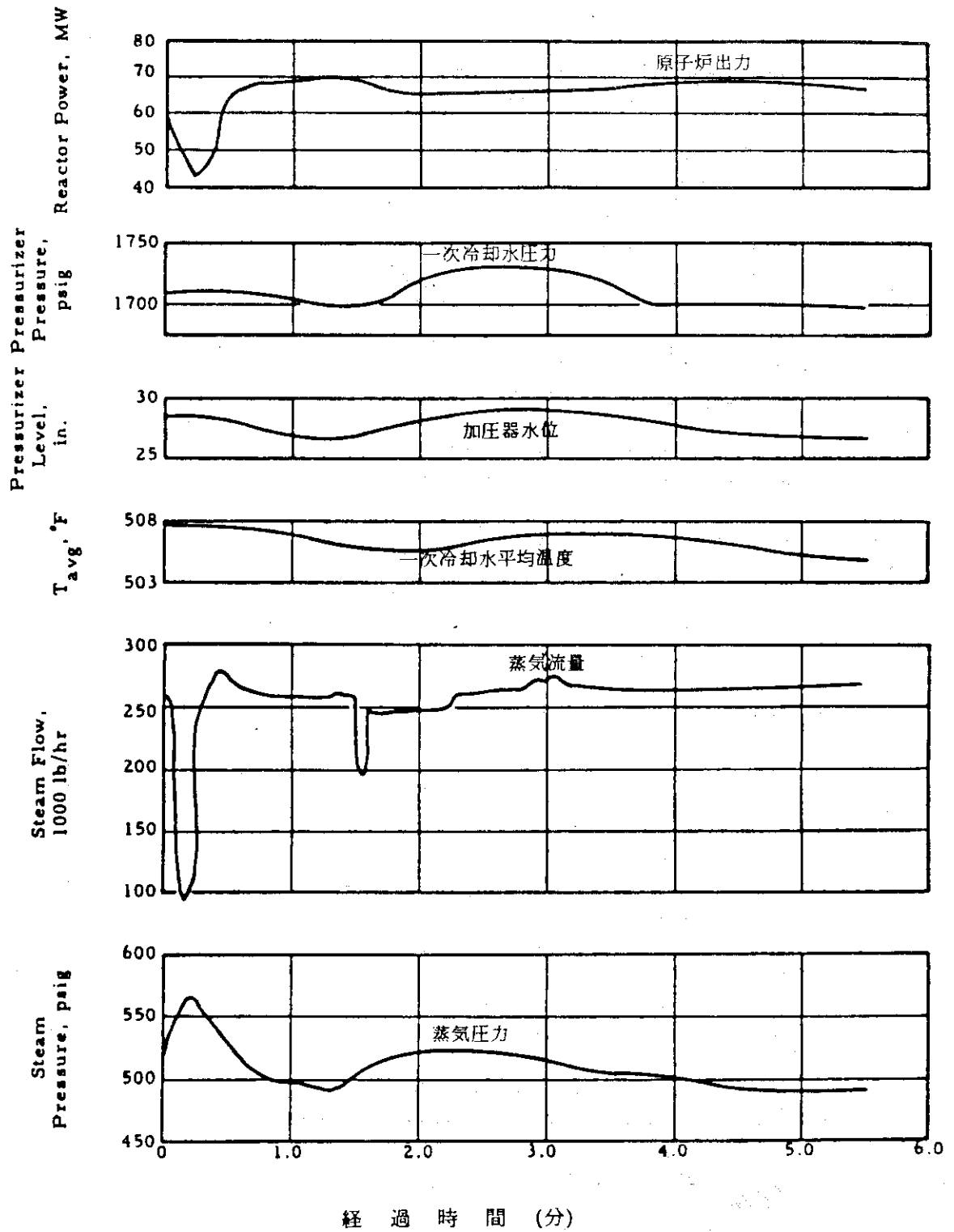


図 4.17 全速前進から全速後進への切換時の応答特性 (原子力船サバンナ)
(プラント制御時)

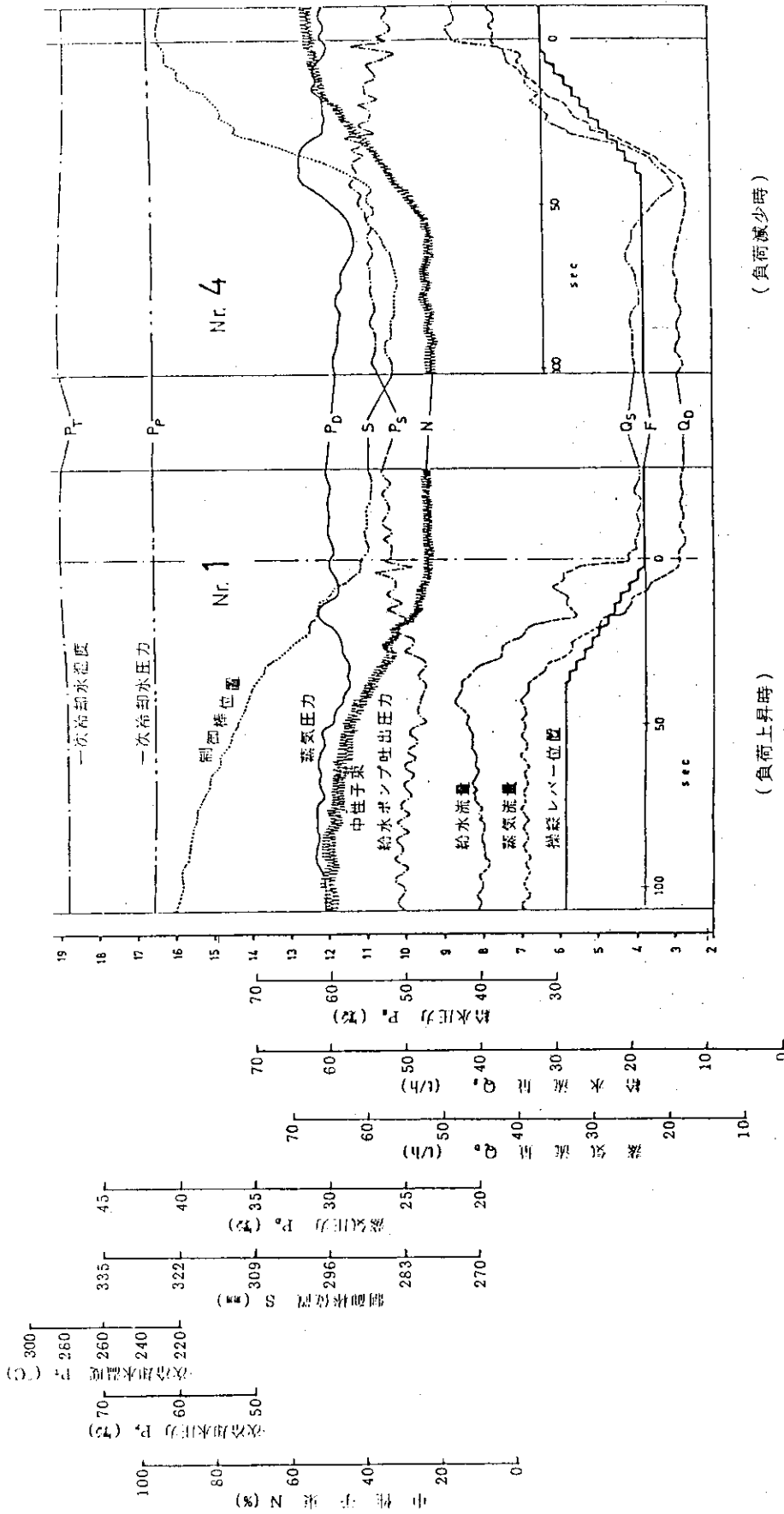
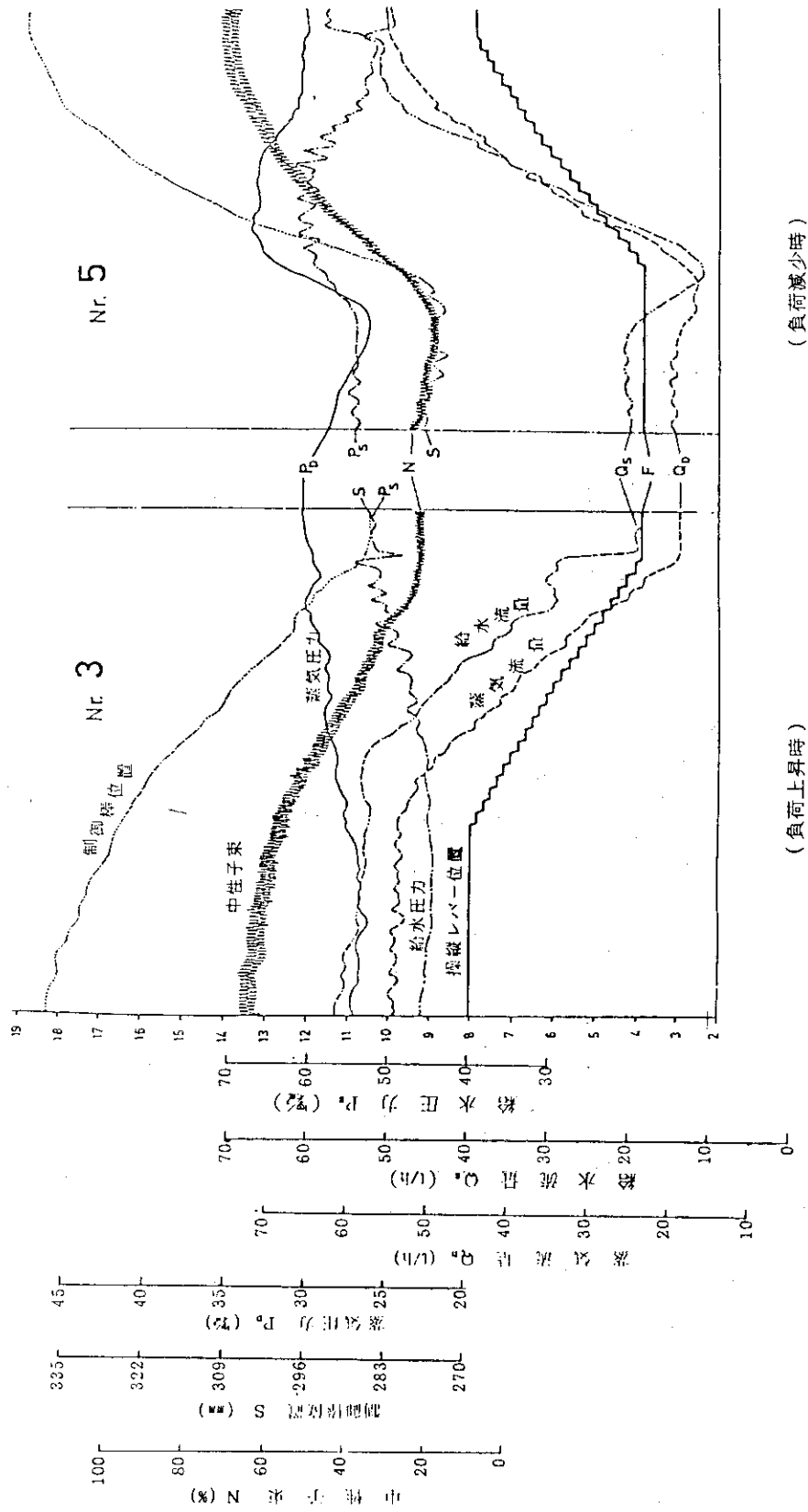


図 4.18 負荷変化率 1%/sec での蒸気流量 (20 t/h の範囲で) 増・減時の応答特性 (原子力船オートハートン) (ヘリカルコイル式貫流型蒸気発生器)



(負荷減少時)

(負荷上昇時)

図 4.19 負荷変化率 1%/sec での蒸気流量 (20 t/h の範囲で) 増・減時の応答特性 (原子力船オットハーン)

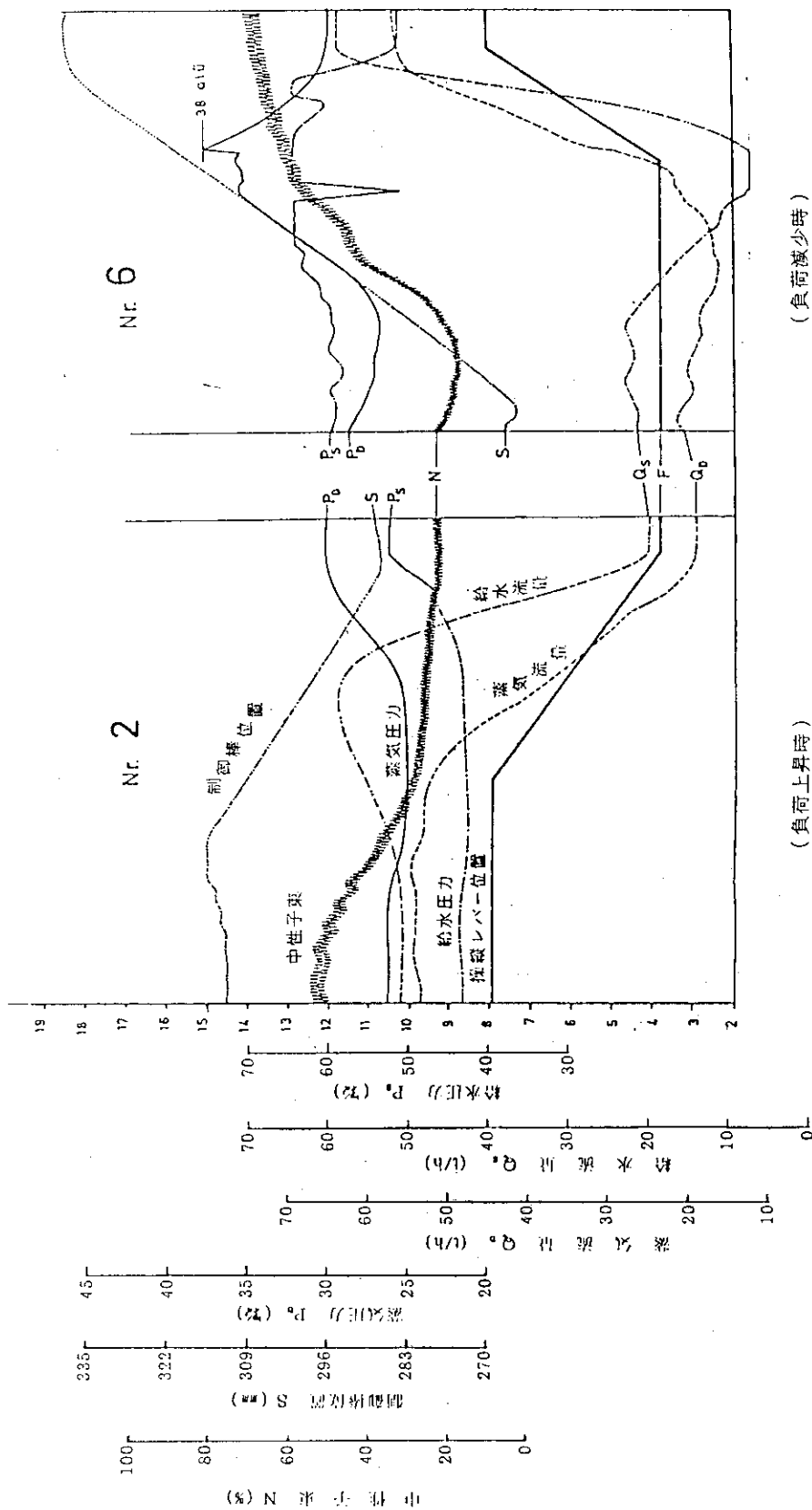


図 4.20 負荷変化率 4%/sec での蒸気流量 (20 t/h の範囲で) 増・減時の応答特性 (原子力船オートハートン)

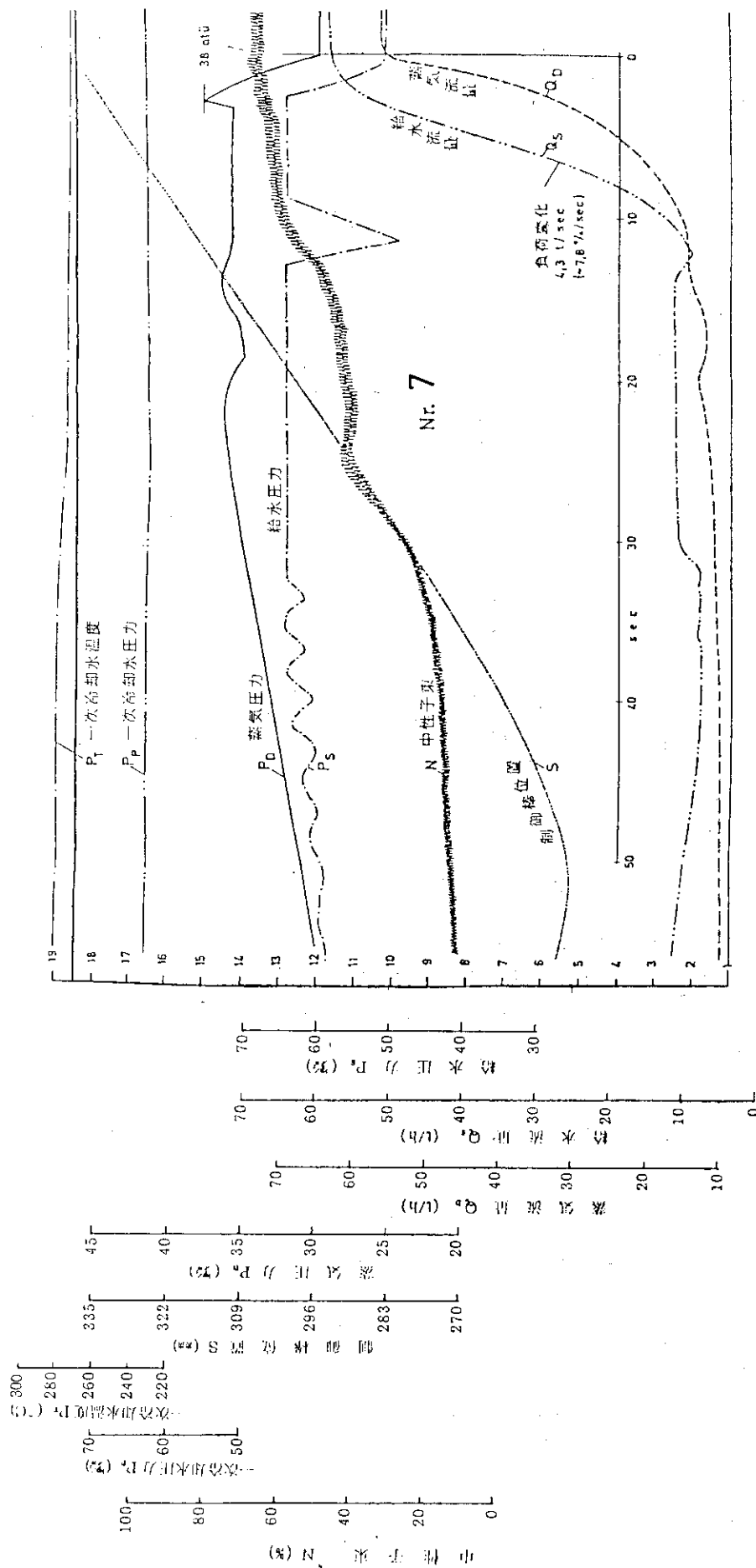
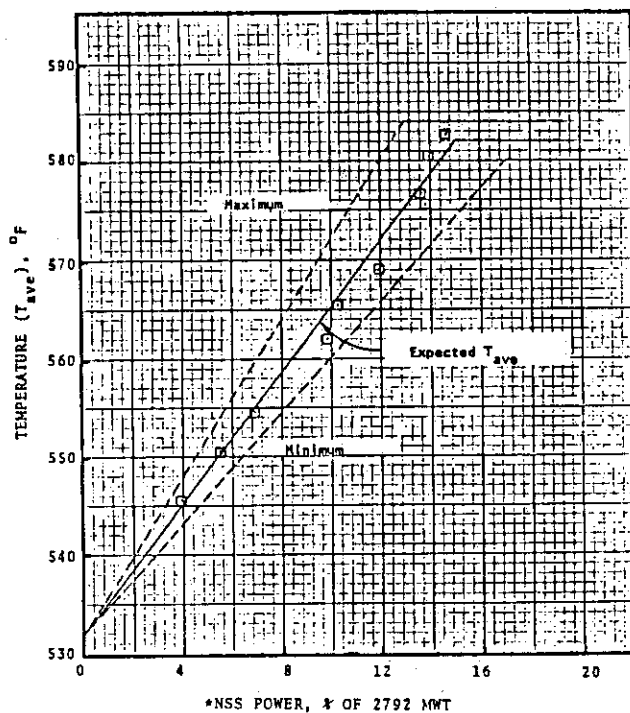
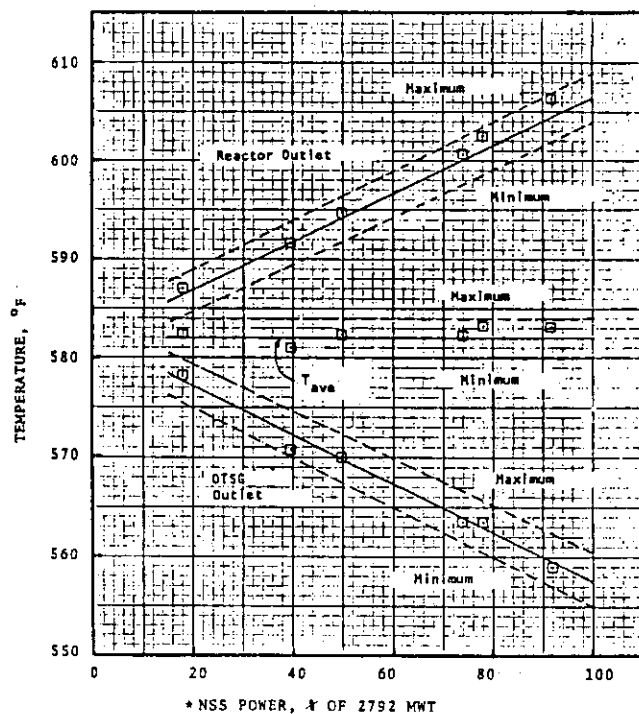


図 4.21 タービントリップ（負荷変化率 7%/sec）時の応答特性（原子力船オートハーション）



*NSS Power is Design Core Power plus 20 MWt from RC Pumps.

図 4.22 出力と一次冷却水温度 T_{ave} の関係 (Rancho Seco-1号)
(直管式貫流型蒸気発生器)



*NSS Power is Design Core Power plus 20 MWt for RC Pumps.

図 4.23 出力と一次冷却水温度 (T_{ave} , T_{hot} , T_{cold}) の関係 (Rancho Seco-1号)

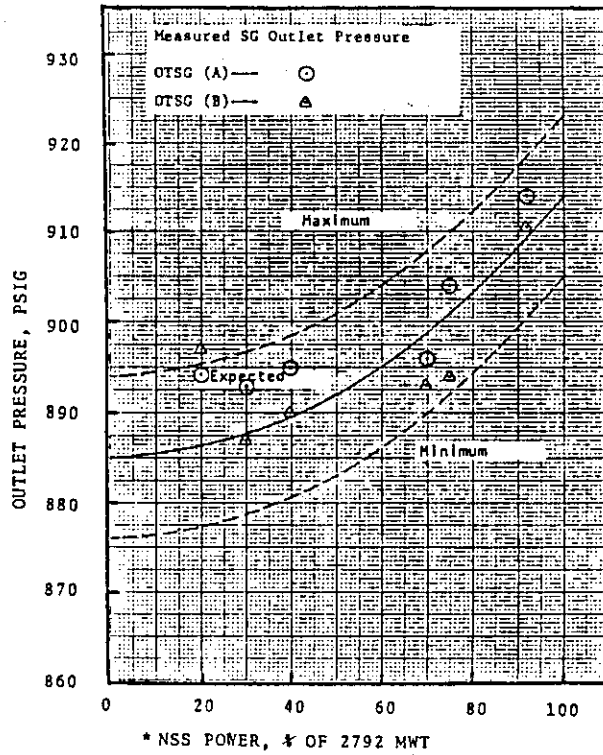


図 4.24 出力と蒸気圧力の関係 (Rancho Seco - 1号)

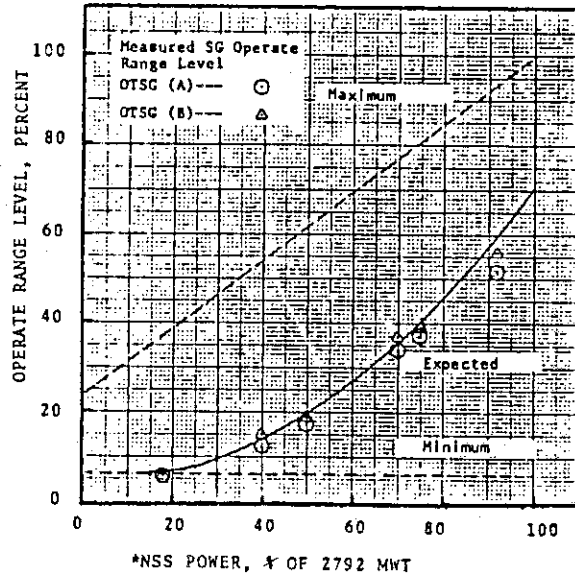
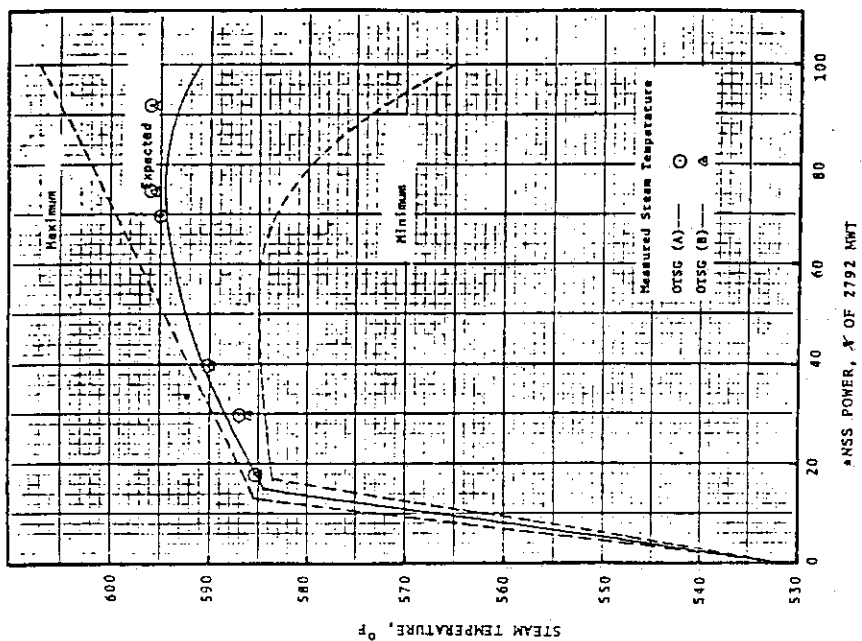
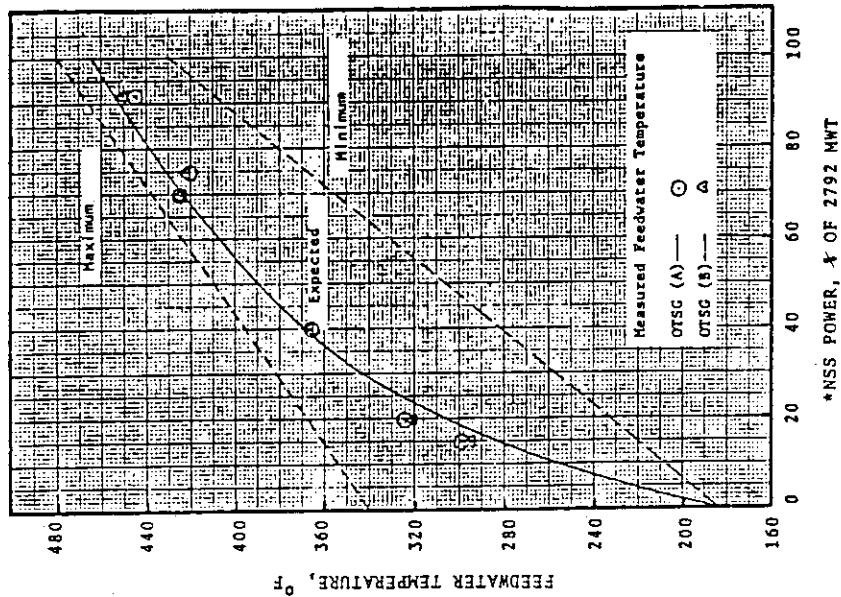


図 4.25 出力と水位の関係 (Rancho Seco - 1号)



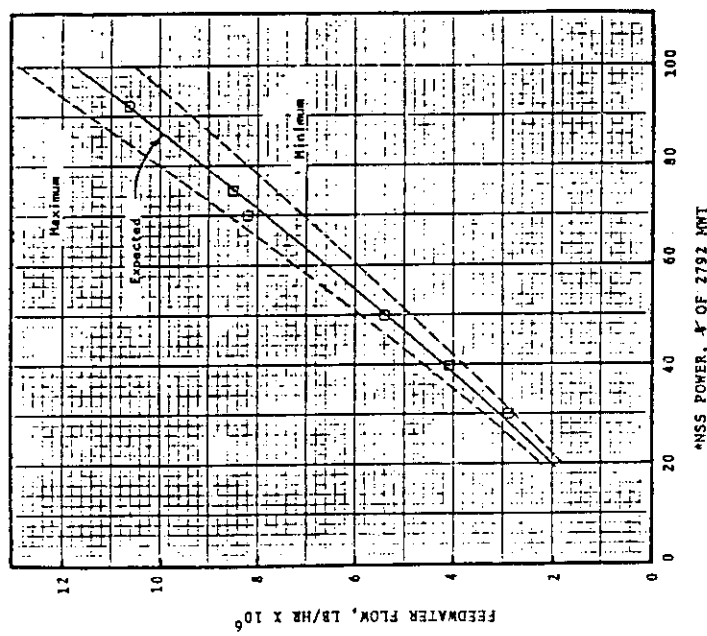
*NSS Power Is Design Core Power plus Mwt for RC Pumps.

図 4.26 出力と蒸気温度の関係 (Rancho Seco - 1 号)



*NSS Power Is Design Core Power plus 20 Mwt for RC Pumps.

図 4.27 出力と給水温度の関係 (Rancho Seco - 1 号)



*NSS Power is Design Core Power plus 20 MWt for RC Pumps.

図 4.28 出力と給水流量の関係 (Rancho Seco - 1 号)

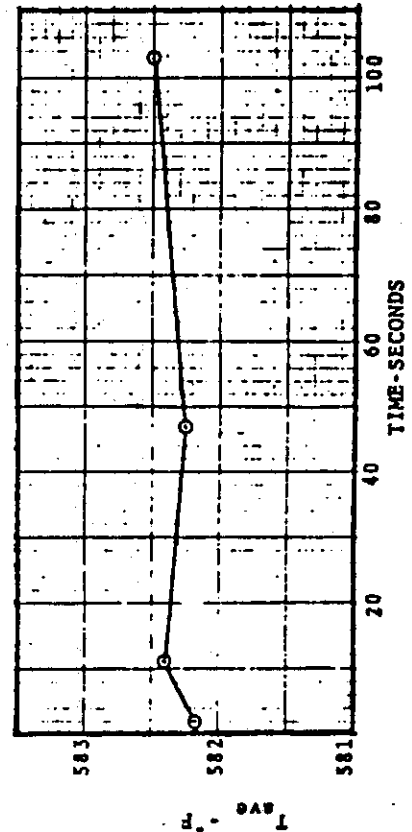
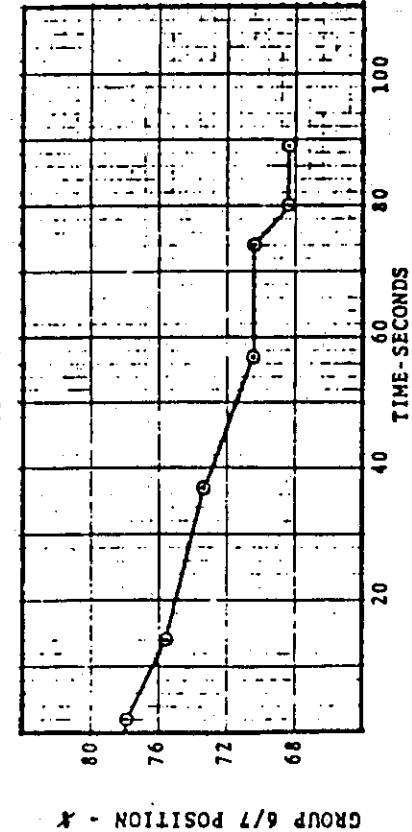
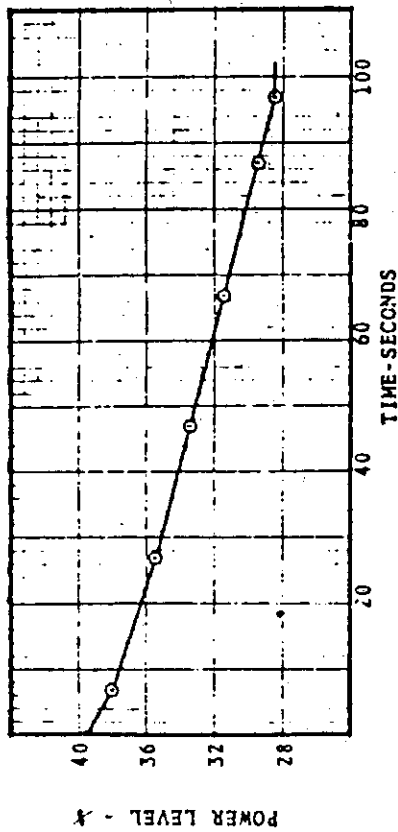
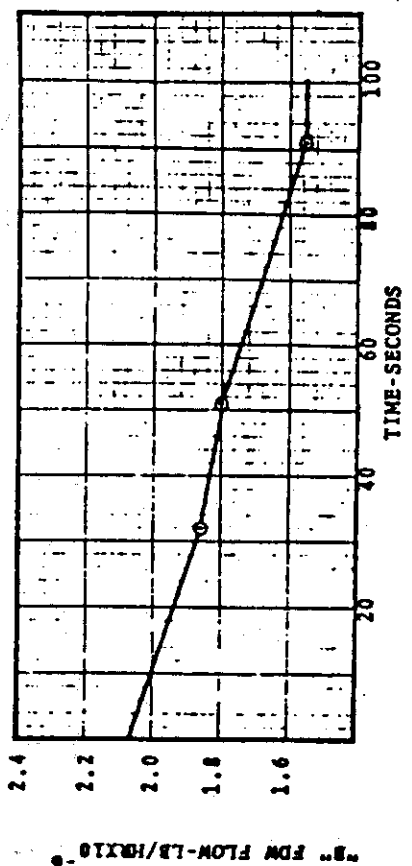
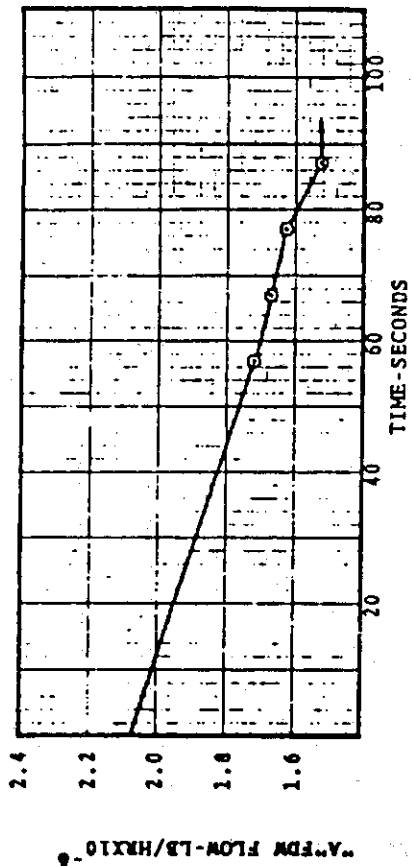
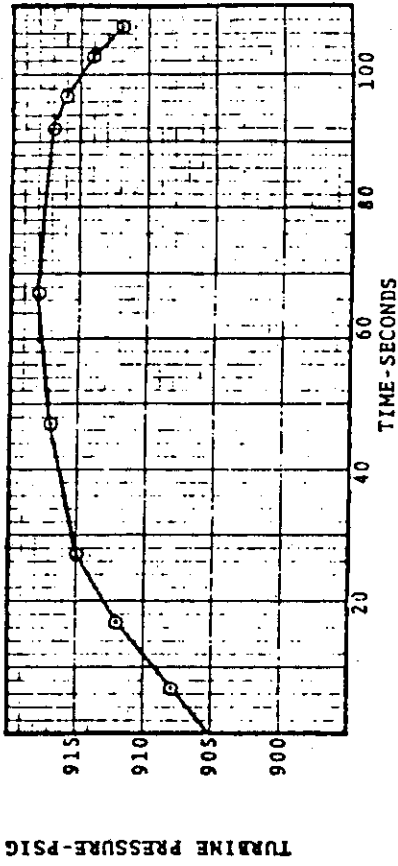


図 4.29 出力変化率 5%/min で出力を 40% から減少する時の応答特性 (Rancho Seco - 1号)

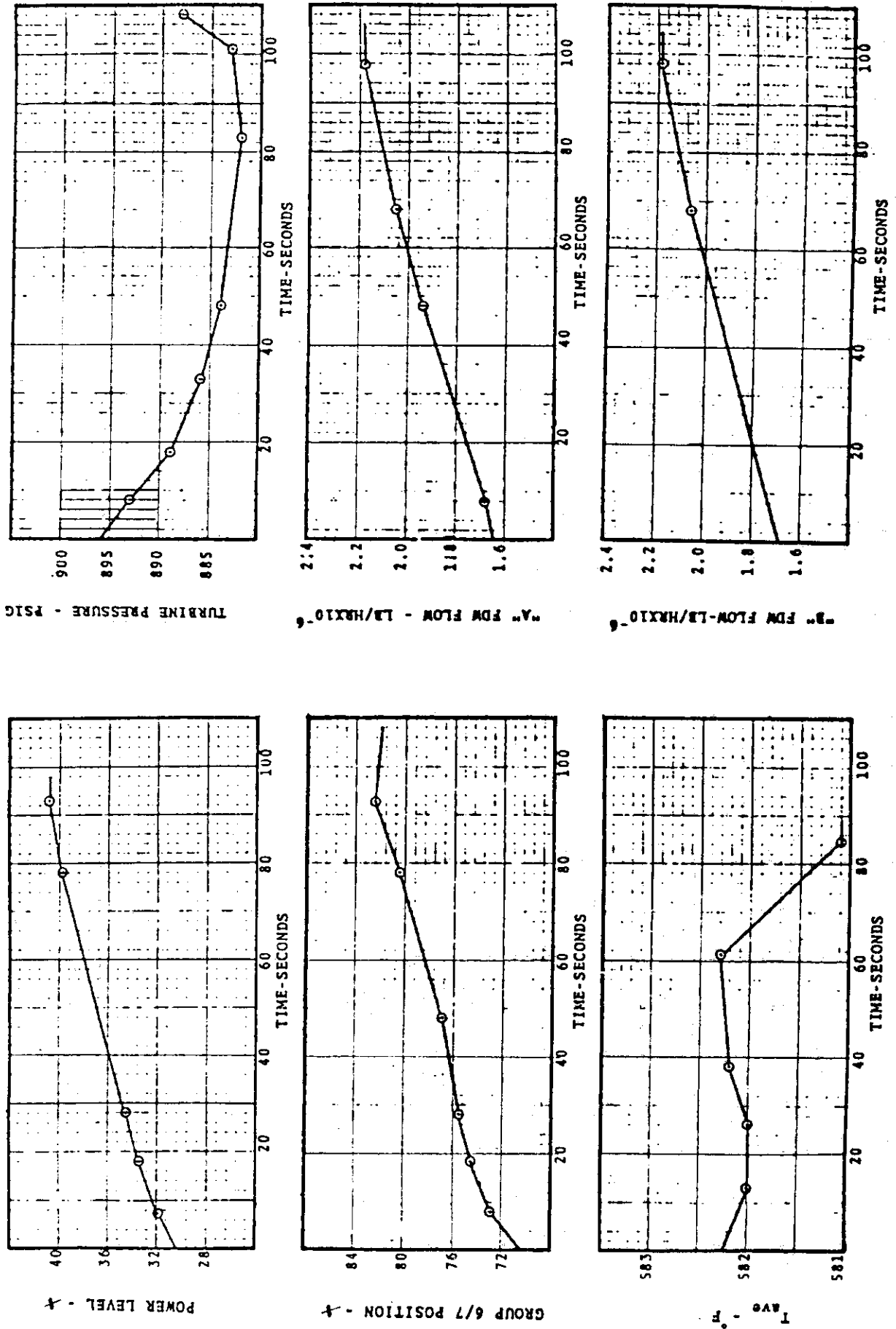


図 4.30 出力変化率 5%/min で出力を 40%まで増加する時の応答特性 (Rancho Seco - 1号)

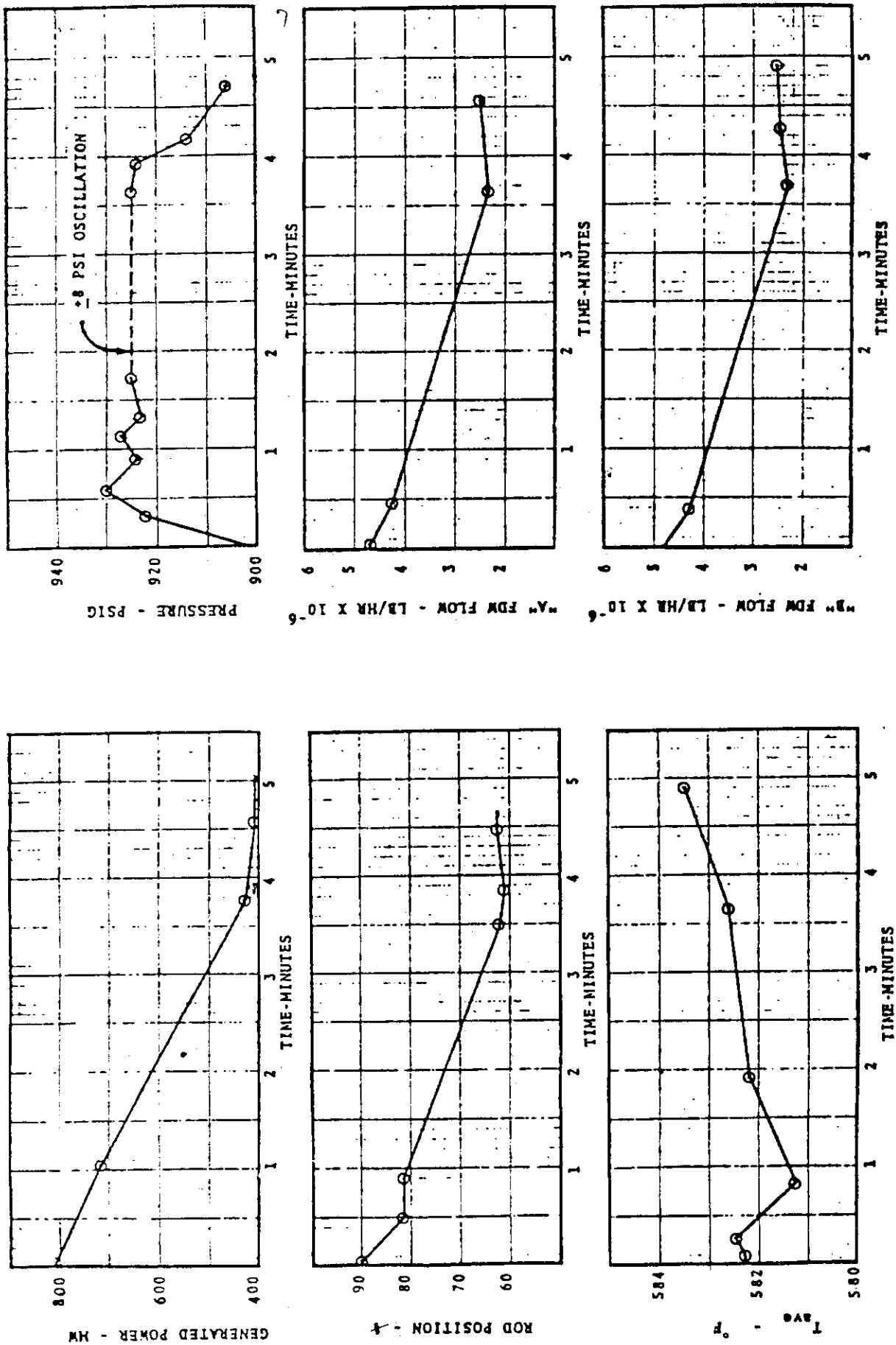


図 4.31 出力変化率 10%/min で出力を 85% から減少する時の応答特性 (Rancho Secco - 1 号)

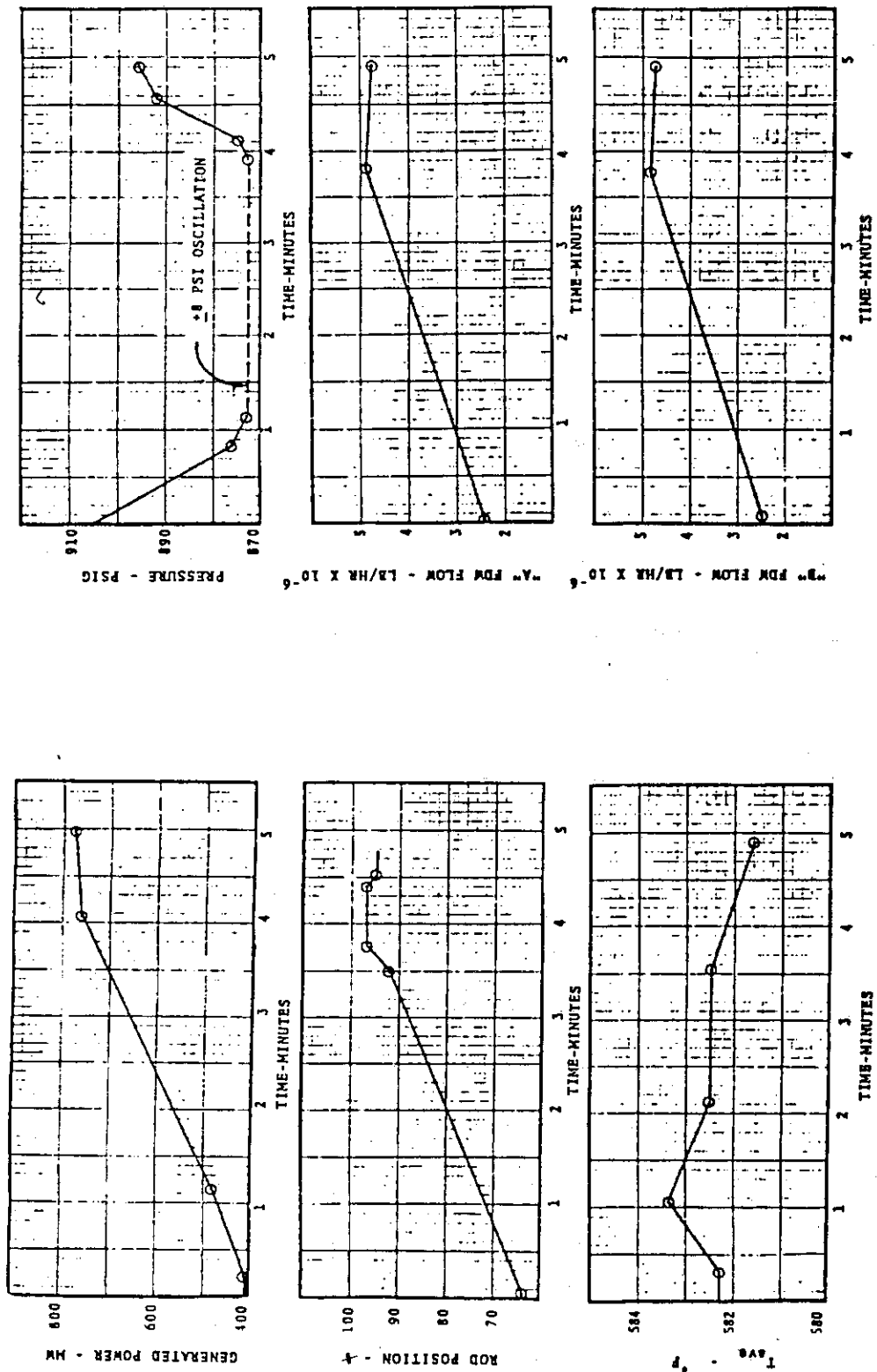


図 4.32 出力変化率 10%/min で出力を 85%まで増加する時の応答特性 (Rancho Seco-1号)

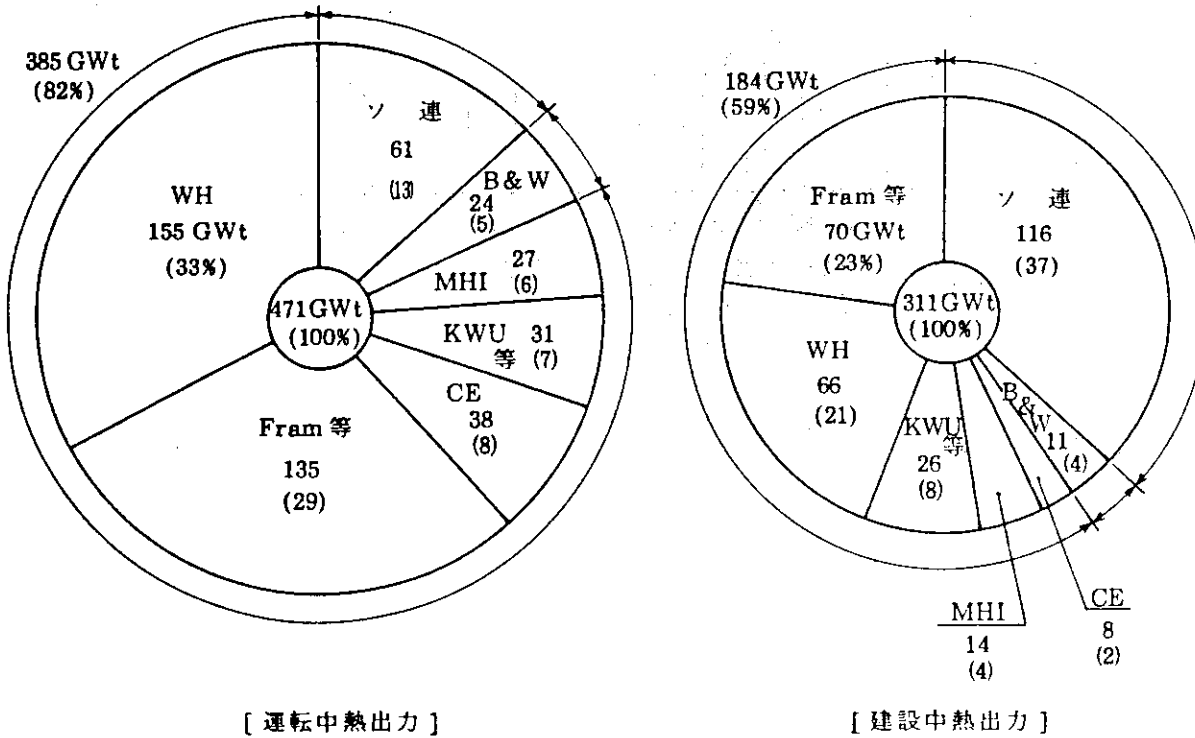
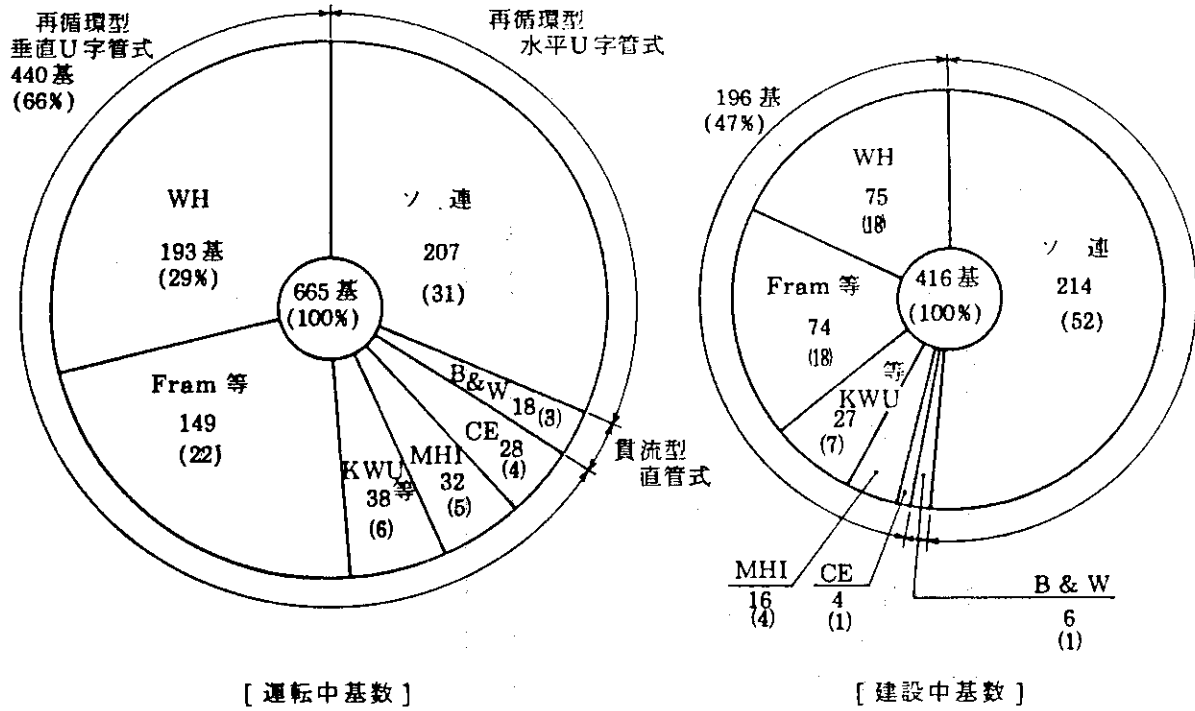


図 4.33 発電PWR用蒸気発生器の基数と熱出力のメーカー別シェア

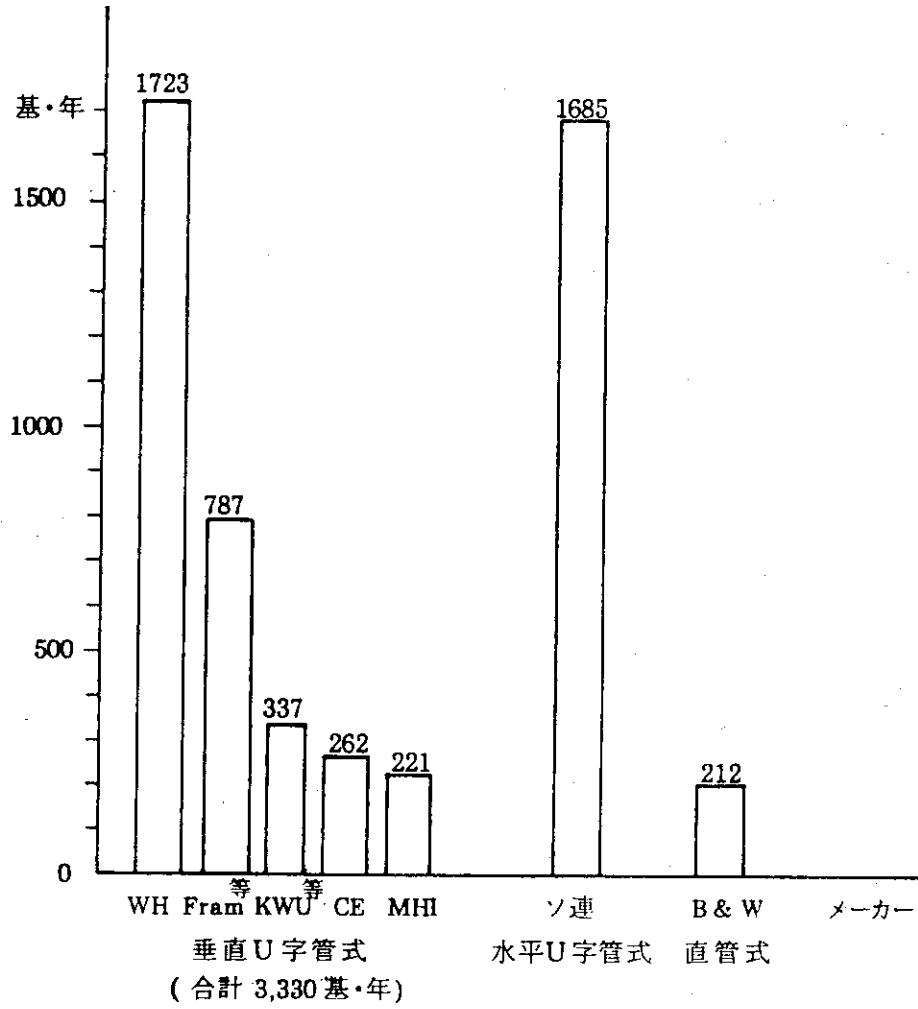


図 4.34 発電PWR用蒸気発生器の運転経験 (1986年末現在)

5. 蒸気発生器の動特性の解析

5.1 概 要

本章では、再循環型蒸気発生器を用いた船用炉と、貫流型蒸気発生器を用いた船用炉について動特性解析を実施し、その結果の比較・計価を行う。

再循環型蒸気発生器を用いた船用炉として「むつ」炉を、貫流型蒸気発生器を用いた船用炉として試設計の一体型船用炉を対象として動特性解析を実施した。

上記船用炉の蒸気発生器の型式は、

む つ 炉……………垂直U字管式再循環型蒸気発生器

試設計一体型船用炉……………ヘリカルコイル式貫流型蒸気発生器

である。「むつ」の蒸気発生器の主要目を表5.1に示す。改良船用炉(一体型炉)の蒸気発生器については3章を参照。これ以外にも、両船用炉には、次のようなプラント上の違いがある。

	(む つ 炉)	(試設計炉)
(1) 炉型式	分 離 型	一 体 型
(2) 燃 料	棒 状 燃 料	板 状 燃 料
(3) 加圧器	加圧器コンデンサなし	加圧器コンデンサ有

したがって、解析結果は蒸気発生器の特性とそれ以外のプラントの特性とが合わさったものとなるが、その中からできるだけ蒸気発生器の特性を抽出して、比較・評価を行う。

なお、以下の各章では、垂直U字管式再循環型蒸気発生器をU-SG、ヘリカルコイル式貫流型蒸気発生器をOTSGと略し、また、それぞれの型式の蒸気発生器を用いた炉を、U-SG炉、OTSG炉と略して示した。

試設計一体型船用炉の構造等詳細については別報(4)を参照のこと。

5.2 再循環型蒸気発生器の動特性解析

(1) 負荷変動条件

動特性解析を実施する負荷変動条件は、以下の4つのケースである。

(A) 急速出力上昇

基底負荷 (18%) $\xrightarrow{30 \text{ 秒}}$ 常用負荷 (90%)

(B) 急速出力減少

全 負 荷 (100%) $\xrightarrow{1 \text{ 秒}}$ 基底負荷 (18%)

(C) 後前進切換

後進全負荷 (80%) $\xrightarrow{5 \text{ 秒}}$ 基底負荷 (18%) $\xrightarrow{30 \text{ 秒}}$ 全 負 荷 (100%)

(D) 出力減少

常用負荷 (90%) $\xrightarrow{\hspace{2cm}}$ 基底負荷 (18%)
30 秒

(2) 計算コード

解析には、PWRプラントの動特性解析コードPWRDYN^[1]を用いる。

(3) 解析モデル

解析モデルの概略図を図 5.1 に示す。

炉プラントの解析モデルは、原子炉一次系、二次系、制御系で構成する。一次系は原子炉炉心、蒸気発生器、加圧器およびこれらを結ぶ流路により構成する。また、二次系は給水制御弁から主機タービン操作弁および主蒸気ダンプ弁までを考慮する。

本解析では、一次冷却水流量は一定とし、一次冷却水ポンプは考慮しない。

解析では、各負荷変動の要求負荷に対応して主機タービン操縦弁開度を変化させる。過渡変化中の各時刻における主機タービン操縦弁開度の値は、蒸気圧力と必要蒸気流量から求める。

(4) 使用データ

解析で用いるプラントの定数は、むつ炉を模擬したものとする。

以下に主なデータの内容について簡単に説明する。

(A) 蒸気発生器初期圧力および流量

各負荷変動における蒸気発生器の初期圧力および初期流量を、表 5.2^[3] に示す。

(B) スクラム設定値

解析で考慮したスクラム信号の種類およびスクラム設定値を、表 5.3 に示す。

(C) 燃料ギャップ熱伝達係数

BOL の燃料温度に対応した値として、 $0.276 \text{ kcal/m}^2\text{s}^\circ\text{C}$ を用いた。

(D) 炉プラント各部容積

炉プラント各部容積を表 5.4 に示す。

解析では、一次系を 11 領域に分けている。

(E) 制御棒制御系

制御棒制御系のブロック線図と制御定数を、図 5.2 に示す。

制御棒駆動速度は、 80 mm/min ($= 0.1333 \text{ cm/s}$) とする。

(F) 給水制御系

給水制御系のブロック線図と制御定数を、図 5.3 に示す。伝達関数については、文献[1]とPWRDYNコードのプログラムとで相違している部分があったため、図 5.3 ではプログラムの内容に合わせて修正して示した。

(G) 加圧器制御系

PWRDYNコードでは、加圧器制御系を考慮できないため、逃し弁、ヒータ、スプレイ等の作動は、すべて加圧器圧力と流量ないし出力の関係で入力する。

図 5.4 に逃し弁、ヒータ、スプレイの作動特性を示す。

(H) 蒸気ダンプ弁作動特性

図 5.5 に、蒸気ダンプ弁作動特性を示す。

むつ炉の蒸気ダンプ弁は、ヒステリシスのある ON-OFF 制御が行われる。しかし、PWRDYN コードでは、ON-OFF 特性が考慮できないため、蒸気弁開度が蒸気圧力に比例するとして扱った。

(I) SG の循環比

SG の循環比は、100%出力時において 5.26 となるように、SG 二次側の全圧力損失係数に乗ずる係数 (AFRICT) を調整する。調整後の AFRICT の値は 6.66 であった。この値を、他の初期出力においても使用する。

(J) 給水エンタルピ

給水エンタルピは、161.8 kcal/kg で一定とする。

(K) 主機タービン操縦弁開度

外乱として、主機タービン操縦弁開度を入力する。

PWRDYN コードでは、初期状態において、主機タービン操縦弁開度が常に主機タービン相対蒸気流量と等しく置かれること、および過渡変化途中の蒸気流量計算に蒸気圧力による修正が行われるために、負荷変動ごとに操縦弁の相対開度変化を計算して入力する必要がある。

図 5.6 に、各負荷変動における操縦弁開度の変化を示す。

(L) 炉心反応度等

炉心反応度に関するデータは、BOL における値を用いる。

制御棒反応度は、炉心内の平均値に相当する値として、 $32 \times 10^{-5} \Delta K/K/cm$ を用いる。

炉心軸方向分割数は 6 領域とし、軸方向出力分布はコサイン分布とする。

(5) 蒸気発生器データの詳細出力機能

蒸気発生器内の詳細な状態がかわるように、図 5.7 に示すような蒸気発生器データ詳細出力機能を PWRDYN コードに付け加えた。

図 5.7 では、蒸気発生器を加熱領域、ライザ部、ドーム部、上部ダウンカマ部、下部ダウンカマ部に分け、次のような状態量を表示している。

MT : 流体重量, ML : 液体重量, MG : 蒸気重量

RG : ボイド率, X : クオリティ, HD : ヘッド

FT : 全流量, FL : 液体流量, FG : 蒸気流量

HF : 流体エンタルピ, HL : 液体エンタルピ

HG : 蒸気エンタルピ, XCU : キャリアンダクオリティ

蒸気ドームの圧力・蒸気容積・蒸気温度・蒸気エンタルピ

水位 (混合水位, 水頭, 水位計の値)

SG 内各領域のヘッドおよび合計ヘッド

$$\text{循環比} (= \frac{\text{給水流量} + \text{再循環流量}}{\text{給水流量}})$$

(6) 解析結果

解析結果を、図 5.8 から図 5.11 に示す。U-SG と OTSG について共通の項目については (1/7) ~ (5/7) に、U-SG に固有のものについては (6/7) に OTSG に固有なものについては (7/7) に示す。

また、負荷変動中の諸状態量の最大値、最小値を表 5.5 ~ 表 5.8 に示す。

解析結果は、以下のような状態量について示した。

- FLUX : 中性子束
- TAV : 一次冷却水ループ平均温度
- PRZ : 一次系圧力
- LIPR : 加圧器水位
- TFAV : 燃料平均温度
- ROD 1 : No. 1 制御棒位置
- ROD 2 : No. 2 制御棒位置
- PSG : 蒸気発生器蒸気圧力
- WS : 蒸気流量
- WF : 給水流量
- QSG : 蒸気発生器伝熱量
- LISG : 蒸気発生器水位
- XHR : 蒸気発生器加熱領域出口クオリティ (急速出力上昇ではキャリーアンダークオリティ XCU を示す)
- RATE : 蒸気発生器循環比

(A) 急速出力上昇 (図 5.8)

急速出力上昇では、負荷変動開始とともに、蒸気発生器での除熱量が炉心での発熱量を上まわるため、一次冷却水ループ平均温度が最大 7.8 °C 低下する。また、加圧器水位も最大 21.6 cm 低下する。

蒸気発生器二次側では、蒸気流量の増大により器内圧力が低下し、飽和温度が下るために、加熱管領域のボイド率が上昇する。

また、蒸気流量の増大に伴い、給水流量、再循環流量が増大するために、水位は最大 49.6 cm 上昇する。

器内圧力の低下および再循環流量の増大に伴い、下部ダウンカマのサブクール度が少くなり、負荷変動開始から約 20 ~ 60 秒では、下部ダウンカマで沸騰が生じている。

再循環流量は、負荷変動開始から 20 秒以降になると、ライザ部での蒸気クオリティの増大により、再び減少している。

循環比は、基底負荷では 27.1 であるが、出力上昇後は給水流量の増大により定格出力における値 5.26 に近づいている。

キャリアンダクオリティは、基底負荷では 0.060 % であるが、出力上昇とともに器内圧力の低下により、加熱領域出口蒸気クオリティが増大するので、キャリアンダクオリティも増大し、負荷変動開始から 600 秒では 0.277 % になっている。

本解析における出力と循環比の関係および出力とキャリアンダクオリティの関係はいずれも4章の図4.6および図4.7の変化と傾向が良く似ている。

なお、整定後のキャリアンダクオリティは、定格出力時の値0.20%より若干少くなるはずであるが、負荷変動開始より600秒の時点では加熱領域出口クオリティが高い値になって整定していないので、キャリアンダクオリティも0.20%以上になっている。

(B) 急速出力減少 (図5.9)

急速出力減少では、負荷変動開始とともに、一次冷却水ループ平均温度が上昇し、基準温度より最大9.9℃高くなっている。また、加圧器水位も29.3cm上昇している。

蒸気発生器二次側では、蒸気流量が急速に減少するため、器内圧力が増大し、負荷変動開始後約40秒から220秒まで蒸気ダンプ弁が開となる。

給水流量は、蒸気流量の急減により一時的に減少するが、蒸気発生器の水位の低下により約50%の流量で減少が停止し、さらに負荷変動開始後約40秒で蒸気ダンプが開始すると、若干流量が増大する。しかし、その後は蒸気流量の減少とともに緩やかに減少する。

加熱管領域のボイド率は、器内圧の増大に伴い飽和温度が上昇するために、負荷変動開始から約5～50秒の間は、全体の2/5程度がゼロ(サブクール状態)となる。

加熱管部入口流量(下部ダウンコマ流量)は、負荷変動開始直後、加熱管領域下部のボイド消滅により、流量が増大するが、その後、給水流量の低下に伴い、逆に減少する。

しかし、負荷変動開始後約10～80秒にかけて、再循環流量が増大するため、加熱管部入口流量も再び増大し、約600秒では、初期とほぼ同じ流量になっている。

(C) 後前進切換 (図5.10)

後前進切換では、負荷変動中に一次冷却水ループ平均温度が+6.7℃～-3.4℃、一次系圧力が+6.9 kg/cm²～-5.3 kg/cm²と、かなり大巾に変動する。また、出力減少により蒸気発生器器内圧が増大し、出力上昇に転じても、すぐに器内圧が下らないため、出力上昇時の蒸気流量の最大オーバーシュートは9%に達している。

また、出力上昇に転じる直前(負荷変動開始後約50秒)で蒸気ダンプ弁が開となっている。

蒸気発生器二次側の加熱管領域ボイド率および加熱管部入口流量(下部ダウンコマ流量)は、過渡変化前半では急速出力減少と同様の変化を示すが、出力上昇に入ると蒸気発生器器内圧力の減少および給水流量の増大に伴い、それぞれ増加する。

加熱管部入口では、出力減少時に再循環流量の減少と、器内圧増大による飽和温度の上昇によりサブクール度が増加するが、その後、給水流量の低下に伴ってサブクール度も減少する。負荷変動開始後55秒で出力上昇に転じると、器内圧の減少と再循環流量の増大により、さらにサブクール度が少くなり、負荷変動開始後約90秒には、ダウンコマの二次水は飽和温度に近くなる。

(D) 出力減少 (図5.11)

出力減少では、負荷変動開始とともに一次冷却水ループ平均温度および一次系圧力が上昇するが、いずれも急速出力減少よりは上昇巾が少くなっている。

蒸気流量は、急速出力減少よりかなりゆっくり減少するが、器内圧力の上昇巾は急速出

力減少とほぼ同程度となり、負荷変動開始後約 60 秒から 200 秒の間にかけて、蒸気ダンプが行われている。

蒸気発生器の給水流量、水位、除熱量は、急速出力減少より、やや時間的に遅れてほぼ同様の変化をしている。

蒸気発生器二次側の加熱管部入口サブクール度については、上昇巾が急速出力減少時より小さい。これは、出力減少中の再循環流量が大きく減少しなかったこと、および器内圧の上昇速度が急速出力減少時より緩やかであるため、飽和温度がゆっくりと上昇したことによる。

5.3 貫流型蒸気発生器の動特性解析

(1) 負荷変動条件

負荷変動条件は、再循環型蒸気発生器の負荷変動条件と同じである。

(2) 計算コード

解析には、SIRENE コード^[2]を用いる。

(3) 解析モデル

炉プラントの解析モデルを図 5.12 に、また、蒸気発生器解析モデルを図 5.13 に示す。

炉プラントの解析モデルは、原子炉一次系、二次系、制御系および安全保護系で構成する。一次系は、原子炉炉心、蒸気発生器、加圧器およびこれらを結ぶ流路により構成する。また、二次系は、給水制御弁から主機タービン操縦弁および主蒸気ダンプ弁までを考慮する。

蒸気発生器は、図 5.13 に示すように、ダウンカマ部およびコイル部に分割し、それぞれ、一次側流路、伝熱管壁および二次側流路で構成する。計算は、ダウンカマ部を 1 分割、コイル部を 30 分割して行う。一次冷却水は、蒸気発生器入口で一定の割合でダウンカマ部とコイル部に分岐して流れ、出口で再び合流して、均質混合するものとする。二次側の計算は、連続の式、運動量方程式、エネルギー方程式を連立して解く。解析では、各負荷変動の要求負荷変化に対応して、主機タービン操縦弁開度を変化させる。

(4) 使用データ

解析に用いた主なデータの内容について簡単に説明する。

(A) 二次系初期運転条件

解析で使用する二次系の初期運転条件を、表 5.9 に示す。

(B) スクラム設定値

解析で考慮したスクラム信号の種類およびスクラム設定値を、表 5.10 に示す。

(C) 炉プラント各部容積

炉プラント各部容積を表 5.11 に示す。解析では一次系を 10 領域に分けている。

(D) 制御棒制御系

制御棒制御系のブロック線図と制御定数を図 5.14 に示す。制御棒速度プログラムの主な設定は次の通り。

不感帯	1.4 ℃
ロックアップ	0.3 ℃
最小スピード区間	1.6 ℃
比例区間	3.0 ℃
最小スピード	1.2 mm/s
最大スピード	15 mm/s

(E) 給水制御系

給水制御系のブロック線図と制御定数を図 5.15 に示す。

(F) 加圧器制御系

加圧器制御系の作動特性を図 5.16 に示す。

(G) 蒸気ダンプ制御系

蒸気ダンプ制御系のブロック線図と制御定数を図 5.17 に示す。

(H) 給水温度

給水温度は、185 ℃で一定とする。

(I) 主機タービン操縦弁開度

外乱として、主機タービン操縦弁開度を入力する。計算では、任意の蒸気流量に対して、蒸気圧力が基準圧力（40 kg/cm²g）になるように主機タービン操縦弁開度を設定し、そのときの蒸気発生器出力を求める。各負荷変動における操縦弁開度の変化は、図 5.6 に同じである。

(J) 炉心反応度等

炉心反応度に関するデータは、BOL における値を用いる。

制御棒反応度は、炉心内の平均値に相当する値として $38 \times 10^{-5} \Delta K/K/cm$ を用いる。

(5) 解析結果

急速出力上昇の解析結果を、図 5.8 から図 5.11 に示す。

U-SG と OTSG について共通の項目については (1/7) ~ (5/7) に、U-SG に固有のものについては (6/7) に、OTSG に固有のものについては (7/7) に示す。

また、負荷変動中の諸状態量の最大値、最小値を表 5.5 ~ 表 5.8 に示す。

解析結果は、以下のような状態量について示した。

炉出力

一次冷却水炉心平均温度

一次系圧力

加圧器水位

燃料平均温度

制御棒位置

蒸気圧力

蒸気流量

給水流量

蒸気発生器伝熱量

蒸気過熱度

(A) 急速出力上昇 (図 5.8)

この負荷変動では、炉出力は要求負荷変化に若干遅れて上昇するが、負荷変動開始後71秒で整定範囲に入り、オーバーシュートも8%におさまっている。

この結果、負荷変動中の一次系状態量の変動中は、一次冷却水炉心平均温度が $+0.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ～ $-0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、一次系圧力が $+0.2\text{ kg/cm}^2$ ～ -0.6 kg/cm^2 と小さく、負荷変動中に整定範囲を超えることはない。

また、蒸気流量はほぼ要求どおりに上昇しており、オーバーシュートは、1%におさまっている。負荷変動中の蒸気圧力の変動も $+0.8\text{ kg/cm}^2$ ～ -0.1 kg/cm^2 と小さく、負荷変動中に整定範囲を超えることはない。

蒸気発生器の伝熱量は、蒸気流量の変化はほぼ比例しており、蒸気過熱度の変動も約 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ と少い。

(B) 急速出力減少 (図 5.9)

この負荷変動では、炉出力は要求負荷変化に従って急激に減少した後、基底負荷に対して最大6%アンダーシュートする。しかし、負荷変動後約127秒で炉出力は整定範囲に入る。

この負荷変動では、過渡変化開始直後から約20秒間、蒸気ダンプ弁が開く。

一次冷却水炉心平均温度は、蒸気ダンプおよび給水減少率可変リミッタの作用による給水の緩やかな減少のため、基準温度 $\pm 2.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以内におさまっている。また、一次系圧力の変動も $+1.5\text{ kg/cm}^2$ ～ -2.9 kg/cm^2 と小さい。

蒸気発生器の伝熱量は、ダンプ流量を含んだ蒸気流量の変化にほぼ比例している。

蒸気過熱度は、過渡変化開始直後の蒸気圧力の増大により飽和温度が上昇するため、一時的に低下するが、その後、蒸気圧力の減少に伴い、急激に回復する。

(C) 後前進切換 (図 5.10)

この負荷変動では、過渡変化前半の出力減少で炉出力のアンダーシュートが4%、後半の出力上昇でオーバーシュートが8%あるが、負荷変動開始後約123秒で炉出力は整定範囲に入る。

負荷変動中の一次系状態量の変動は、一次冷却水炉心平均温度が $+1.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ～ $-2.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、一次系圧力が $+0.6\text{ kg/cm}^2$ ～ -1.6 kg/cm^2 と小さい。

この負荷変動では、過渡変化開始直後に蒸気ダンプが行われるが、20秒以内に終了する。

蒸気発生器の伝熱量は、ダンプ流量を含んだ蒸気流量の変化にほぼ比例している。

蒸気過熱度は、負荷変動前半では急速出力減少と同様、蒸気圧力の上昇により一時的に下るが、蒸気ダンプが行われて蒸気圧力が下ると、蒸気過熱度は上昇する。負荷変動後半で炉出力が上昇に転じると、炉内の一次冷却水温度の不均一のため、一時的に過熱度が上下するが、負荷変動中の最小過熱度は $36.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ であり、変動中も $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下と小さく、安定した質の蒸気をタービンに供給できる。

(D) 出力減少 (図 5.11)

この負荷変動では、炉出力は要求負荷に従って減少した後、基底負荷に対し 8% アンダーシュートする。しかし、負荷変動開始後、約 105 秒で整定範囲に入る。

負荷変動中の一次系状態量の変動巾は、一次冷却水炉心平均温度が、 $+1.0\text{ }^{\circ}\text{C} \sim -1.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、一次系圧力が $+0.8\text{ kg/cm}^2 \sim -1.8\text{ kg/cm}^2$ と小さい。また、蒸気圧力の変動も、 $+0.3\text{ kg/cm}^2 \sim -1.3\text{ kg/cm}^2$ と小さい。

蒸気流量は要求変化にほぼ一致しており、アンダーシュートは 1% におさまっている。また、蒸気発生器の伝熱量は蒸気流量の変化にほぼ比例している。

5.4 解析結果の評価・検討

解析結果をもとに、スクラムに対する余裕、負荷への追従性および収束性に関し、両型式の蒸気発生器を有する炉について比較した。

表 5.12 は、スクラムに対する余裕を比較して示したものである。スクラムの種類およびスクラム設定値は、炉型依存であるため、蒸気発生器だけによる特性を比較することは難しいが、各スクラム信号に対して余裕が最も少くなる負荷変動は、U-SG 炉では急速出力上昇、急速出力減少、後前進切換であるのに対し、OTSG 炉では急速出力減少と後前進切換となっており、いずれも出力減少ではスクラムに対する余裕が十分にとれていることがわかる。

急速出力上昇では、OTSG 炉のスクラムに対する余裕は比較的大きくとれているのに対し、U-SG 炉では、中性子束高スクラムおよび制御棒グループ内位置差過大スクラムに対する余裕が、全負荷変動の中で最も少くなっている。これは、U-SG 炉の出力上昇において、蒸気流量がオーバーシュートしたために制御棒の引抜き量が若干多くなったこと、および一次冷却水ループ平均温度が低下したことにより、中性子束が高くなったためである。

表 5.13 は、負荷への追従性を比較したものである。

負荷への追従性としては、負荷変動中の一次冷却水炉心平均温度および一次系圧力の最大変動巾、ならびに炉出力および蒸気流量の最大オーバーシュート・アンダーシュートについて比較した。

表 5.13 より、

- (1) 全負荷変動の中で一次冷却水炉心（ループ）平均温度および一次系圧力の変動巾が最も大きいのは、U-SG 炉の急速出力減少時である。

また、U-SG 炉のループ平均温度変動巾は OTSG 炉の 2.5～7 倍大きく、一次系圧力の変動巾は 3～11 倍大きい。

これは、U-SG の負荷変動中の伝熱量の変化速度が OTSG よりゆっくりしているためである。

- (2) 全負荷変動の中で炉出力のオーバーシュートが最も大きいのは、U-SG 炉の急速出力上昇時である。これは、中性子束高のスクラム余裕のところでも述べたように、急速出力上昇中の U-SG 炉の一次冷却水ループ平均温度の低下および蒸気流量の過大が原因である。

一方、OTSG 炉では、急速出力上昇および後前進切換のときに、炉出力のオーバーシュ-

トが大きくなっているが、この原因は U-SG 炉とは異って、制御棒制御系の構成やゲインの値によるものである。

- (3) 全負荷変動の中で、蒸気流量のオーバーシュートが最も大きいのは、U-SG 炉の後前進切替時である。

急速出力上昇においても、U-SG 炉の蒸気流量のオーバーシュートが多くなっているが、後前進切替では、過渡変化前半に出力減少があって蒸気発生器の器内圧力が蒸気ダンプ開始圧力以上に高くなっているために、蒸気流量のオーバーシュートがより多くなっている。

表 5.14 は、収束性の比較をしたもので、炉出力、一次系圧力、一次冷却水炉心（ループ）平均温度、蒸気圧力、蒸気流量の整定時間および制御棒の停止時間について示してある。

表 5.14 より、U-SG 炉では収束性が非常に悪いが、これは、U-SG 内の諸状態量の収束が遅く、SG の伝熱量が一定の値になるのに時間がかかるためである。

特に、急速出力減少や出力減少など出力を低下した場合には、炉出力、一次系圧力、ループ平均温度などの一次系諸状態量がすべて、負荷変動開始から 600 秒までに整定していない。

5.5 動特性の比較

図 5.8～図 5.11 の ($1/7$) から ($5/7$) に、負荷変動における U-SG 炉と OTSG 炉の状態量の変化を比較して示した。

比較した状態量は、以下のようなものである。

炉出力
一次冷却水炉心（ループ）平均温度
一次系圧力
加圧器水位
燃料平均温度
制御棒位置
蒸気圧力
蒸気流量
給水流量
蒸気発生器伝熱量

以下に、各負荷変動について U-SG 炉と OTSG 炉の特性を比較して説明する。

- (1) 急速出力上昇

図 5.8 より、次のようなことがわかる。

- (A) U-SG 炉では、炉出力が過渡変化開始後 600 秒でも 90% の値に整定していない。これは、制御棒制御系が不感帯に入っているためである。

600 秒以降は、U-SG の水位が基準値に戻り、給水流量が整定すれば蒸気流量が 90% の値になって、炉出力および一次冷却水ループ平均温度が緩やかに基準値に近づくことになるが、整定までには、かなりの時間を要するものと考えられる。

一方、OTSG 炉では、蒸気発生器の伝熱量が負荷変動に良く追従しており、一次冷却水

炉心平均温度の変動が少く、炉出力の整定も早くなっている。

- (B) 加圧器水位の変動は、OTSG 炉は加圧器水位制御を行っていないにもかかわらず、U-SG 炉の約 1/8 におさまっている。これは、蒸気発生器の特性の他に、制御棒制御系、加圧器制御系や加圧器コンデンサの効果も関係している。
- (C) 過渡変化前後の燃料温度の差は、U-SG 炉では 358℃、OTSG 炉では 61℃であるが、これは棒状燃料と板状燃料の差であり、板状燃料の方が厚さが薄いために、燃料温度の変化巾が少い。

このため、板状燃料では、過渡変化前後のドプラ反応度の変化量が棒状燃料より小さくなり、制御棒の移動量が少なくてすむ。

このような特性は、過渡変化時の状態量の変化が速い OTSG 炉にとっては好都合であり、少しの制御棒移動で炉出力を速く変化させることができ、OTSG 炉の除熱量の変化と合せることができる。

- (D) 蒸気圧力の変化は、U-SG 炉で非常に大きくなっているが、これは再循環型蒸気発生器の本質的な特徴である。このため、U-SG 炉では二次側設計圧力が OTSG 炉より高くなり、また、事故時に二次側安全弁を使って炉を冷却する場合も、OTSG 炉より効果が少い。

(2) 急速出力減少

図 5.9 より、次のようなことがわかる。

- (A) この負荷変動では、U-SG 炉も OTSG 炉も蒸気ダンプを行う必要があるが、U-SG 炉は蒸気ダンプ時間が長く、OTSG 炉の約 9 倍の間蒸気ダンプを行っている。

一方、OTSG 炉は、蒸気ダンプ量が U-SG 炉より多くなっているが、これは、急速出力減少時の最大蒸気圧力を低く抑えるためである。

- (B) 給水流量の変化において、過渡変化初期に OTSG 炉の給水減少率が U-SG 炉の給水減少率よりも緩やかなのは、OTSG 炉の給水減少率可変リミッタが働いているからである。

また、蒸気ダンプが行われても、OTSG 炉の給水流量の減少率が変化しないのは、OTSG 炉の給水制御系に蒸気圧力のチャンネルがあるためである。

- (C) 蒸気発生器の伝熱量は、OTSG 炉では過渡変化開始から 50 秒程度でほぼ一定になるのに対し、U-SG 炉では 250 秒程度まで大きく変化している。このため、炉出力、一次冷却水炉心（ループ）平均温度、一次系圧力、加圧器水位等の一次系状態量も OTSG 炉より U-SG 炉の方が変動巾が大きく、また、整定に要する時間も長くなっている。

このことから、異なる種類の負荷変動を頻繁に繰返す必要がある場合などには、OTSG 炉の方が追従がよく、操船がやりやすいといえるであろう。

(3) 後前進切換

図 5.10 より、次のようなことがわかる。

- (A) この負荷変動では、出力減少のあと 50 秒間の基底負荷が続き、その後出力上昇に移るが、OTSG 炉の過渡変化中の諸状態量は、出力減少がほぼ完全に収束してから、出力上昇に移っていることを示している。一方、U-SG 炉では、出力減少の過渡変化が終らないうちに出力上昇が始っている。

- (B) この負荷変動では、U-SG 炉も OTSG 炉も蒸気ダンプを行うが、OTSG 炉の蒸気ダンプは、出力減少途中で行われるのに対し、U-SG 炉の蒸気ダンプは、負荷変動開始後約 50 秒で開始しており、蒸気ダンプ途中から出力上昇に入っている。
- (C) 過渡変化後半の出力上昇後における U-SG 炉の蒸気流量は、負荷変動開始後 600 秒でも規定値を下まわっている。一方、同じ出力上昇でも急速出力上昇では、負荷変動開始 600 秒後で規定値を上まわっている。

この違いは、蒸気発生器の水位変化の違いにある。即ち、後前進切換では、初期出力と最終出力の差が 20 % しかなく、出力減少のあと、直ぐに出力上昇が続くために、蒸気発生器水位変化巾が急速出力上昇より小さく、給水のオーバーシュートがない。これに対して急速出力上昇では、初期出力と最終出力の差が 72 % あり、蒸気発生器水位変化が大きいので給水のオーバーシュートが 16 % もある。このため、蒸気発生器内の水の質量が過大になって蒸気圧力が規定値までなかなか下らず、蒸気流量が多くなるのである。

一方、OTSG 炉では、水位という概念がないので、蒸気流量は後前進切換でも急速出力上昇でも、常に要求値にほぼ一致した変化をしている。

- (D) 後前進切換における U-SG 炉の一次系圧力の最小値 (105.7 kg/cm^2) は、全負荷変動の中で最も低くなっている。これは、出力減少中に加圧器気相部が水位の上昇によって圧縮されるとともに、スプレイで気相部の蒸気が凝縮されるために、加圧器気相部容積が少なくなった状態から出力上昇が始ることになり、水位低下による圧力減少が他の負荷変動より大きくなるからである。

一方、OTSG 炉では出力減少中の一次系圧力上昇が少いので、出力上昇においても圧力降下が小さく、一次系の圧力変化巾は U-SG 炉の 1/5 以下となっている。

OTSG 炉で出力減少中の一次系圧力上昇が少いのは、出力減少途中で蒸気ダンプを行い一次系の除熱を有効に行っていること、加圧器コンデンサの効果が出ていることおよび制御棒制御系の働きにより、中性子束が速く変化していることによる。

(4) 出力減少

図 5.11 より、次のようなことがわかる。

- (A) U-SG 炉では、給水流量のアンダーシュートが全負荷変動の中で最も大きく、 -11% に達している。このように、U-SG 炉の出力減少において給水流量のアンダーシュートが大きくなるのは、負荷変動途中で蒸気ダンプが開始するために、給水流量の低下が遅れること、および蒸気ダンプ終了後、加熱管下部のボイド率が増大すること等のために、負荷変動後半の蒸気発生器水位が基準値より高くなってしまったためである。
- (B) (A) で述べたように、U-SG 炉では負荷変動開始後 600 秒でも給水流量をはじめとする蒸気発生器諸状態量が整定しないために、蒸気発生器除熱量や炉出力をはじめとする一次系諸状態量も整定が非常に悪くなっている。

これに対し、OTSG 炉では制御棒が負荷変動開始後約 112 秒で停止した後は、完全に整定している。

- (C) U-SG 炉では、蒸気圧力の上昇により負荷変動開始後、約 60 秒から 200 秒の間にかけて蒸気ダンプが行われている。一方、OTSG 炉では、この負荷変動では蒸気ダンプを行う

必要がない。

これは、U-SG 炉の出力対蒸気圧力の特性によるものであるが、一般に船の一生における出力減少の回数はかなり多いと考えられるので、このような負荷変動では蒸気ダンプをしない方が望ましいであろう。

5.6 ま と め

再循環型蒸気発生器を用いた船用炉としてむつ炉を、また、貫流型蒸気発生器を用いた船用炉として当社提案の改良船用炉を対象とし、動特性解析を行った。その結果から、次のようなことが明らかになった。

- (1) 再循環型蒸気発生器は、負荷変動時に二次側状態量の整定が遅く、収束性が悪い。また、蒸気発生器の除熱量の変化は、貫流型蒸気発生器ではほぼ蒸気流量に比例するのに対し、再循環型蒸気発生器では蒸気流量の他に給水流量や加熱管部ボイド率等の変化も影響し、除熱量の変化の様子が複雑である。また、これらの諸状態量がすべて整定しないと除熱量が一定にならない。

一方、貫流型蒸気発生器は、本質的に負荷への追従が速く、収束性も良いという特性を持っている。しかし、負荷変動時の除熱量の変化が速いので、中性子束を追従させるために制御棒を速く動かす必要がある。これに対しては、制御系の設計で十分対応可能であり、また、炉心に板状燃料を用いれば、負荷変動前後のドプラ反応度変化を小さくできるので、制御棒移動距離も小さくなる。

このように、貫流型蒸気発生器の場合は、プラントの設計によって、蒸気発生器の追従性・収束性の良さを十分生かすことが可能である。

以上のようなことから、船用炉のように、種々の負荷変動を頻繁に繰返すことがあると考えられる場合には、貫流型蒸気発生器を用いた炉の方が追従性・収束性を良くすることができ、操船がやりやすいといえるであろう。

- (2) 蒸気ダンプを行う負荷変動の種類は、

再循環型蒸気発生器の場合：急速出力減少，後前進切換，出力減少

貫流型蒸気発生器の買合　：急速出力減少，後前進切換

であり、貫流型蒸気発生器では、出力減少で蒸気ダンプを行わなくてよい。

一般に、船の一生における出力減少の回数は、かなり多いと考えられるので、このような貫流型蒸気発生器の特性は好ましいものであるといえる。

蒸気ダンプを行う時間について比較してみると、再循環型蒸気発生器では負荷変動開始から約 40 ～ 60 秒経ってから蒸気ダンプが開始しているのに対し、貫流型蒸気発生器では負荷変動直後から開始している。この結果、貫流型蒸気発生器を用いた炉では、蒸気ダンプの開始により一次系の除熱も有効に行われるが、再循環型蒸気発生器を用いた炉では、一次系圧力が上昇した後に蒸気ダンプが始まるので、一次系の除熱作用としての効果が少ない。

また、再循環型蒸気発生器では、二次側保有水量が大きいために、蒸気ダンプを行っている時間が長くなるのに対し、貫流型蒸気発生器では、蒸気ダンプ時間は短い、蒸気ダンプ

量が多くなるという特徴がある。

- (3) 負荷変動中の再循環型蒸気発生器の蒸気圧力変動巾は、貫流型蒸気発生器の場合よりも大きい。このため、定格出力時の蒸気圧力が同じとすると、再循環型蒸気発生器を用いた炉の二次側設計圧力は、貫流型蒸気発生器を用いた炉より高くなり、また、事故時に二次側安全弁を使って炉を冷却する場合にも貫流型蒸気発生器を用いた炉より冷却効果が少い。

参考文献

- (1) 「PWRプラントの動特性解析コード：PWRDYN」横林正雄 JAERI-M 82-064, 1982年6月.
- (2) BONNEMAY, A., et al., "SIMULATION TOOLS IN CEA", in "BOILER DYNAMICS AND CONTROL IN NUCLEAR POWER STATIONS," BNES Press, 1979.

表 5.1 「むつ」蒸気発生器の要目

型 式	立置円筒形再循環式	
熱 出 力	36	MWt
一次水運転圧力	110	kg/cm ² g
一次水運転温度	SG 入口	285 ℃
	SG 出口	271 ℃
一次水流量	1,800	t/h
給水温度	160	℃
蒸気圧力	40	kg/cm ² g
蒸気温度	250.6 ℃ (乾き度 99.75%)	
蒸気流量	61.2	t/h
伝熱面積	294	m ²
加熱管 外径	19	mm ϕ
“ 肉厚	1.4	mm
“ 本数	406	本

表 5.2 蒸気発生器の初期圧力および流量

初期出力	初期圧力 %G	初期給水流量 kg/s	初期蒸気流量 kg/s
100%出力	40.0	8,583	8,500
90%出力	41.9	7,725	7,650
80%出力	43.8	6,867	6,800
基底負荷	57.5	1,546	1,531

表 5.3 解析で考慮したスクラム信号の種類と設定値

スクラム信号の種類	設定値
中性子束高	115%
一次冷却材温度高	計算式(1)
加圧器圧力低	計算式(2)
加圧器水位高	+89.4 cm
SG水位低	-83.0 cm
制御棒グループ内 位置差過大	100 cm

計算式(1)

一次冷却材温度高スクラム

T_{sc} (設定値) $\leq T_c$ (コールドレグ温度) でスクラム

$$T_{sc} = \begin{cases} T_c^* & (T_c^* \leq 305^\circ\text{C} \text{ の時}) \\ 305^\circ\text{C} & (T_c^* > 305^\circ\text{C} \text{ の時}) \end{cases}$$

$$T_c^* = -K_5 \left(\frac{1}{1 + \tau_1 S} (1 + K \frac{\tau_2 S}{1 + \tau_2 S}) T_H - \frac{1}{1 + \tau_c S} T_c - 15 \right) + K_6 + 235$$

$$\tau_1 = 1.8 \text{ sec}, \quad \tau_2 = 2 \text{ sec}, \quad \tau_c = 1.7 \text{ sec}, \quad K_5 = 10.5^\circ\text{C}/^\circ\text{C}$$

$$K_6 = 44.7^\circ\text{C}, \quad K = 7.4$$

計算式(2)

加圧器圧力低スクラム

P_{sc} (設定値) $\geq P$ (一次系圧力) でスクラム

$$P_{sc} = \begin{cases} P_c^* & (P_c^* \geq 75\%G \text{ の時}) \\ 75\%G & (P_c^* < 75\%G \text{ の時}) \end{cases}$$

$$P_c^* = K_1 \left(\frac{1}{1 + \tau_1 S} (1 + K \frac{\tau_2 S}{1 + \tau_2 S}) T_H - \frac{1}{1 + \tau_c S} T_c + 5 \right) + K_2 \left(\frac{1}{1 + \tau_c S} T_c - 235 \right) + 75 - K_4$$

$$\tau_1 = 1.8 \text{ sec}, \quad \tau_2 = 2 \text{ sec}, \quad \tau_c = 1.7 \text{ sec}, \quad K_1 = 2.25 \text{ kg/cm}^2/^\circ\text{C}$$

$$K_2 = 1.26 \text{ kg/cm}^2/^\circ\text{C}, \quad K_4 = 79.05\%, \quad K = 7.4$$

表 5.4 炉プラント各部容積 (むつ炉)

領域No	容 積 m^3	備 考
1	1.37250	上部プレナム
2	0.50744	RPVドーム部
3	0.21348	HOT LEG
4	0.14498	SG 入口プレナム
5	0.17734	SG 出口プレナム
6	0.10826	クロスオーバーレグ
7	0.19997	一次冷却水ポンプ
8	0.17398	COLD LEG
9	0.74849	RPV ダウンカマ
10	0.55903	下部プレナム
11	0.17320	炉心案内管

(注) 上記の容積は、1ループ (SG1基当り) の値である。

表 5.5 急速出力上昇における負荷変動中の状態量の最大値・最小値

	U-SG 炉		OTSG 炉	
	最 大 値	最 小 値	最 大 値	最 小 値
炉 出 力 %	102	18	98	18
一次冷却水炉心 (ループ)平均温度 °C	278.0	270.2	290.8	289.7
一次系圧力 %a	115.6	106.9	121.2	120.4
加圧器水位 cm	0.0	-21.6	1.6	-4.0
燃料平均温度 °C	701.5	350.4	365.9	304.3
制御棒位置 cm	No 1 0.0	-25.0	0.0	-9.5
	No 2 0.0	-7.0		
蒸気圧力 %a	58.5	42.1	41.8	40.9
蒸気流量 %	98	18	91	18
給水流量 %	106	18	101	18
蒸気発生器熱 伝 量 %	95	18	91	18
蒸気発生器水位 cm	49.6	-21.0		
蒸気過熱度 °C			45.1	40.0

表 5.6 急速出力減少における負荷変動中の状態量の最大値・最小値

	U-SG 炉		OTSG 炉	
	最大値	最小値	最大値	最小値
炉出力 %	100	11	100	12
一次冷却水炉心 (ループ)平均温度 °C	287.9	278.0	292.1	287.9
一次系圧力 %a	119.7	106.0	122.5	118.1
加圧器水位 cm	29.3	0.0	17.7	0.0
燃料平均温度 °C	717.1	343.0	367.3	300.1
制御棒位置 cm	No1 30.6	0.0	13.5	0.0
	No2 13.4	0.0		
蒸気圧力 %a	61.7	41.0	54.2	39.8
蒸気流量 %	100	17	100	18
給水流量 %	100	8	100	10
蒸気発生器熱伝 %	100	16	100	13
蒸気発生器水位 cm	13.9	-34.4		
蒸気過熱度 °C			43.8	33.0

表 5.7 後前進切換における負荷変動中の状態量の最大値・最小値

	U-SG 炉		OTSG 炉	
	最大値	最小値	最大値	最小値
炉出力 %	97	31	108	14
一次冷却水炉心 (ループ)平均温度 °C	284.7	274.6	291.3	287.9
一次系圧力 %a	117.9	105.7	121.6	119.4
加圧器水位 cm	19.2	-8.6	7.3	-1.7
燃料平均温度 °C	696.6	430.2	373.7	301.7
制御棒位置 cm	No1 7.9	-7.8	13.7	-6.4
	No2 7.3	0.0		
蒸気圧力 %a	60.7	40.5	49.0	40.1
蒸気流量 %	109	18	101	18
給水流量 %	98	43	112	10
蒸気発生器熱伝 %	95	33	100	14
蒸気発生器水位 cm	29.0	-28.7		
蒸気過熱度 °C			44.5	36.6

表 5.8 出力減少における負荷変動中の状態量の最大値・最小値、値

	U-SG 炉		OTSG 炉	
	最大値	最小値	最大値	最小値
炉出力 %	90	13	90	12
一次冷却水炉心 (ループ)平均温度 °C	285.5	278.0	291.0	288.8
一次系圧力 %a	118.2	106.0	121.8	119.2
加圧器水位 cm	21.7	0.0	9.0	-5.4
燃料平均温度 °C	669.0	343.3	359.8	299.7
制御棒位置 cm	No.1 27.6	0.0	17.6	0.0
	No.2 10.7	0.0		
蒸気圧力 %a	61.1	42.9	41.3	39.7
蒸気流量 %	90	18	90	17
給水流量 %	90	7	90	15
蒸気発生器熱 伝熱量 %	90	16	90	18
蒸気発生器水位 cm	14.8	-30.8		
蒸気過熱度 °C			46.6	39.5

表 5.9 二次系初期運転条件

初期状態	蒸気発生器出力 (MW)	給水流量 (t/h)	主機タービン 操縦弁開度 (相対値)
全負荷	100	167.2	1.00
後進全負荷	80	133.3	0.798
基底負荷	10	16.76	0.100

表 5.10 解析で考慮したスクラム信号の種類と設定値

スクラム信号の種類	設定値
中性子束高	120 %
熱的余裕不足	$M_{th}^{(*)} < 15 \text{ } ^\circ\text{C}$
原子炉圧力高	129.5 kg/cm ² G
原子炉圧力低	101.0 kg/cm ² G
加圧器水位高	+ 88 cm
加圧器水位低	- 130 cm

(*) 計算式 $M_{th} < 15 \text{ } ^\circ\text{C}$ でスクラム

$$M_{th} = T_{sat} - \left[\frac{1}{1 + \tau_1 s} \left(1 + K \frac{\tau_2 s}{1 + \tau_2 s} \right) T_{in} + \left(\frac{q/q_0}{Q/Q_0} \right) \Delta T_0 \right] \text{ [} ^\circ\text{C} \text{]}$$

M_{th} : 熱的余裕

T_{sat} : 炉心出口圧力に対応する飽和温度

T_{in} : 一次冷却水炉心入口温度

q : 原子炉出力

Q : 一次冷却水流量

ΔT_0 : 定格時の炉心出入口温度差 = 14.86 [$^\circ\text{C}$]

添字 0 : 定格状態

s : ラプラス演算子

K, τ_1, τ_2 : 定数

$$K = 10, \tau_1 = 5 \text{ sec}, \tau_2 = 1 \text{ sec}$$

表 5.11 解析で使用了した炉プラント各部容積 (試設計炉)

領域No	領域名	流路容積 (m^3)	流路長さ (m)	流路高さ (m)
1	炉心下部	2.53	1.44	0.3
2	炉心	0.825	1.43	1.43
3	炉心上部(1)	4.13	1.56	1.56
4	炉心上部(2)	9.74	6.17	4.77
5	SGダウンカマ部	0.279	1.90	-1.90
6	SGコイル部	3.78	1.90	-1.90
7	一次冷却水 ポンプ入口	6.38	3.24	-0.869
8	ダウンカマ	7.72	6.72	-5.30
9	加圧器サージ管	0.025	5.00	-2.50
10	加圧器	4.91	-	3.23
11	給水管	0.382	15.0	-
12	蒸気管	3.94	40.0	-

表 5.12 スクラムに対する余裕

(注) *印は、全負荷変動の中で、スクラムに対する余裕が最も少ないことを示す。

スクラムの 信号の 種類	スクラム 設定値	U-SG 炉				OTSG 炉					
		負 荷 変 動 の 種 類				スクラムの 信号の 種類	スクラム 設定値	負 荷 変 動 の 種 類			
		急 出力上昇	速 出力減少	急 出力減少	速 出力減少			後前進切換	出力減少	急 出力上昇	速 出力減少
中性子束高	115%	* 13	15	18	25	炉出力高	120%	22	20	* 12	30
一次冷却材 温度高	計算式 °C	19.1	* 16.0	21.7	21.9	熱 余 裕 不 足	15°C	10.8	11.5	* 9.3	12.2
加圧器 圧力低	計算式 %	26.8	25.4	* 23.9	27.7	原 子 炉 圧 力 低	102%a	18.4	* 16.1	17.4	19.8
加圧器 水位高	+89.4 cm	89.4	* 60.1	70.2	67.7	加 圧 器 水 位 高	+87.7 cm	86.1	* 70.0	80.4	78.7
SG水位低	-83.0 cm	62.0	48.6	54.3	52.2						
制 御 棒 グループ内 位置差過大	100 cm	* 82.0	82.8	89.7	83.1						
						原 子 炉 圧 力 高	130.5%a	9.3	* 8.0	8.9	8.7

表 5.13 負荷への追従性の評価

(注) *印は、全負荷変動の中で、負荷への追従性が最も悪いことを示す。

負荷変動の種類	炉の種類	最 大 変 動 巾		最 大 オ ー バ ー シ ュ ー ト ア ン ダ ー シ ュ ー ト	
		一次冷却水炉心(ループ) 平均温度 °C	一 次 系 圧 力 %	炉 出 力 %	蒸 気 流 量 %
急 速 出 力 上 昇	U-SG 炉	0.0 ~ -7.8	4.6 ~ -4.1	* +12.0	+8.0
	OTSG 炉	0.8 ~ -0.3	0.2 ~ -0.6	+ 8.0	+1.0
急 速 出 力 減 少	U-SG 炉	* 9.9 ~ 0.0	* 8.7 ~ -5.0	- 7.0	-1.0
	OTSG 炉	2.1 ~ -2.1	1.5 ~ -2.9	- 6.0	0.0
後 前 進 切 換	U-SG 炉	6.7 ~ -3.4	6.9 ~ -5.3	- 3.0	* +9.0
	OTSG 炉	1.3 ~ -2.1	0.6 ~ -1.6	+ 8.0	+1.0
出 力 減 少	U-SG 炉	7.5 ~ 0.0	7.2 ~ -5.0	- 5.0	0.0
	OTSG 炉	1.0 ~ -1.2	0.8 ~ -1.8	- 6.0	-1.0

表 5.14 収束性の評価

(注) - は、解析時間内で、収束範囲内に整定していないことを示す。

負荷変動の種類	炉の種類	整 定 時 間 (sec)					
		炉 出 力 ($\pm 2\%$)	一 次 系 圧 力 ($\pm 2\%$)	一 次 冷 却 水 炉 心 (ループ平均温度 ($\pm 1.1^\circ\text{C}$))	蒸 気 圧 力 ($\pm 2\%$)	蒸 気 流 量 ($\pm 2\%$)	制 御 棒 停 止
急 速 出 力 上 昇	U-SG 炉	-	395.9	218.4	-	-	238.3 61.3
	OTSG 炉	70.6	0.0	0.0	0.0	29.5	51.6
急 速 出 力 減 少	U-SG 炉	-	-	-	241.9	198.8	593.9 101.8
	OTSG 炉	126.2	458.8	86.3	23.5	19.3	123.1
後 前 進 切 換	U-SG 炉	-	-	320.6	137.9	-	327.2 103.6
	OTSG 炉	122.1	0.0	73.6	21.4	85.0	140.4
出 力 減 少	U-SG 炉	-	-	-	220.2	179.6	581.0 88.2
	OTSG 炉	104.6	0.0	17.8	33.0	29.9	111.8

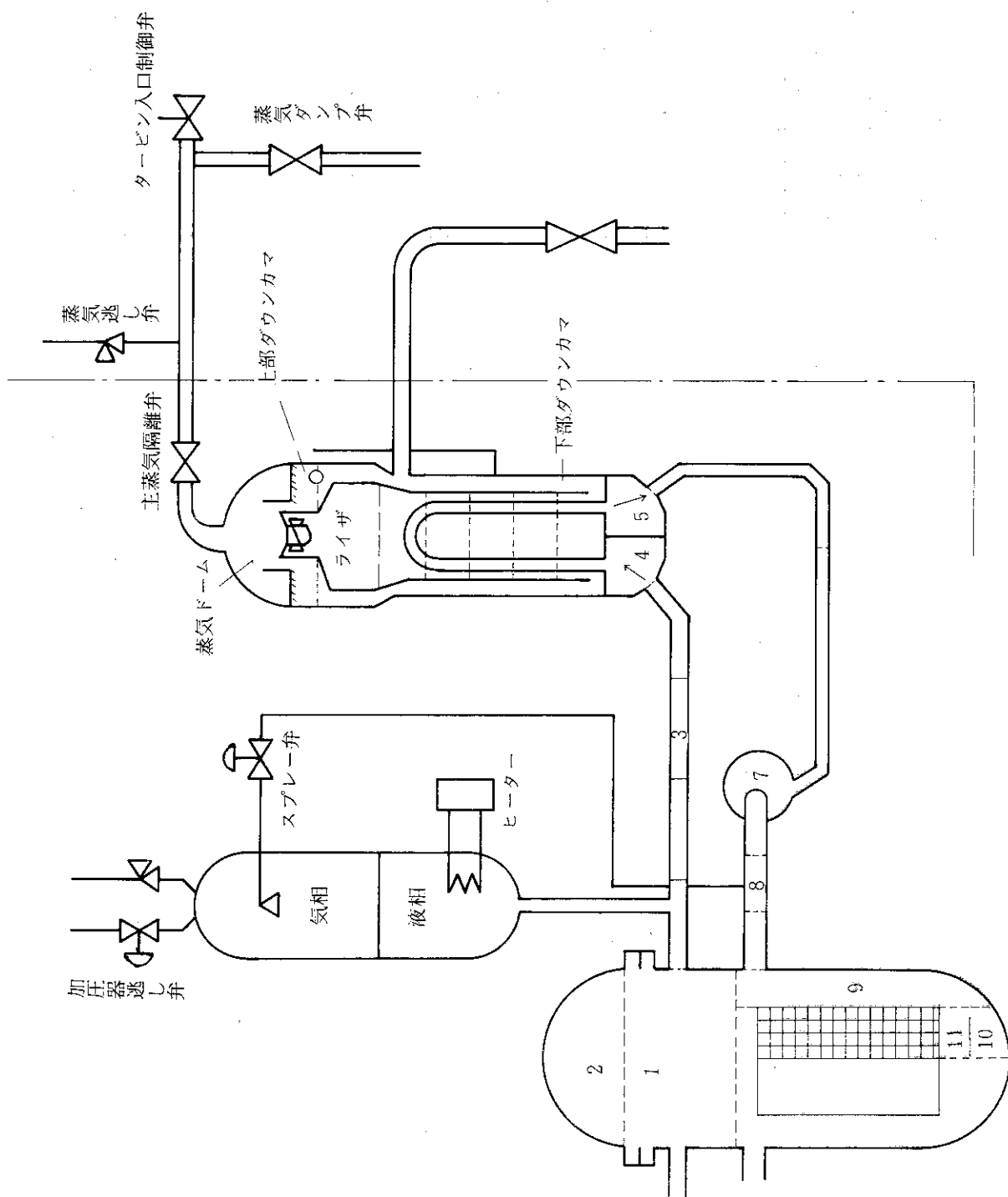


図 5.1 PWRDYN で使用した “むつ” の解析モデル

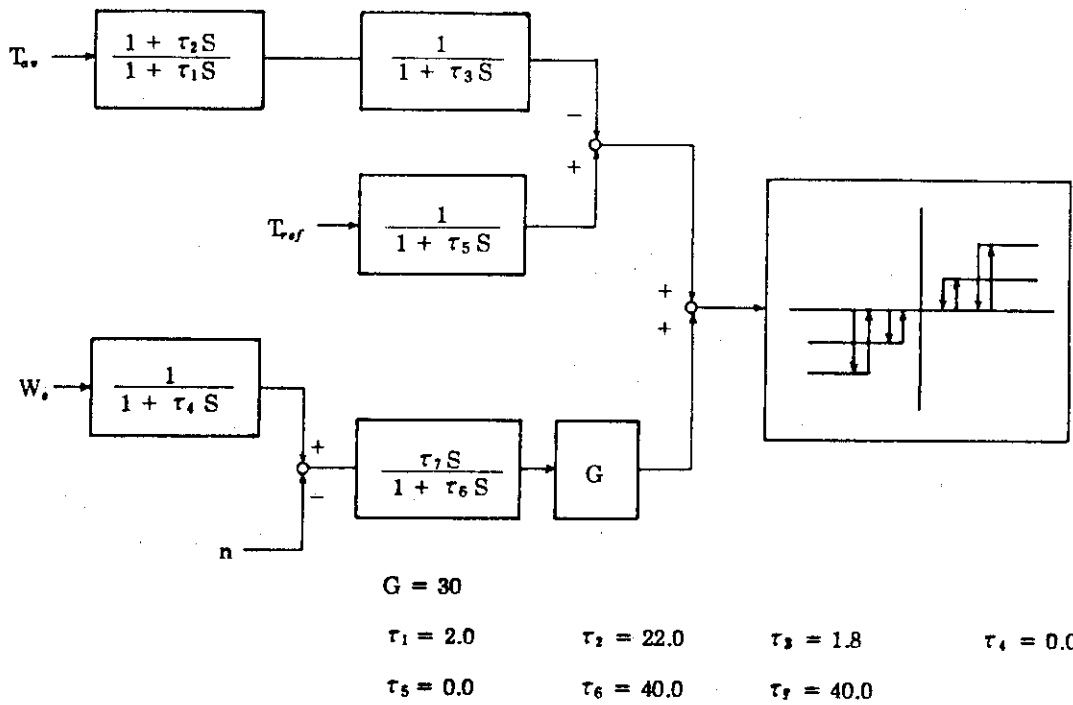


図 5.2 制御棒制御系ブロック線図と制御定数

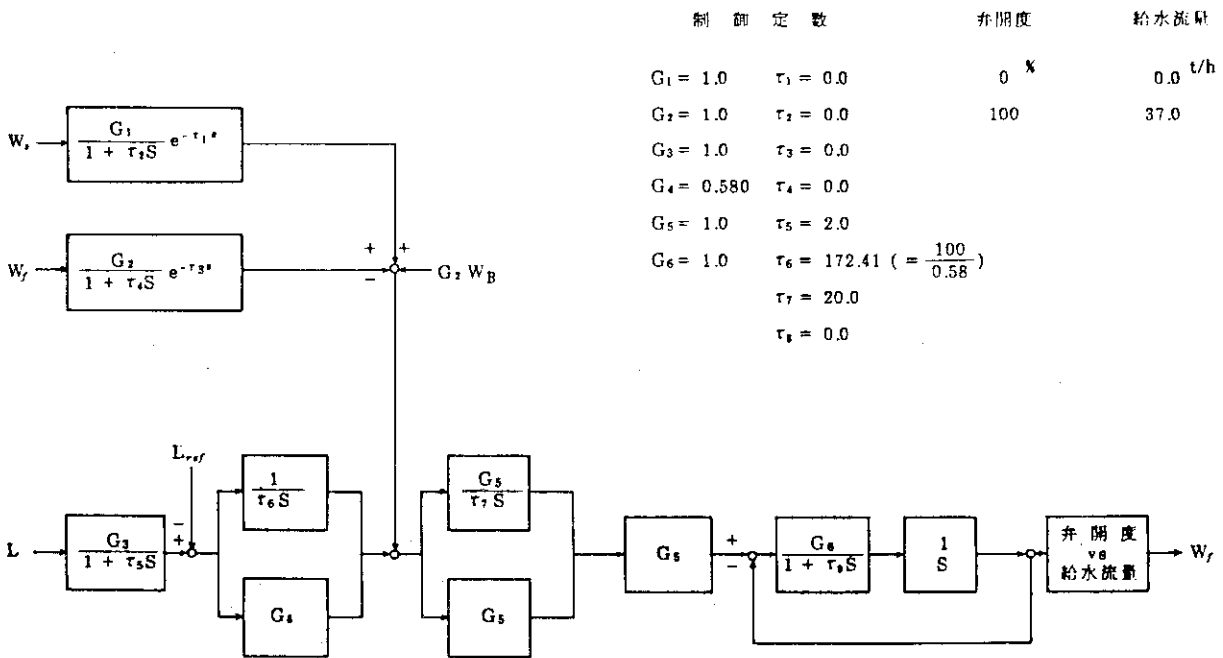


図 5.3 給水制御系ブロック線図と制御定数

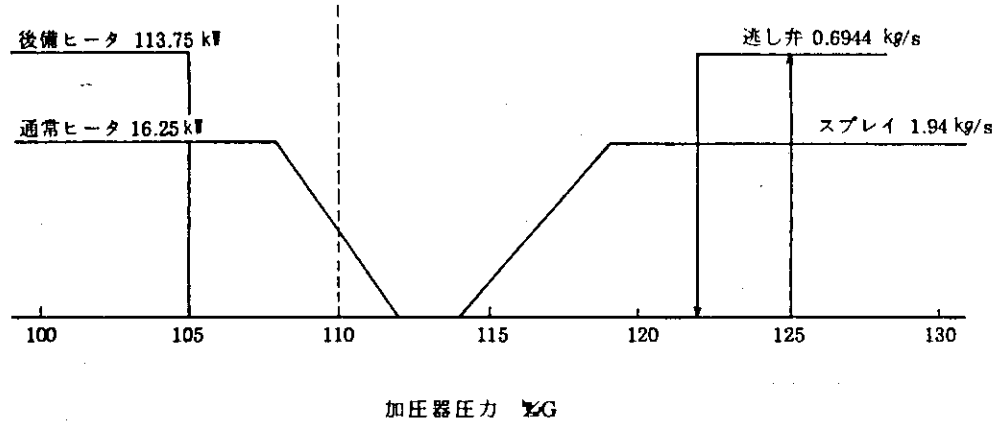


図 5.4 加圧器逃し弁, ヒータ, スプレーの作動特性

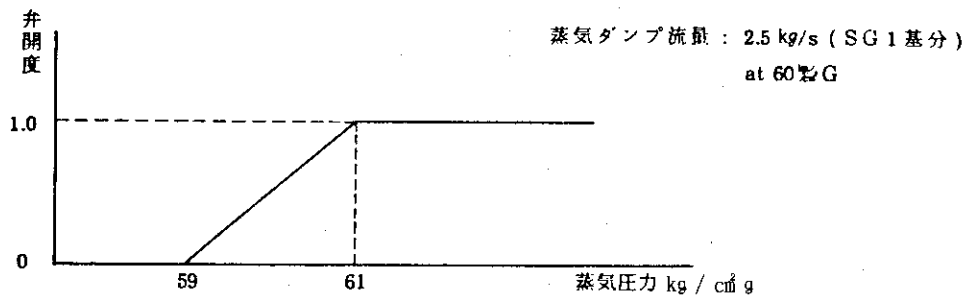


図 5.5 蒸気ダンプ弁作動特性

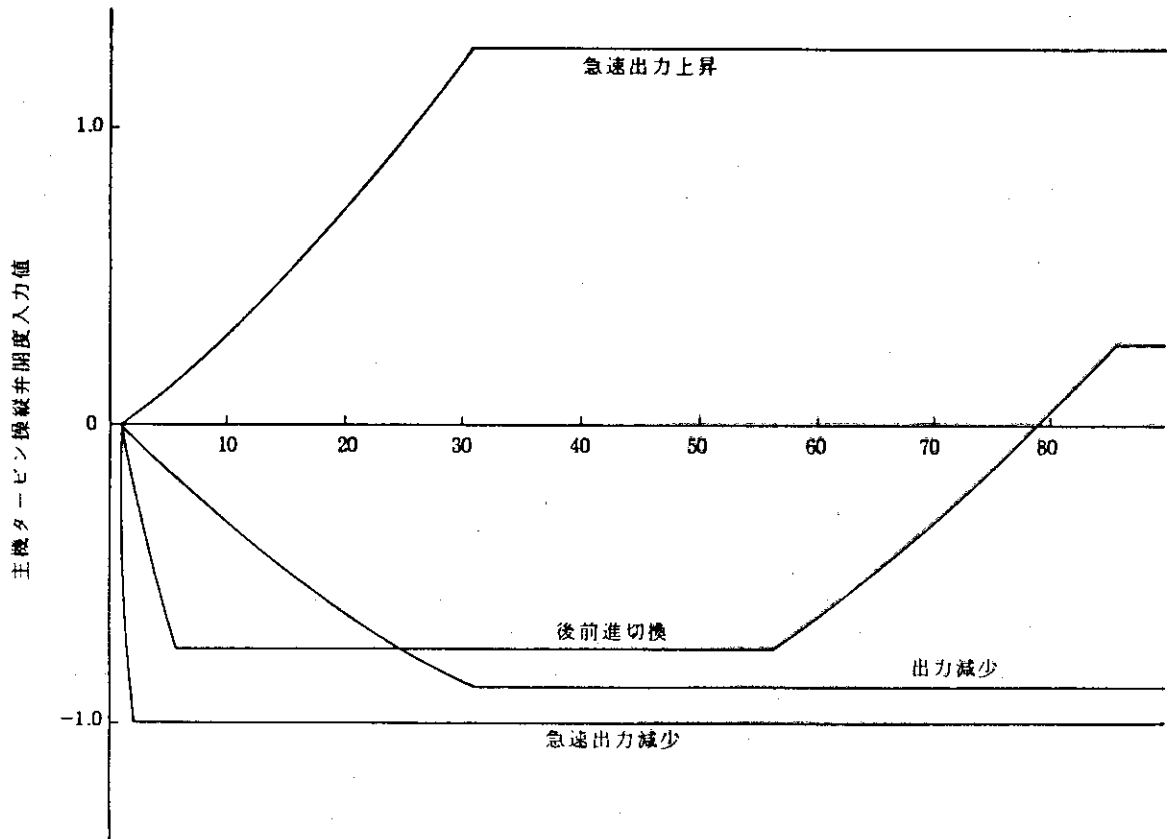


図 5.6 主機タービン操縦弁開度入力値

STEAM GENERATOR DYNAMICS
(TIME = 0.00 SEC)

*****		----->>> STEAM		*****		*****		*****	
FT	= 8.467 KG/SEC	FT	= 8.467 KG/SEC	FT	= 8.467 KG/SEC	FT	= 8.467 KG/SEC	FT	= 8.467 KG/SEC
FL	= 0.000 KG/SEC	FL	= 0.000 KG/SEC	FL	= 0.000 KG/SEC	FL	= 0.000 KG/SEC	FL	= 0.000 KG/SEC
FG	= 8.467 KG/SEC	FG	= 8.467 KG/SEC	FG	= 8.467 KG/SEC	FG	= 8.467 KG/SEC	FG	= 8.467 KG/SEC
*****		*****		*****		*****		*****	
< STEAM DOME >									
*****		*****		*****		*****		*****	
HT	= 0.000 KG/SEC	HT	= 0.000 KG/SEC	HT	= 0.000 KG/SEC	HT	= 0.000 KG/SEC	HT	= 0.000 KG/SEC
HL	= 0.000 KG/SEC	HL	= 0.000 KG/SEC	HL	= 0.000 KG/SEC	HL	= 0.000 KG/SEC	HL	= 0.000 KG/SEC
HT	= 40.00 KG/CM2.G	HT	= 40.00 KG/CM2.G	HT	= 40.00 KG/CM2.G	HT	= 40.00 KG/CM2.G	HT	= 40.00 KG/CM2.G
VOLUME	= 2.54 M3	VOLUME	= 2.54 M3	VOLUME	= 2.54 M3	VOLUME	= 2.54 M3	VOLUME	= 2.54 M3
TEMP.	= 250.64 DEG.C	TEMP.	= 250.64 DEG.C	TEMP.	= 250.64 DEG.C	TEMP.	= 250.64 DEG.C	TEMP.	= 250.64 DEG.C
ENTHALPY	= 668.83 KCAL/KG	ENTHALPY	= 668.83 KCAL/KG	ENTHALPY	= 668.83 KCAL/KG	ENTHALPY	= 668.83 KCAL/KG	ENTHALPY	= 668.83 KCAL/KG
*****		*****		*****		*****		*****	
< RISER >									
*****		*****		*****		*****		*****	
FT	= 44.901 KG/SEC	FT	= 44.901 KG/SEC	FT	= 44.901 KG/SEC	FT	= 44.901 KG/SEC	FT	= 44.901 KG/SEC
FL	= 36.362 KG/SEC	FL	= 36.362 KG/SEC	FL	= 36.362 KG/SEC	FL	= 36.362 KG/SEC	FL	= 36.362 KG/SEC
FG	= 8.539 KG/SEC	FG	= 8.539 KG/SEC	FG	= 8.539 KG/SEC	FG	= 8.539 KG/SEC	FG	= 8.539 KG/SEC
*****		*****		*****		*****		*****	
< UPPER DOWNCOMER >									
*****		*****		*****		*****		*****	
HT	= 79.22 KG	HT	= 79.22 KG	HT	= 79.22 KG	HT	= 79.22 KG	HT	= 79.22 KG
HL	= 72.68 KG	HL	= 72.68 KG	HL	= 72.68 KG	HL	= 72.68 KG	HL	= 72.68 KG
MG	= 6.55 KG	MG	= 6.55 KG	MG	= 6.55 KG	MG	= 6.55 KG	MG	= 6.55 KG
RG	= 78.06 %	RG	= 78.06 %	RG	= 78.06 %	RG	= 78.06 %	RG	= 78.06 %
X	= 19.02 %	X	= 19.02 %	X	= 19.02 %	X	= 19.02 %	X	= 19.02 %
HD	= 169.90 KG/M2	HD	= 169.90 KG/M2	HD	= 169.90 KG/M2	HD	= 169.90 KG/M2	HD	= 169.90 KG/M2
*****		*****		*****		*****		*****	
< FEED WATER >									
*****		*****		*****		*****		*****	
FT	= 510.69 KG	FT	= 510.69 KG	FT	= 510.69 KG	FT	= 510.69 KG	FT	= 510.69 KG
ML	= 510.69 KG	ML	= 510.69 KG	ML	= 510.69 KG	ML	= 510.69 KG	ML	= 510.69 KG
MG	= 0.00 KG	MG	= 0.00 KG	MG	= 0.00 KG	MG	= 0.00 KG	MG	= 0.00 KG
RG	= 0.00 %	RG	= 0.00 %	RG	= 0.00 %	RG	= 0.00 %	RG	= 0.00 %
X	= 0.00 %	X	= 0.00 %	X	= 0.00 %	X	= 0.00 %	X	= 0.00 %
HD	= 411.72 KG/M2	HD	= 411.72 KG/M2	HD	= 411.72 KG/M2	HD	= 411.72 KG/M2	HD	= 411.72 KG/M2
*****		*****		*****		*****		*****	
< LOWER DOWNCOMER >									
*****		*****		*****		*****		*****	
FT	= 44.990 KG/SEC	FT	= 44.990 KG/SEC	FT	= 44.990 KG/SEC	FT	= 44.990 KG/SEC	FT	= 44.990 KG/SEC
FL	= 36.363 KG/SEC	FL	= 36.363 KG/SEC	FL	= 36.363 KG/SEC	FL	= 36.363 KG/SEC	FL	= 36.363 KG/SEC
FG	= 8.539 KG/SEC	FG	= 8.539 KG/SEC	FG	= 8.539 KG/SEC	FG	= 8.539 KG/SEC	FG	= 8.539 KG/SEC
MF	= 337.815 KCAL/KG	MF	= 337.815 KCAL/KG	MF	= 337.815 KCAL/KG	MF	= 337.815 KCAL/KG	MF	= 337.815 KCAL/KG
*****		*****		*****		*****		*****	
< HEATING SECTION >									
*****		*****		*****		*****		*****	
HT	= 482.56 KG	HT	= 482.56 KG	HT	= 482.56 KG	HT	= 482.56 KG	HT	= 482.56 KG
ML	= 468.33 KG	ML	= 468.33 KG	ML	= 468.33 KG	ML	= 468.33 KG	ML	= 468.33 KG
MG	= 16.22 KG	MG	= 16.22 KG	MG	= 16.22 KG	MG	= 16.22 KG	MG	= 16.22 KG
RG	= 57.68 %	RG	= 57.68 %	RG	= 57.68 %	RG	= 57.68 %	RG	= 57.68 %
X	= 3.36 %	X	= 3.36 %	X	= 3.36 %	X	= 3.36 %	X	= 3.36 %
HD	= 1000.25 KG/M2	HD	= 1000.25 KG/M2	HD	= 1000.25 KG/M2	HD	= 1000.25 KG/M2	HD	= 1000.25 KG/M2
*****		*****		*****		*****		*****	
< BLOW DOWN >									
*****		*****		*****		*****		*****	
FT	= 0.083 KG/SEC	FT	= 0.083 KG/SEC	FT	= 0.083 KG/SEC	FT	= 0.083 KG/SEC	FT	= 0.083 KG/SEC
FL	= 0.000 KG/SEC	FL	= 0.000 KG/SEC	FL	= 0.000 KG/SEC	FL	= 0.000 KG/SEC	FL	= 0.000 KG/SEC
FG	= 0.000 KG/SEC	FG	= 0.000 KG/SEC	FG	= 0.000 KG/SEC	FG	= 0.000 KG/SEC	FG	= 0.000 KG/SEC
*****		*****		*****		*****		*****	

図 5.7 蒸気発生器詳細出力データ

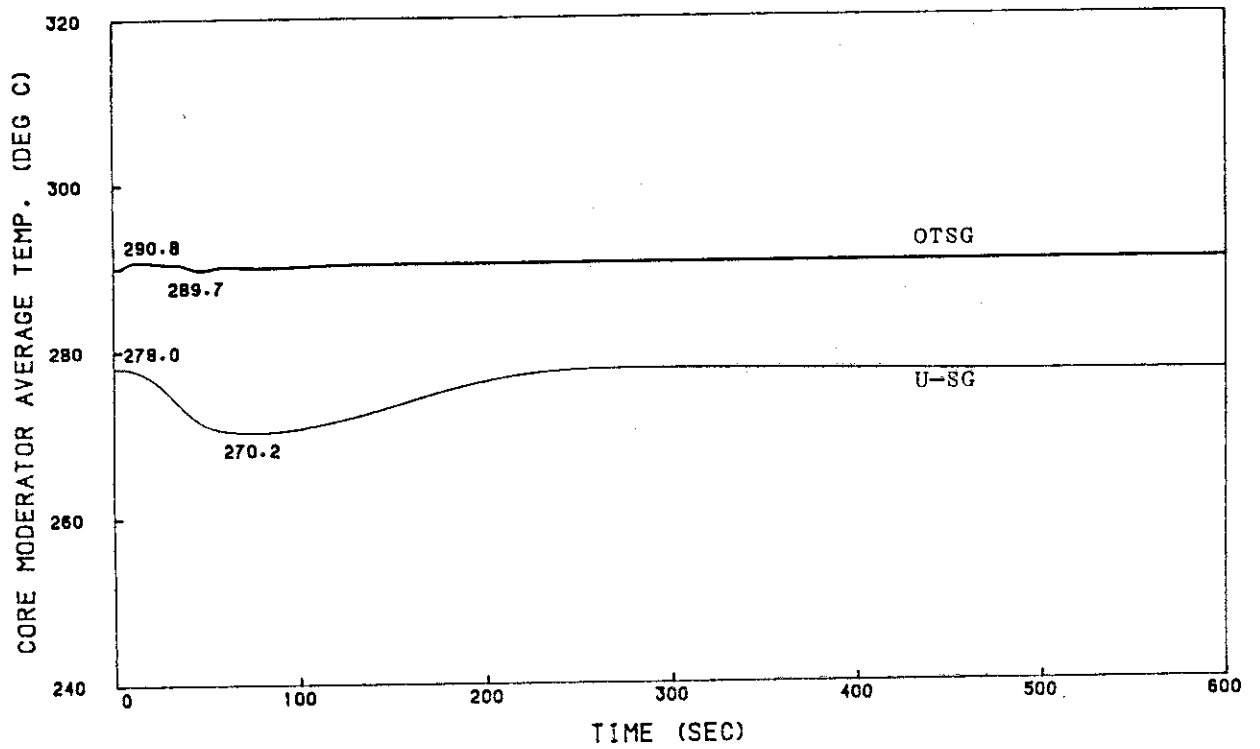
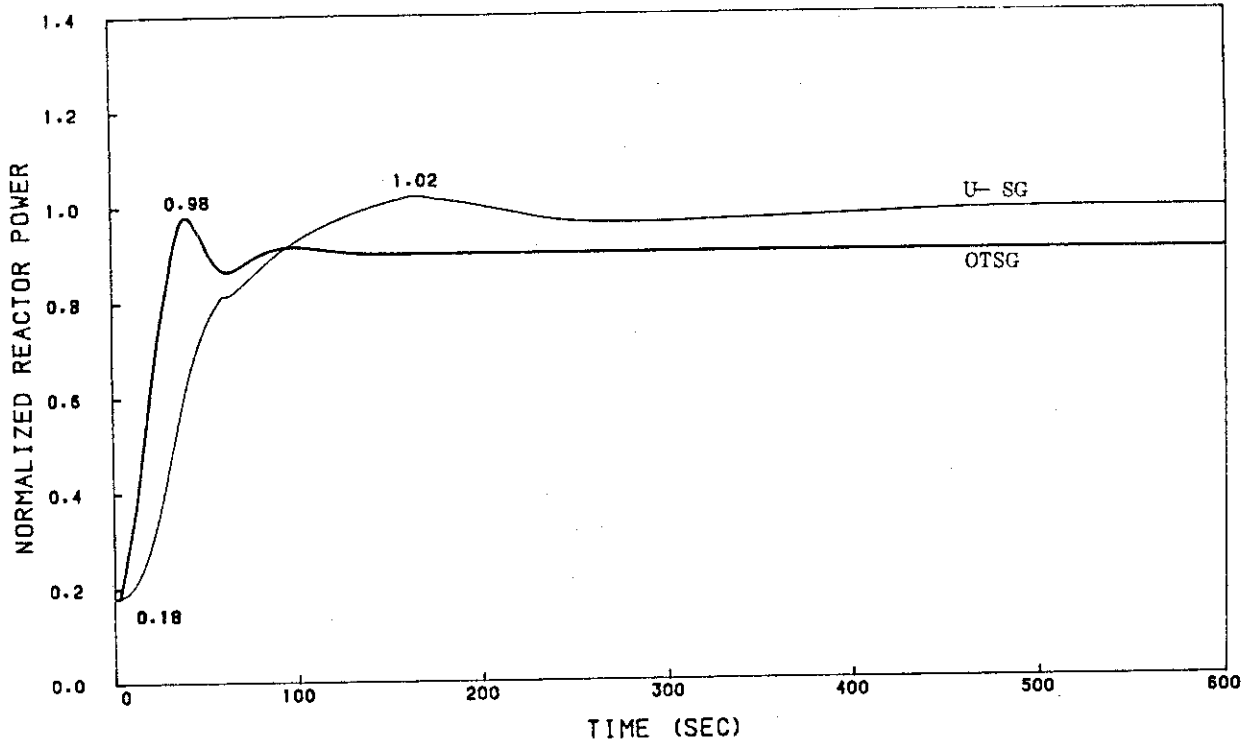


图 5.8 急速出力上昇 (1/7)

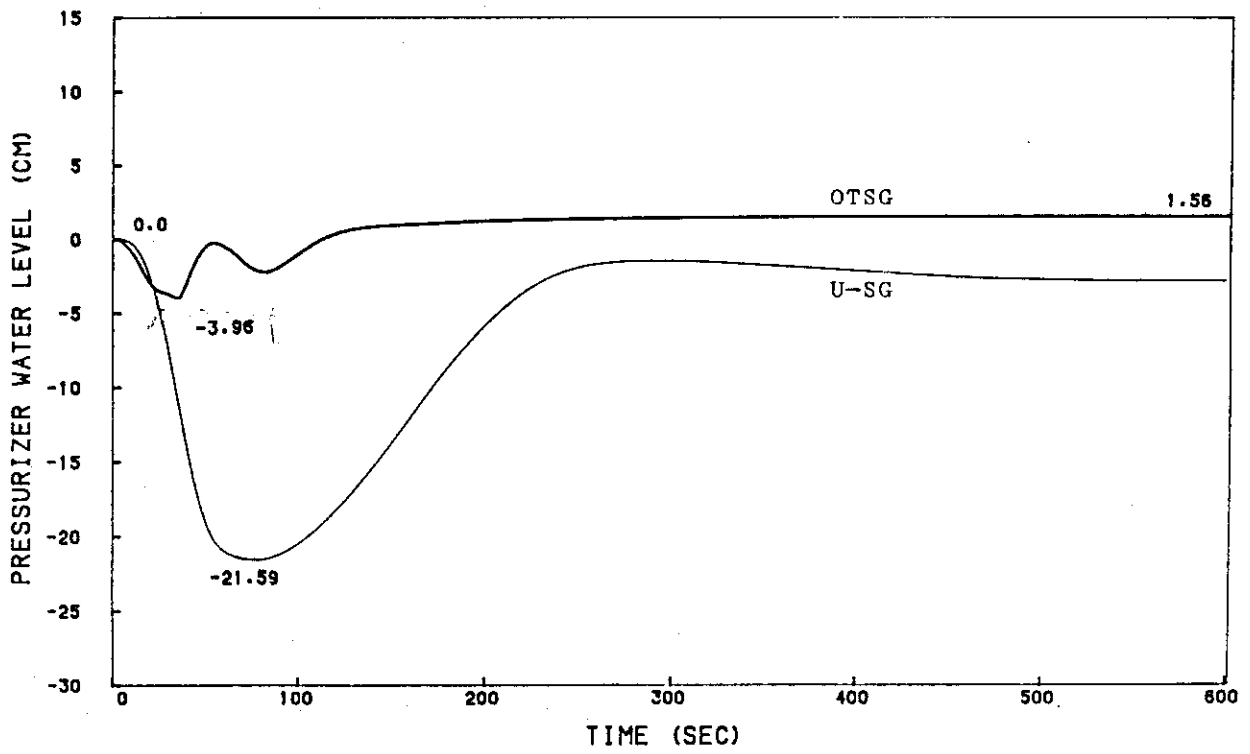
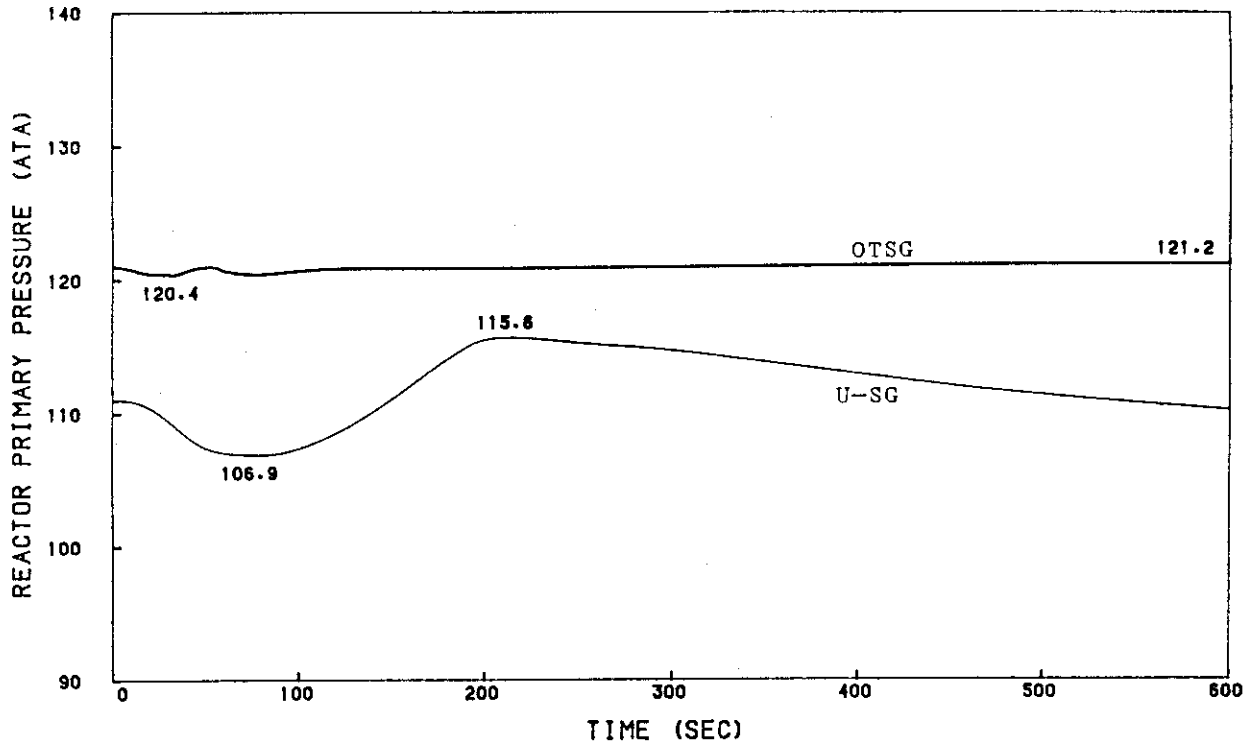


图 5.8 急速出力上昇 (2/7)

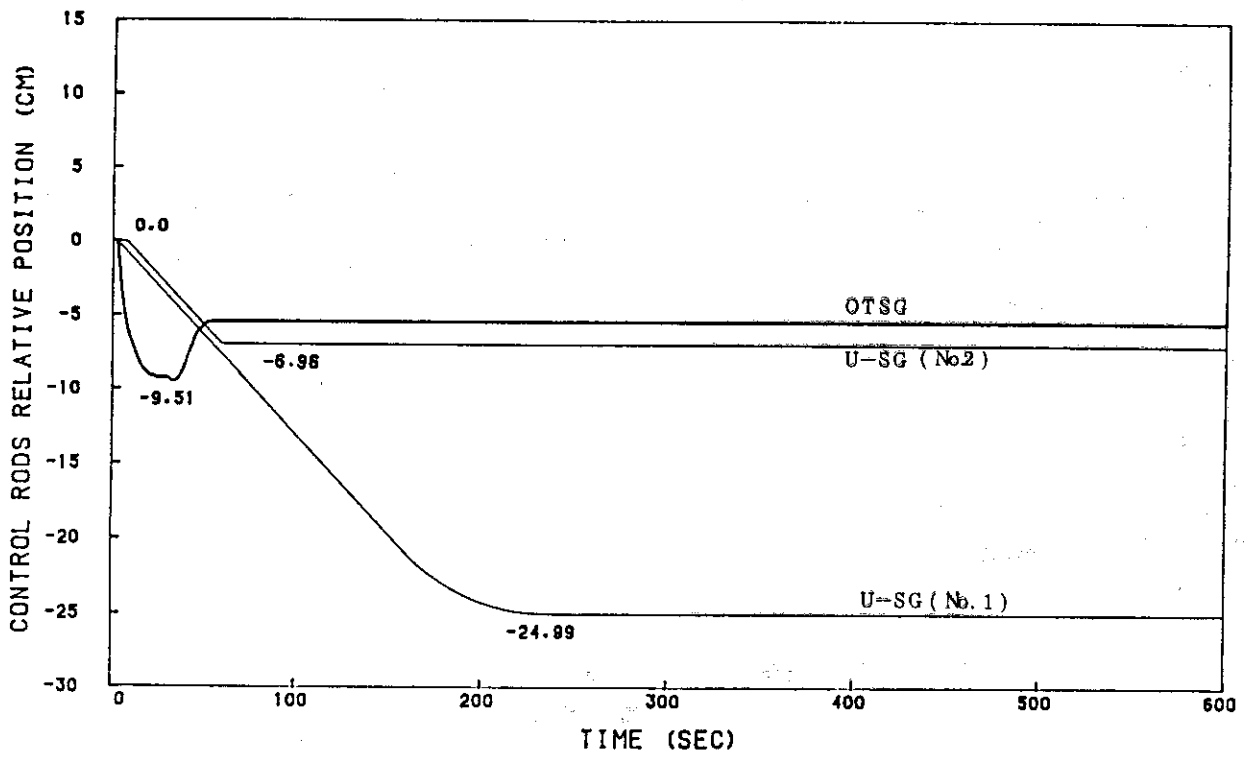
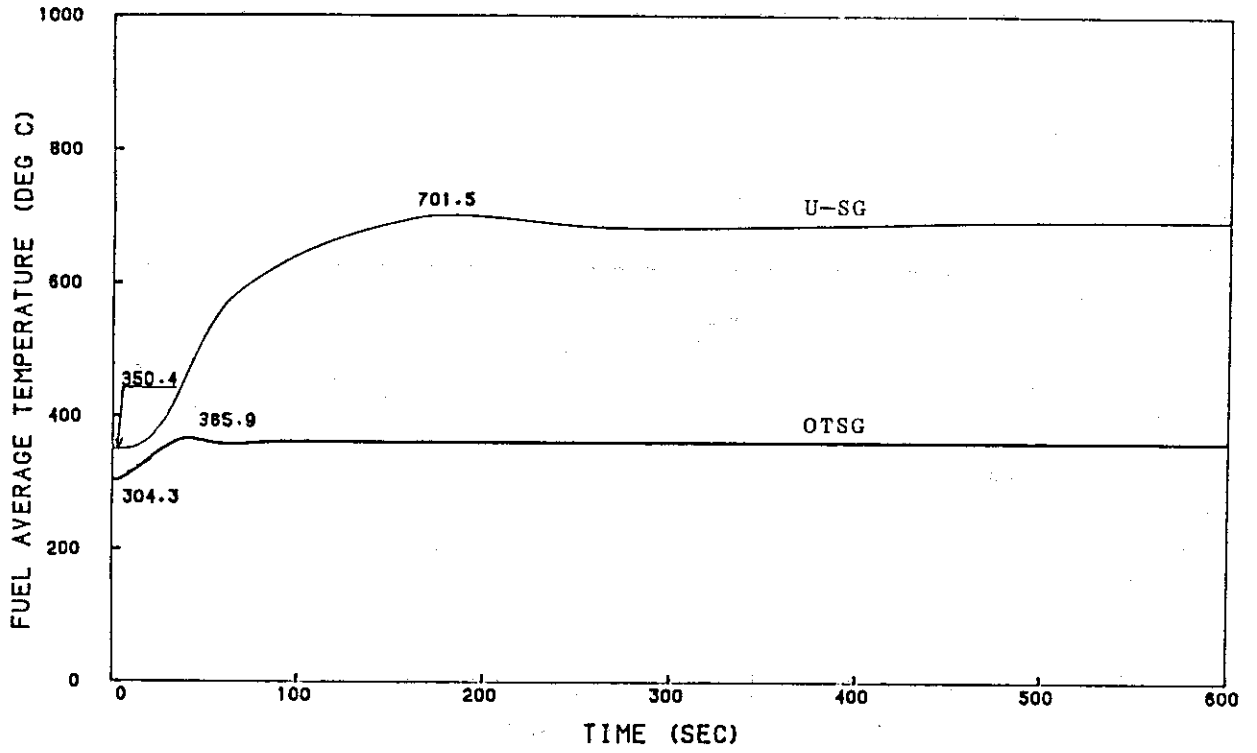


図 5.8 急速出力上昇 (3/7)

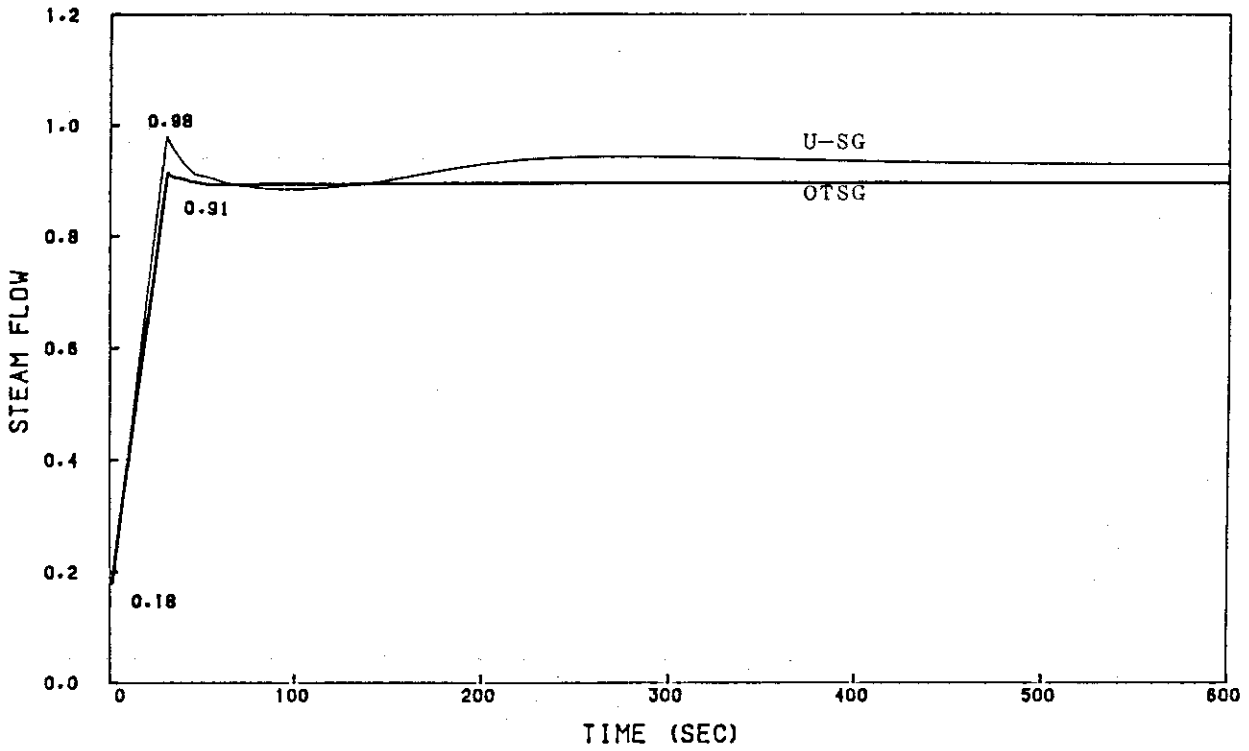
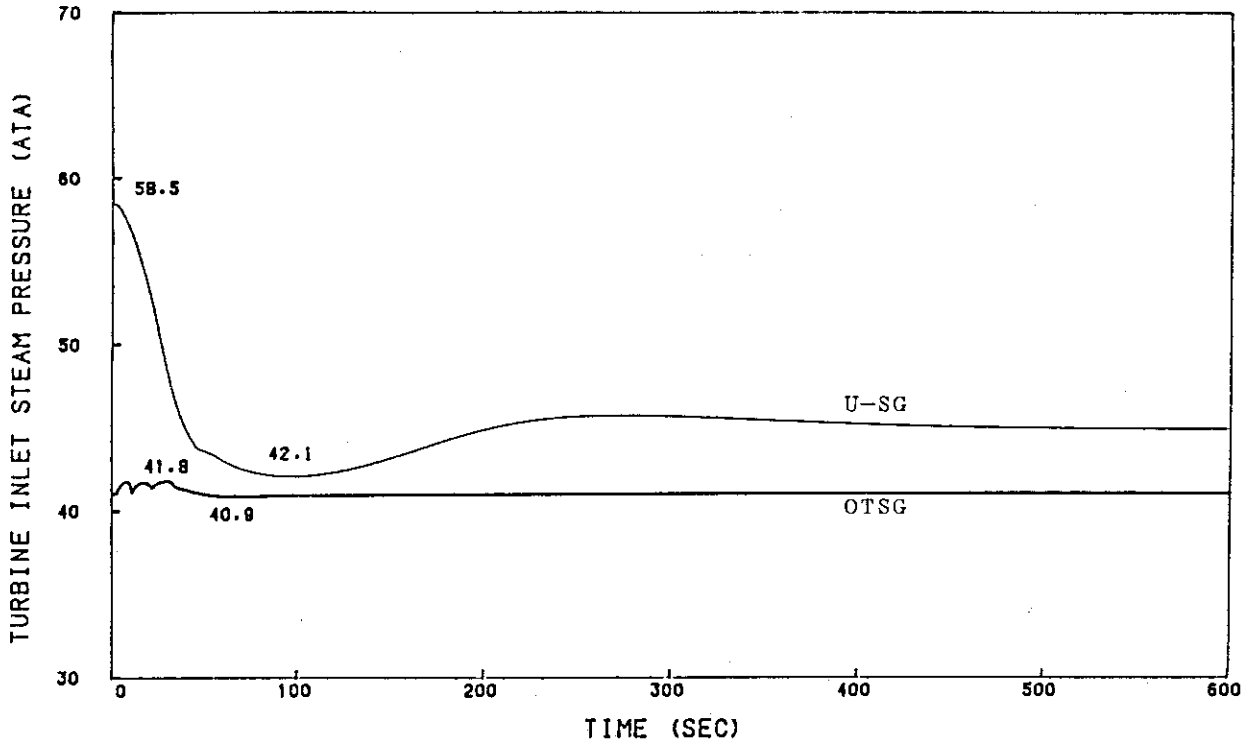


図 5.8 急速出力上昇 (4/7)

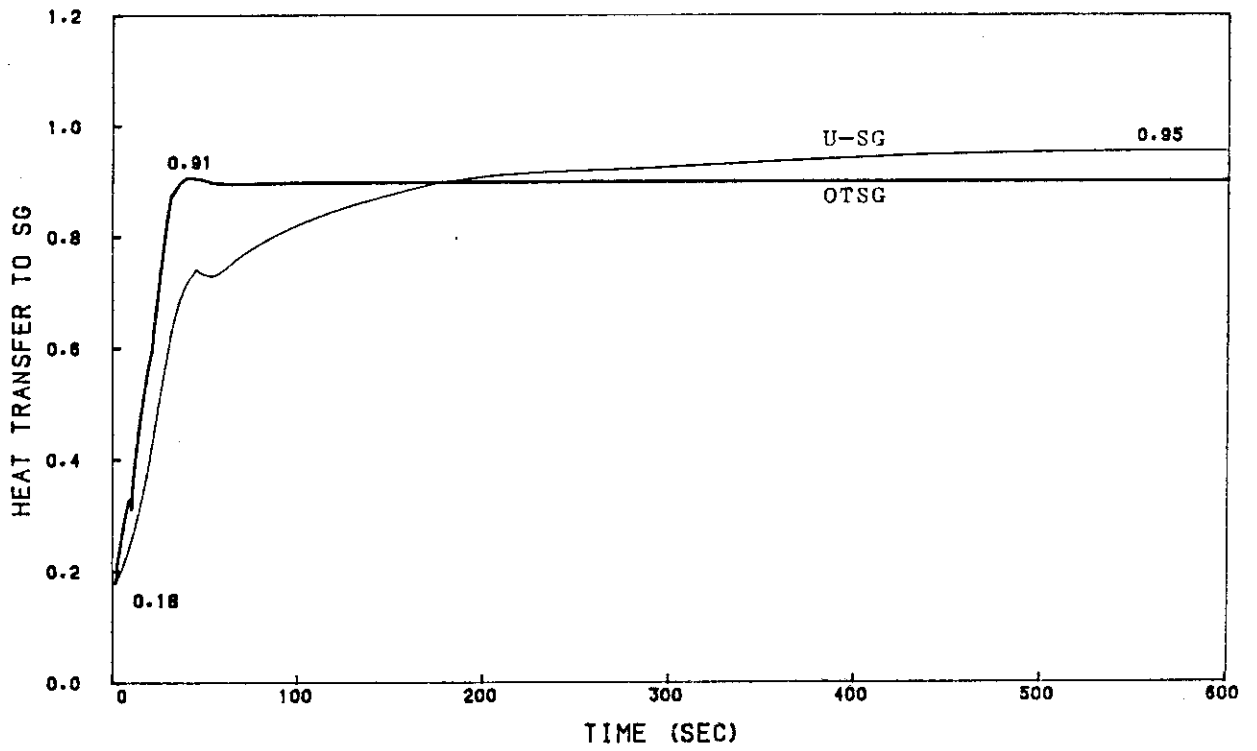
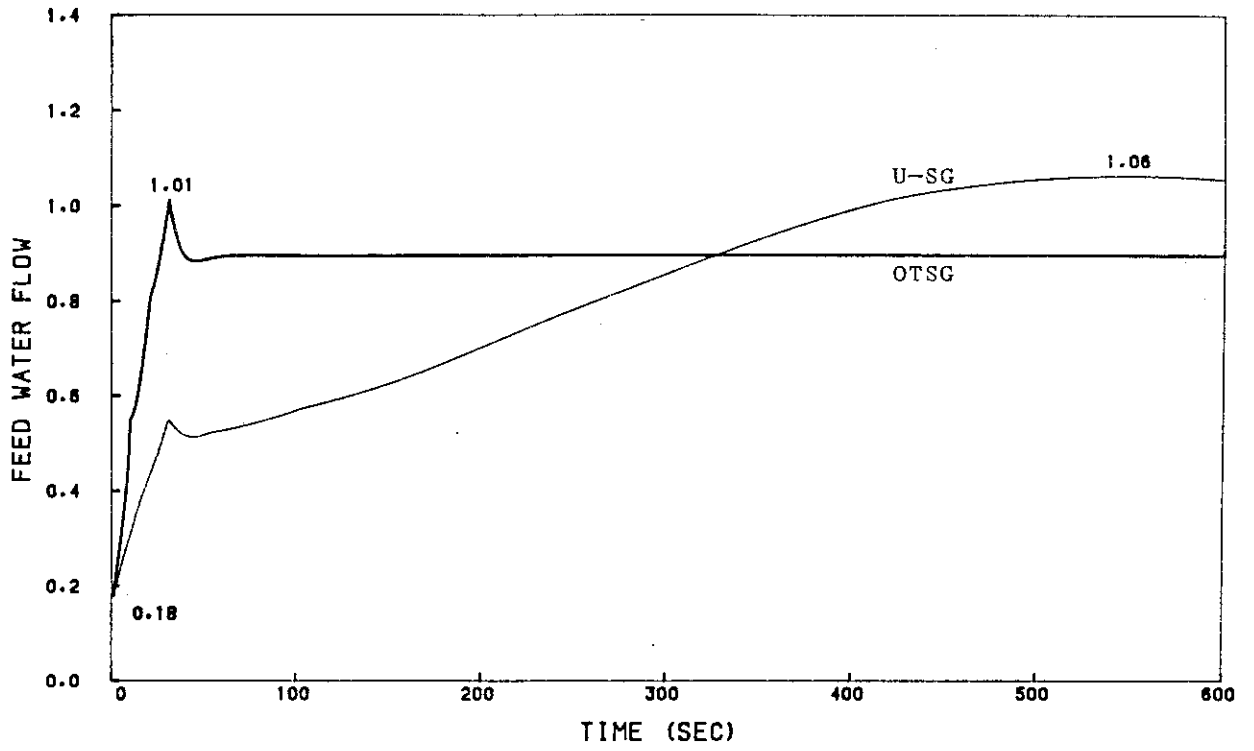


图 5.8 急速出力上昇 (5/7)

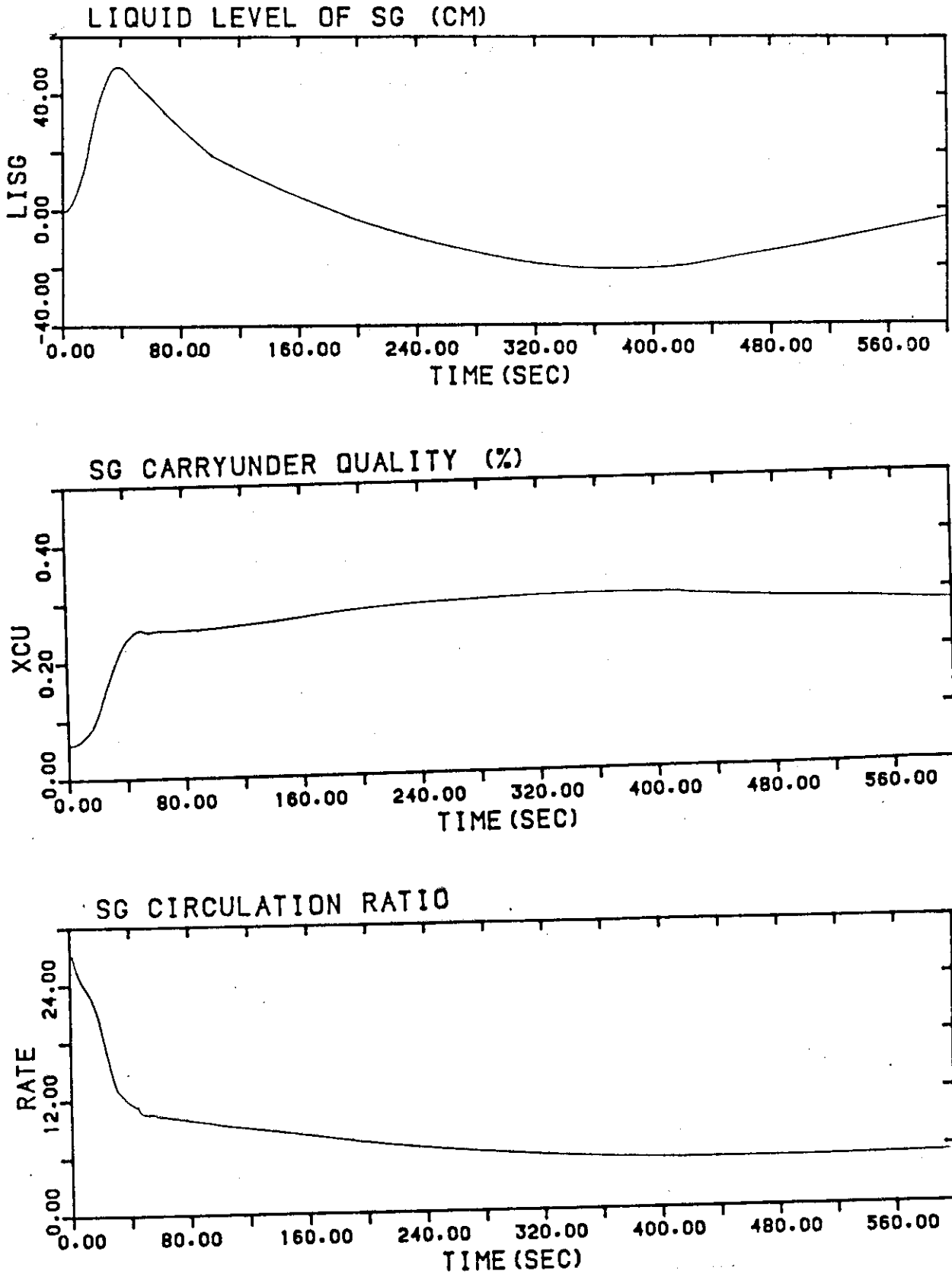


图 5.8 急速出力上昇 U, SG (6/7)

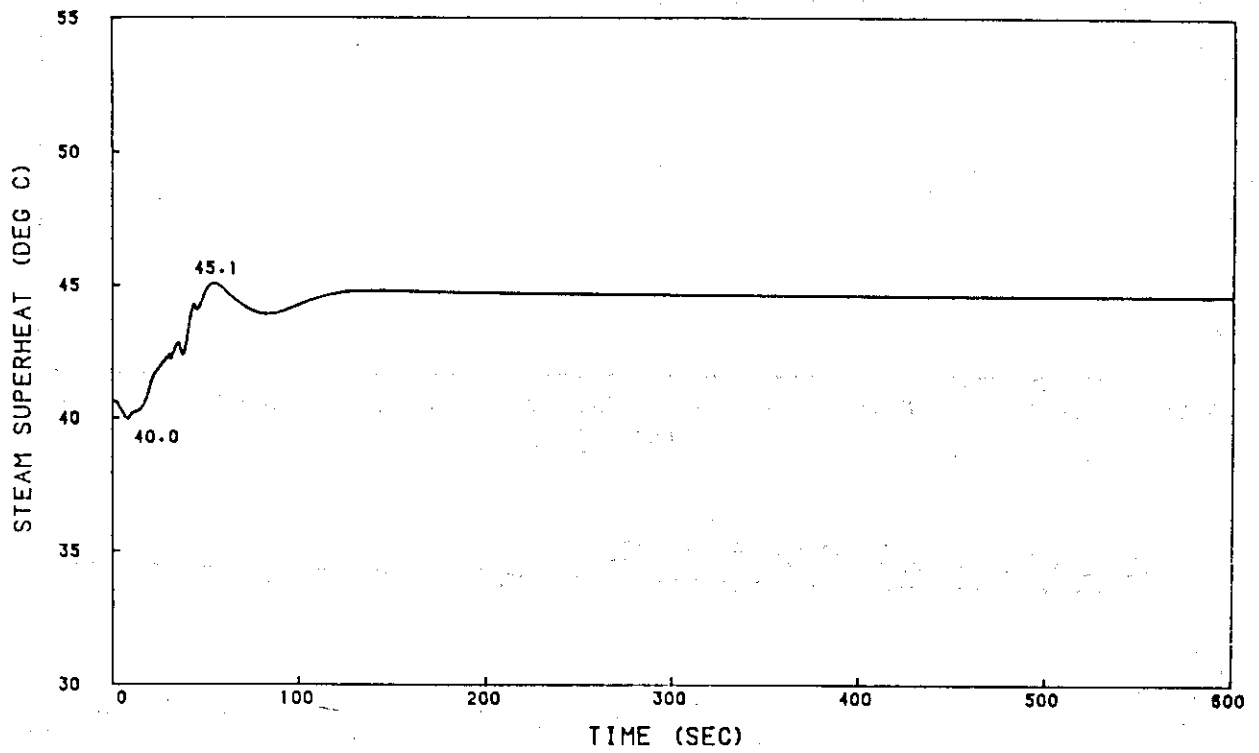


图 5.8 急速出力上昇OTSG (7/7)

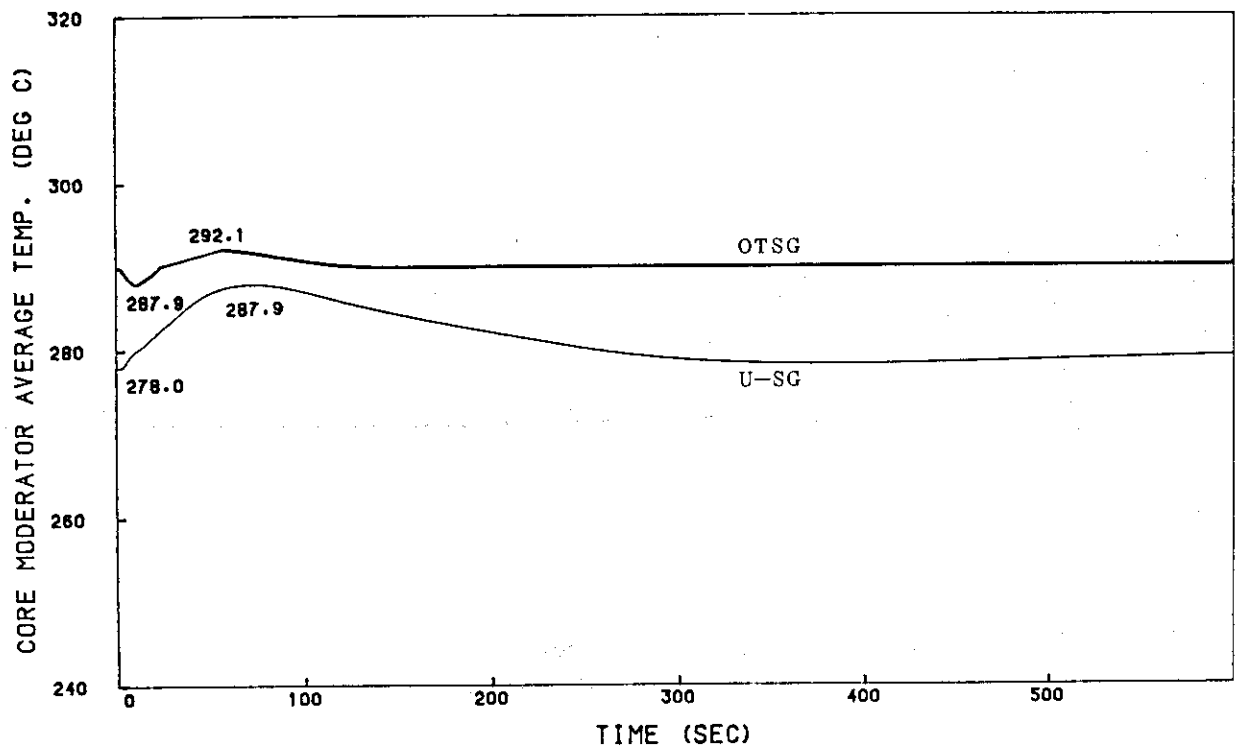
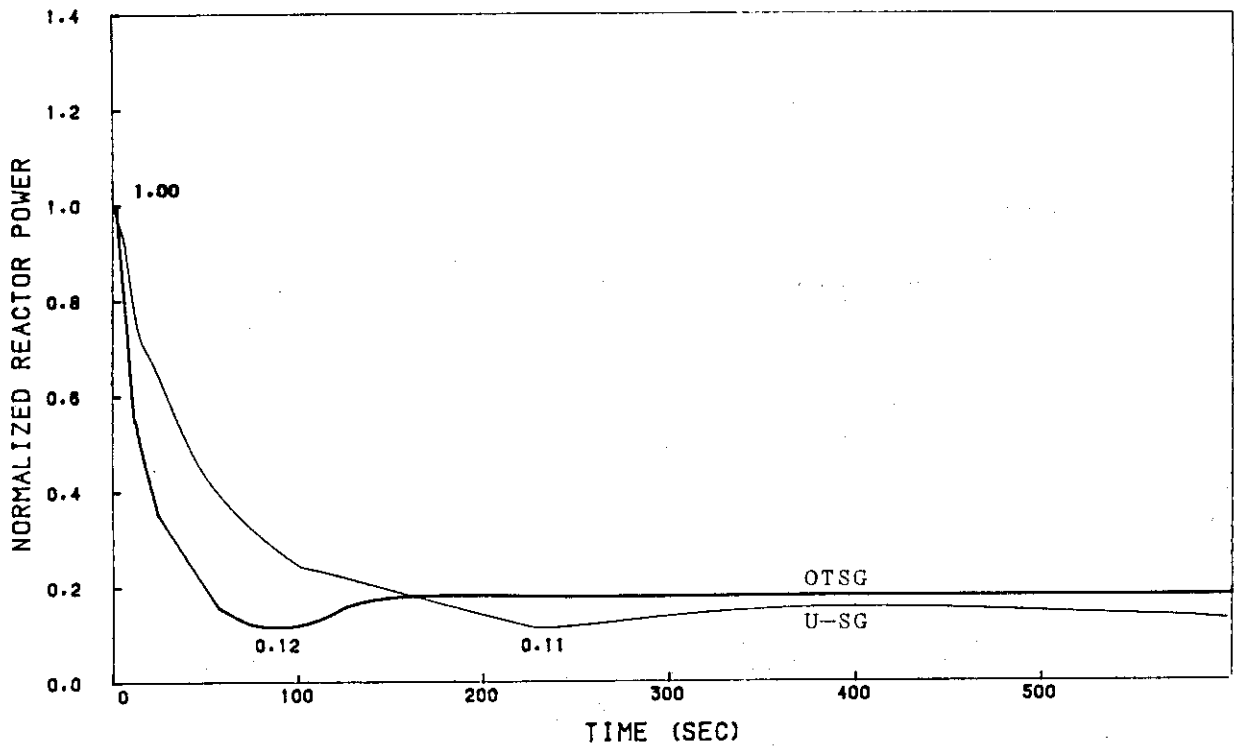


図 5.9 急速出力減少 (1/7)

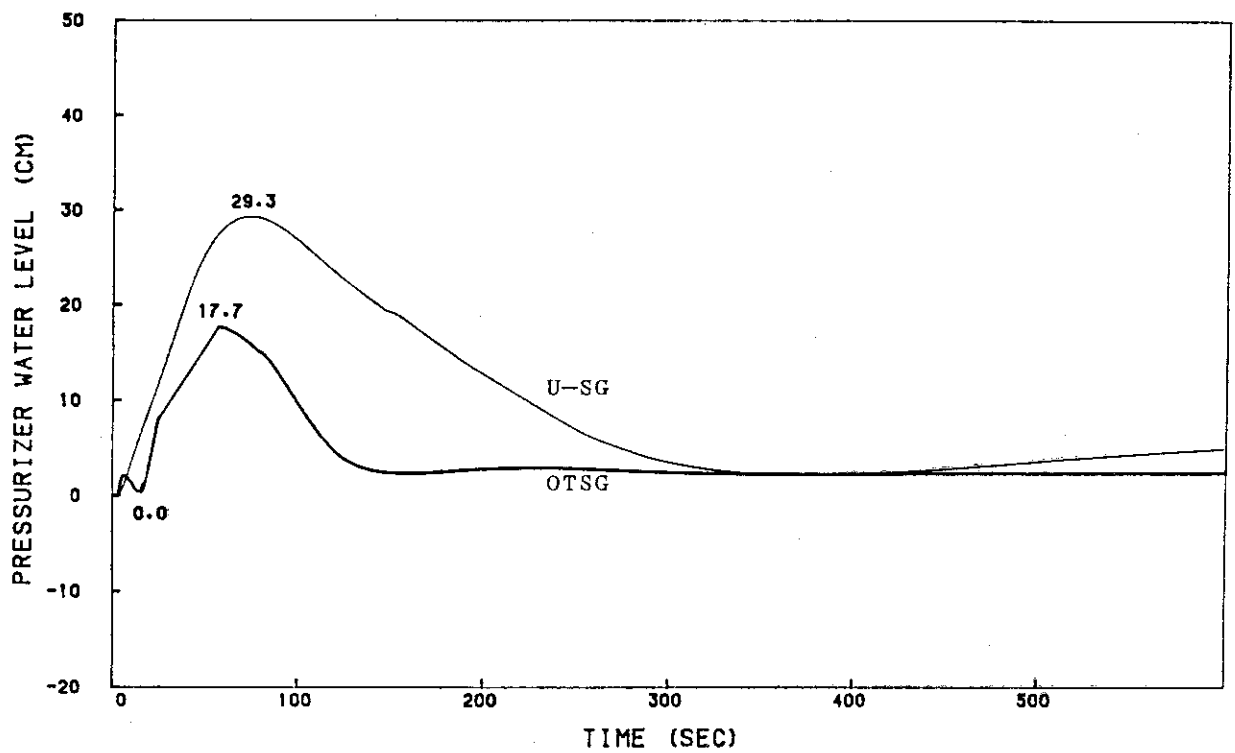
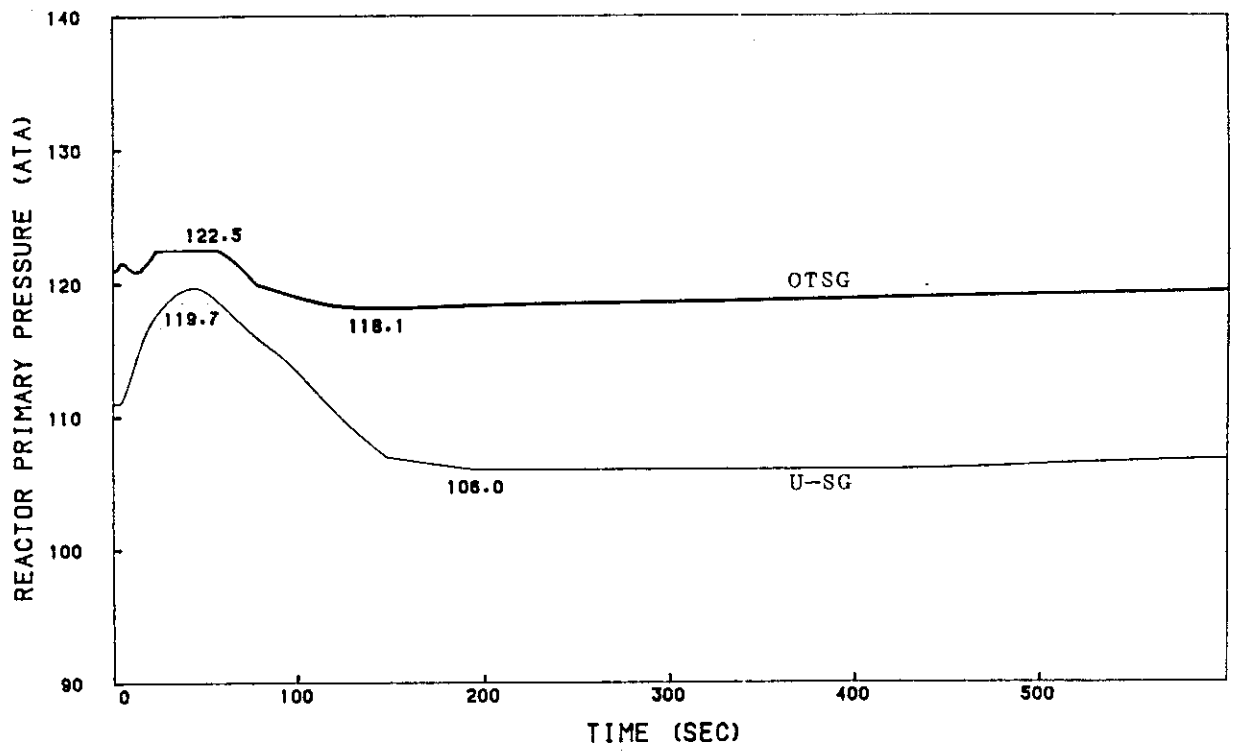


図 5.9 急速出力減少 (2/7)

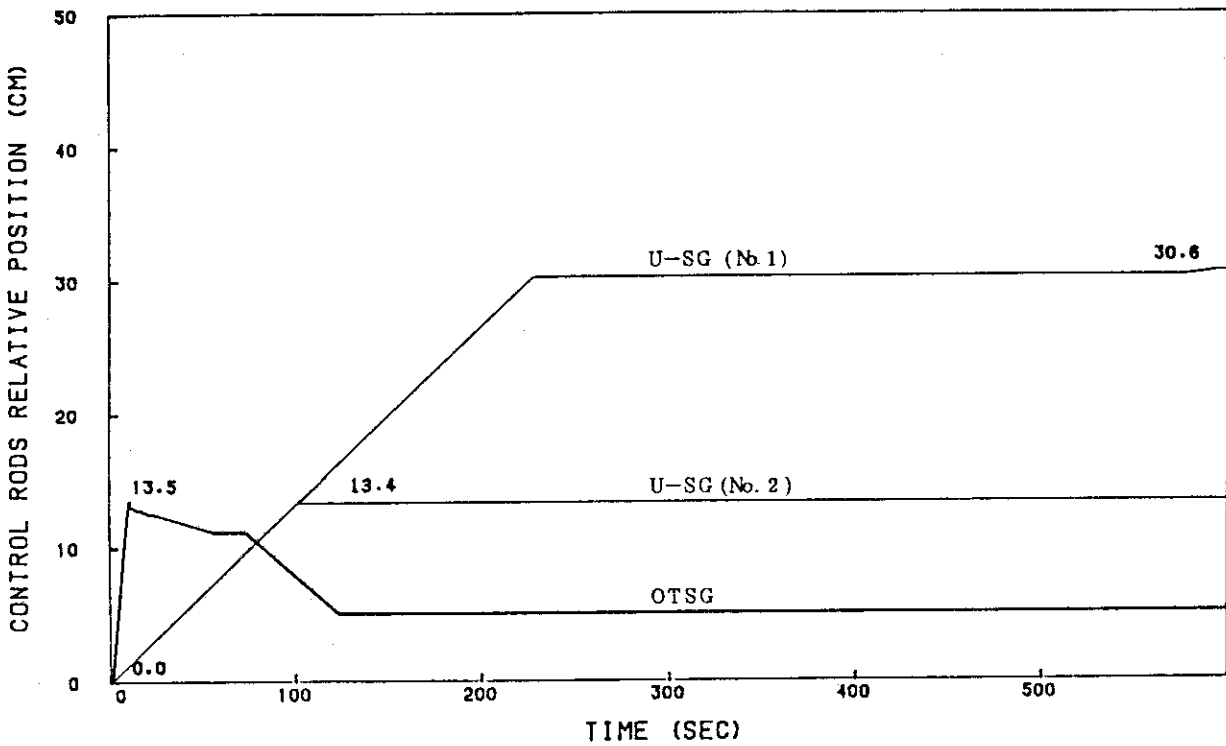
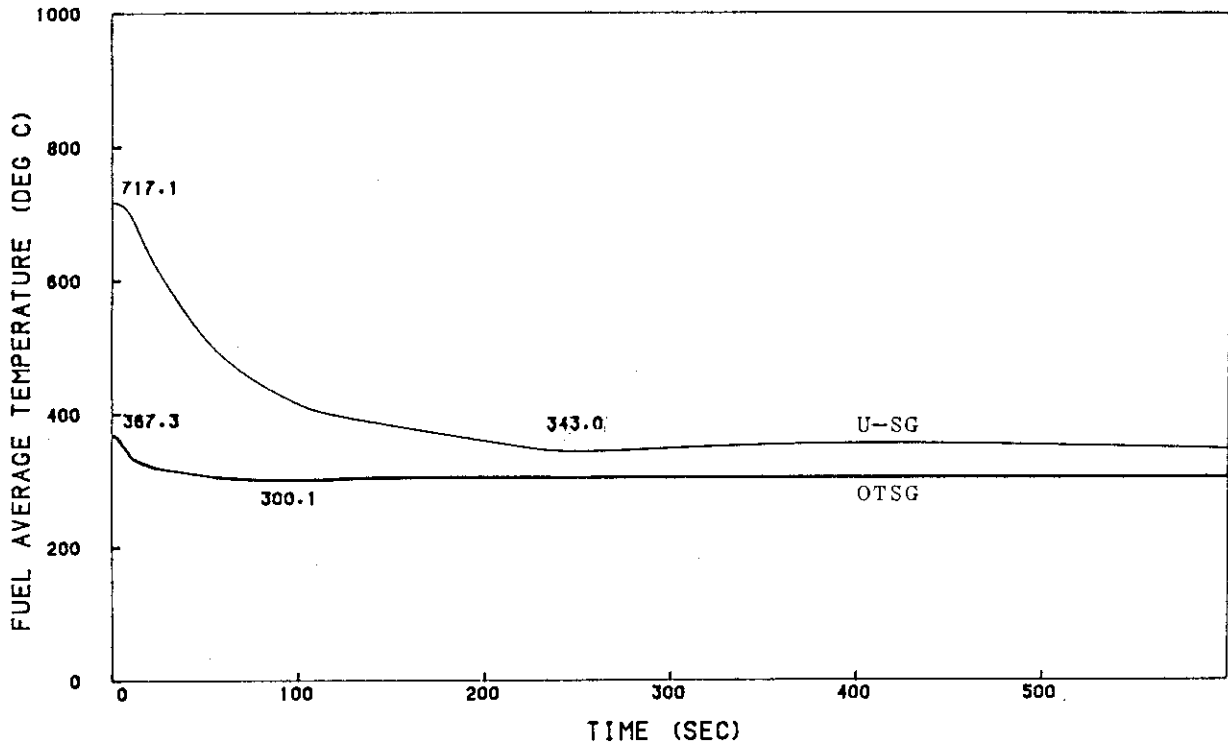


図 5.9 急速出力減少 (3/7)

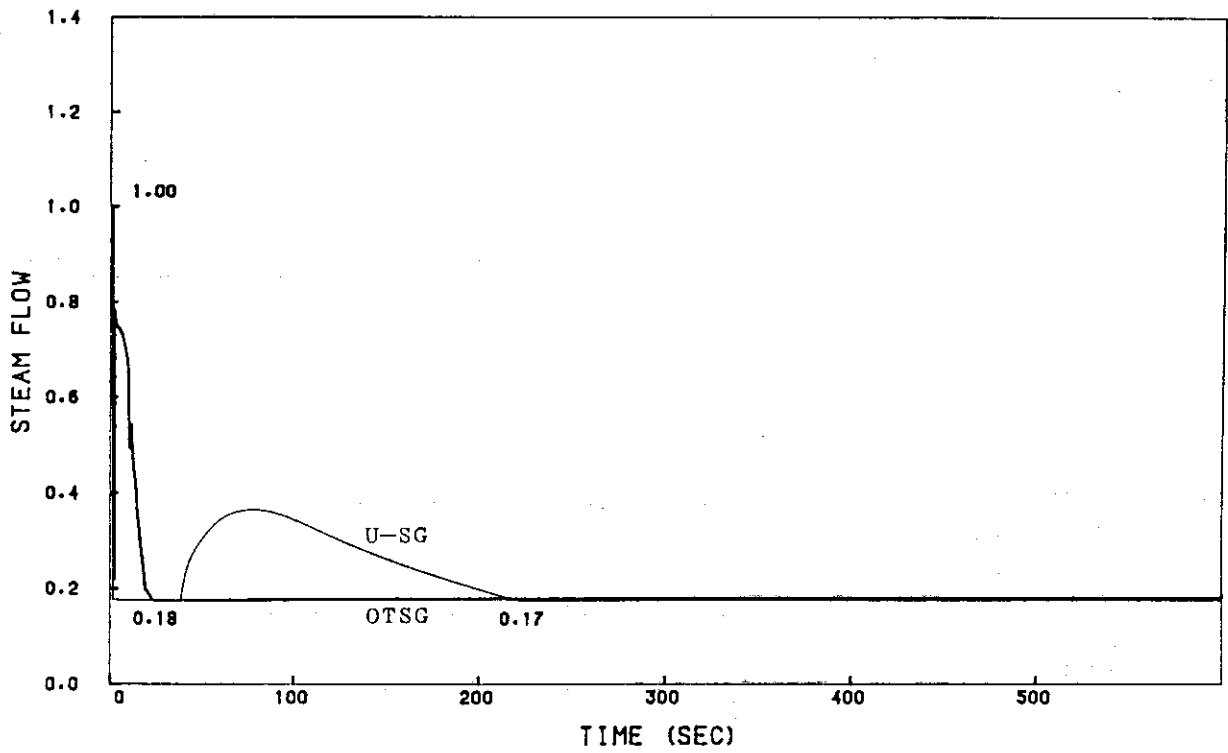
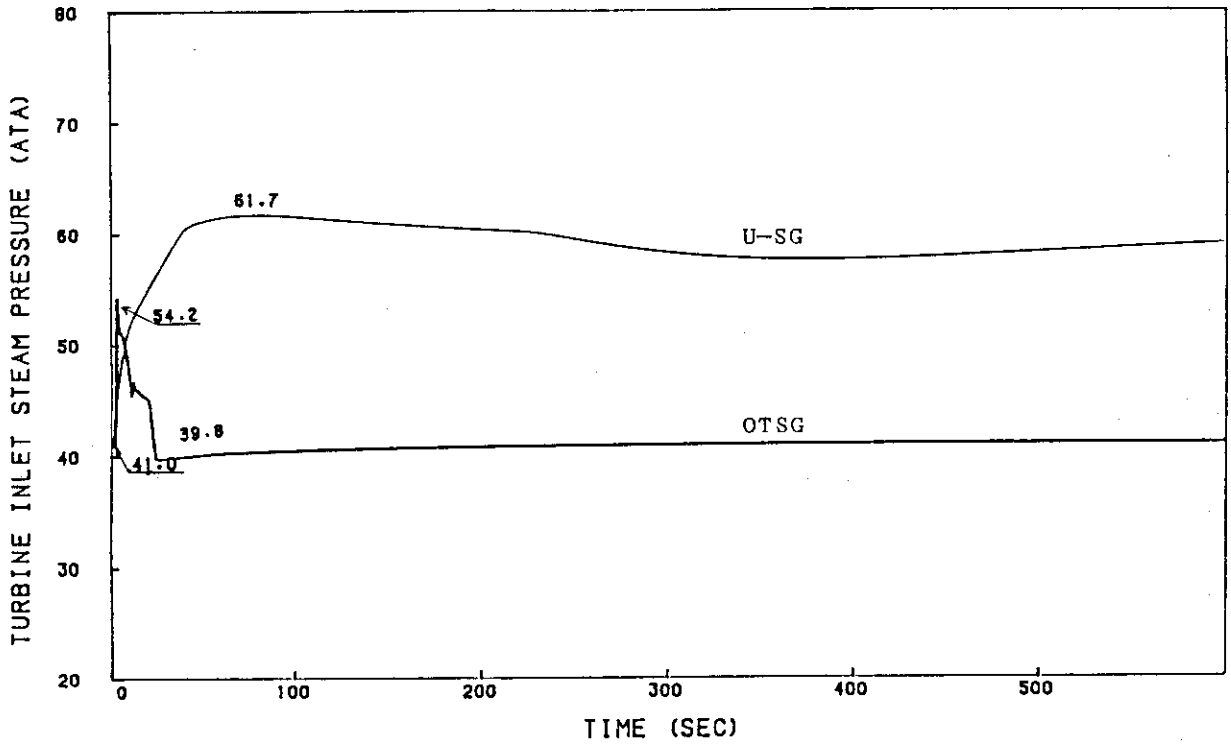


図 5.9 急速出力減少 (4/7)

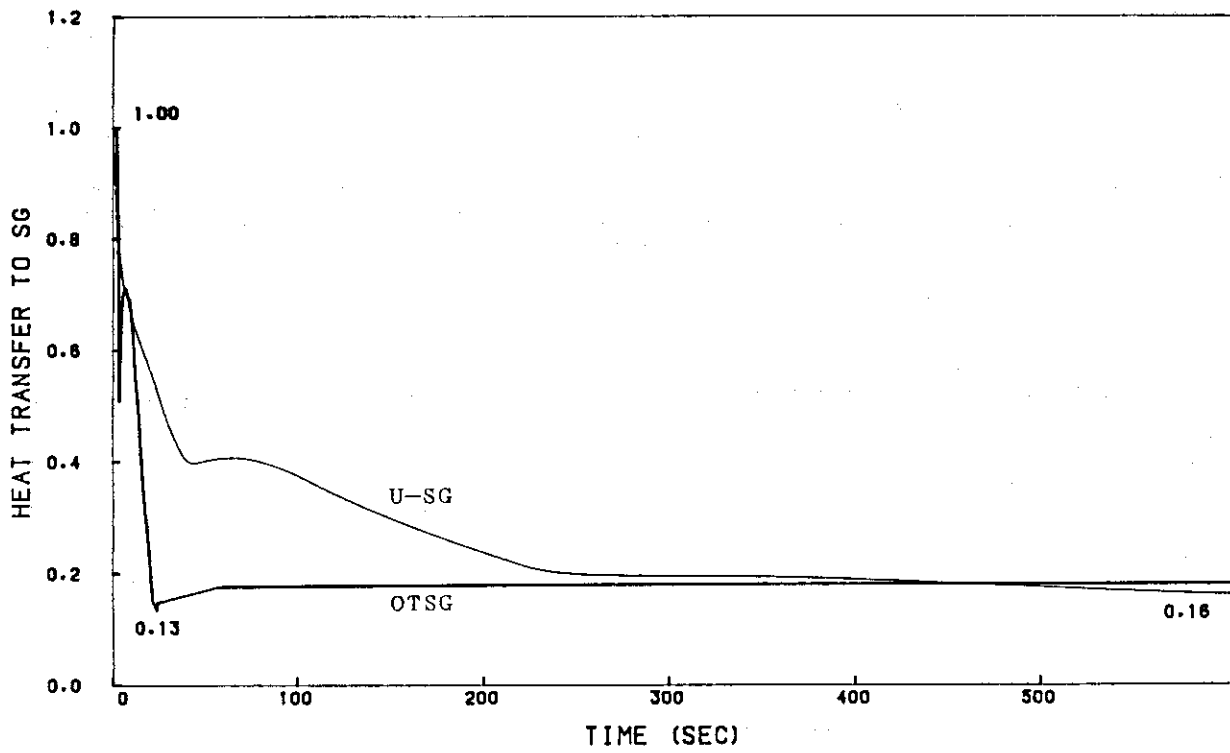
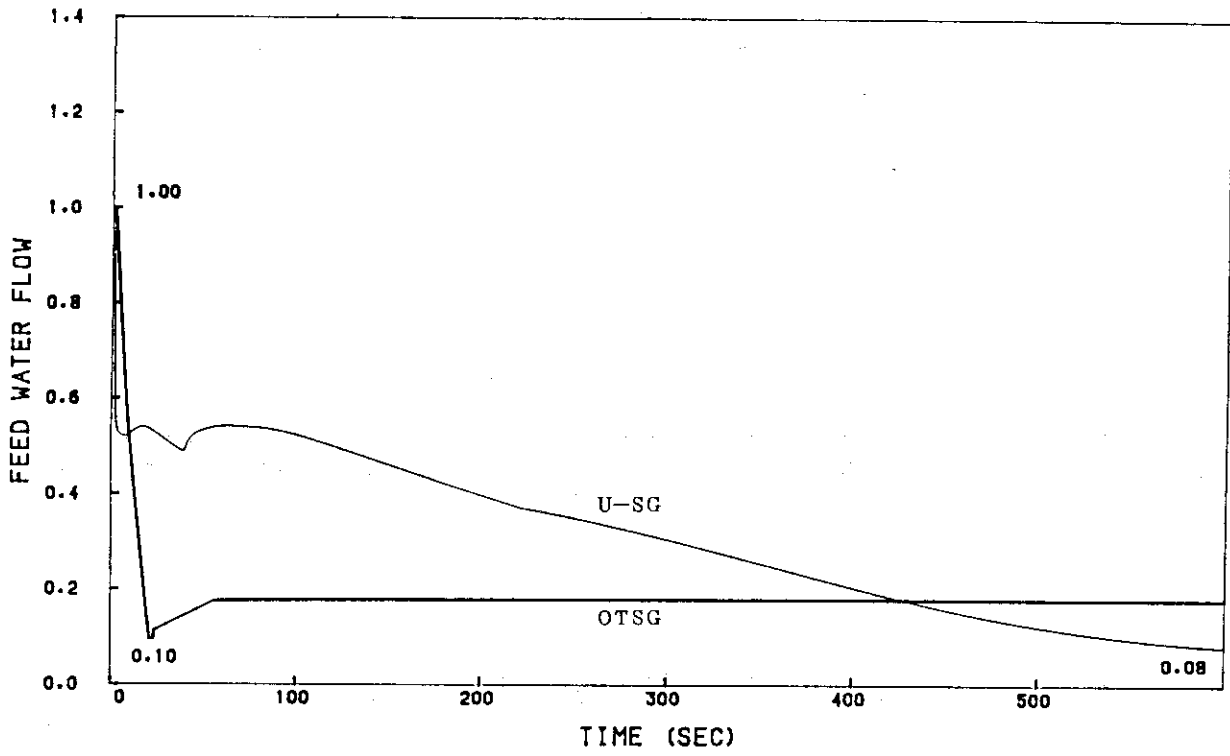


図 5.9 急速出力減少 (5/7)

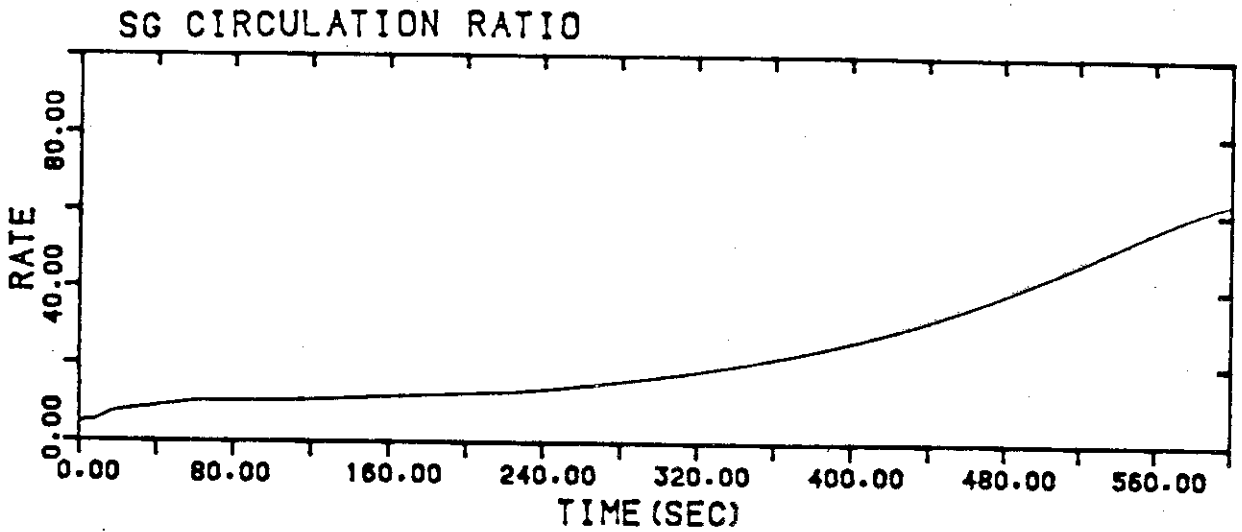
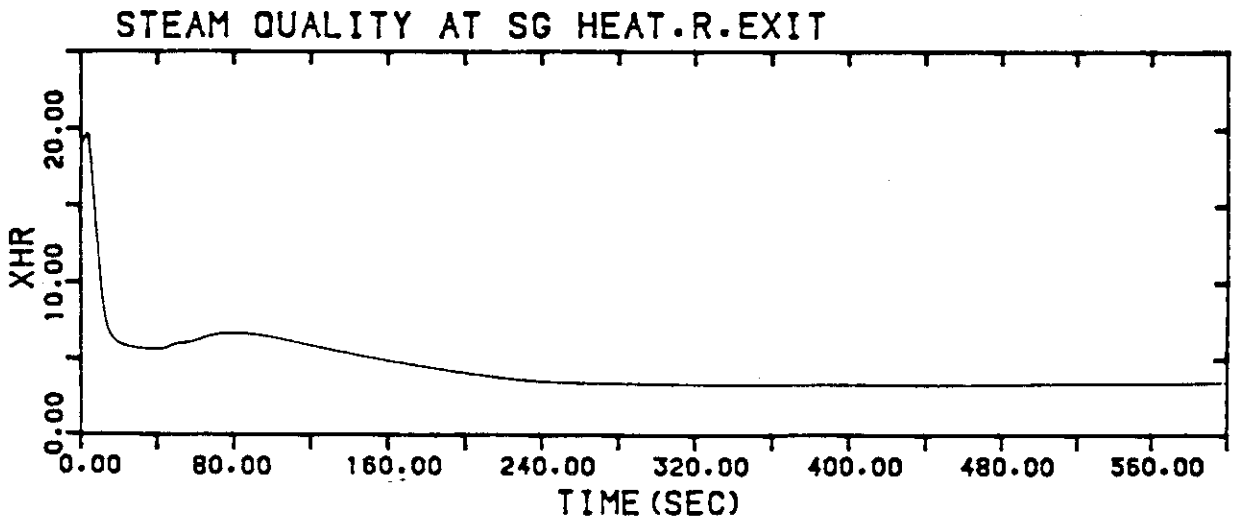
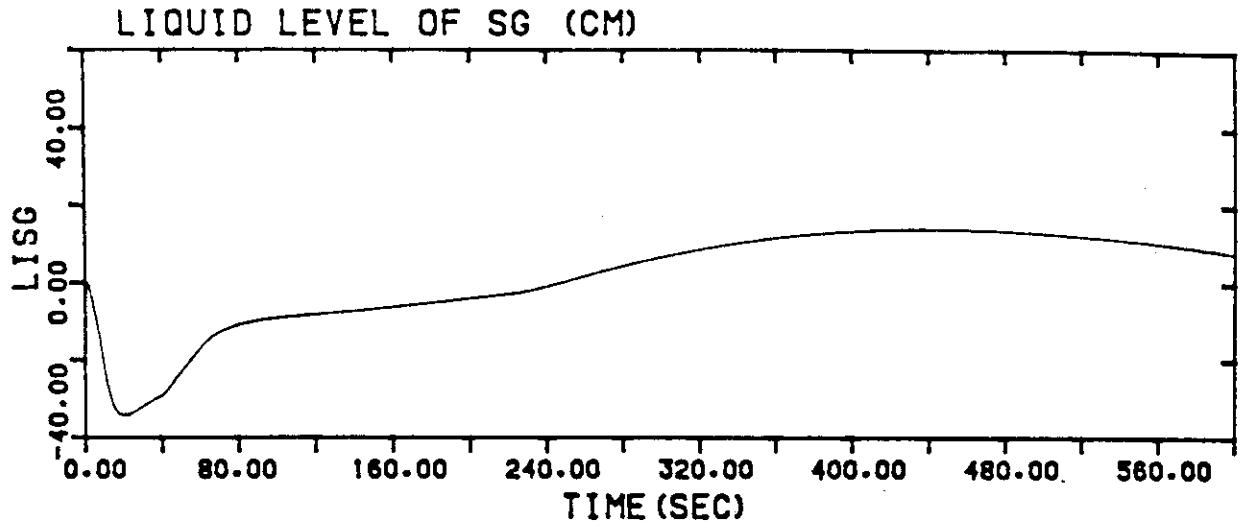


図 5.9 急速出力減少U-SG (6/7)

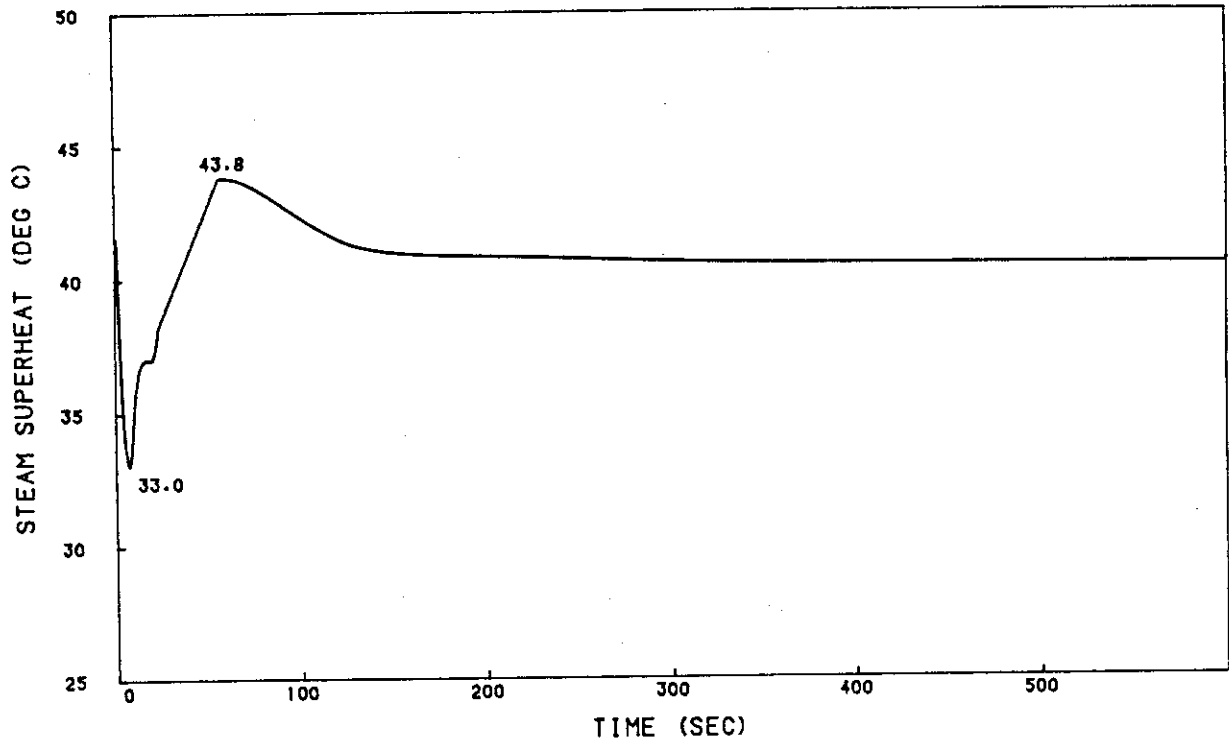


図 5.9 急速出力減少OTSG (7/7)

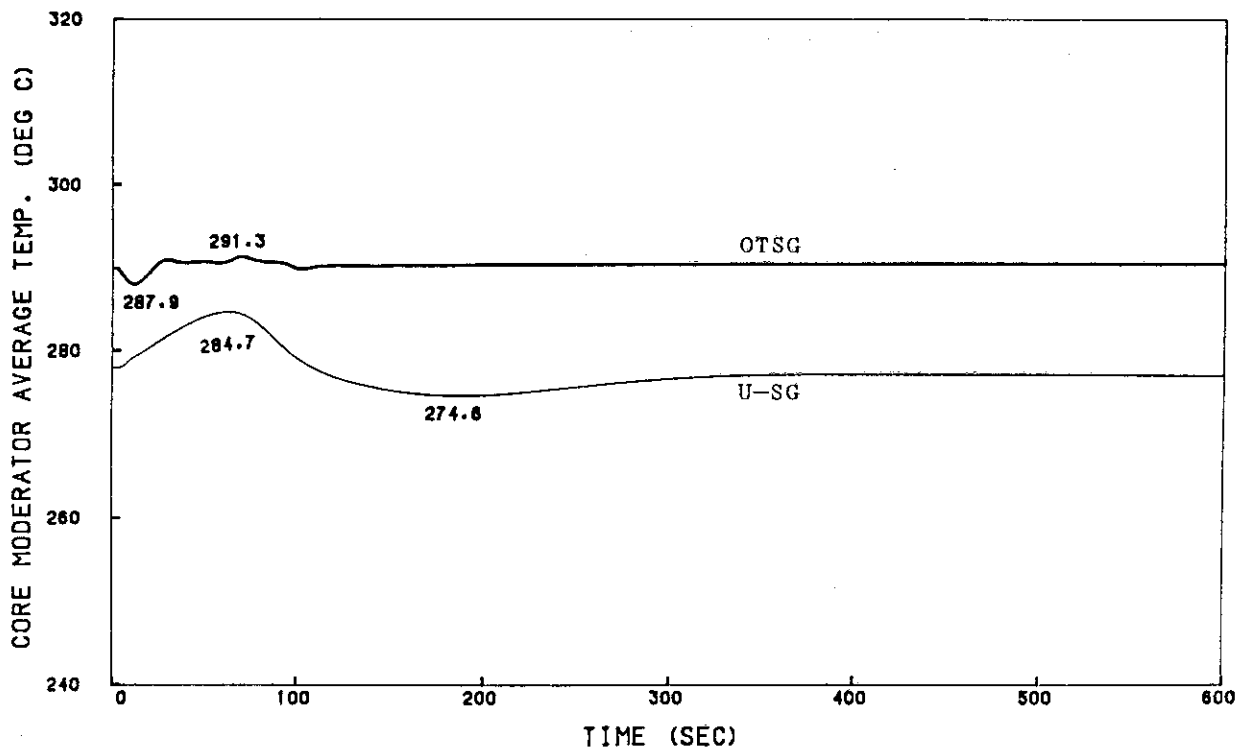
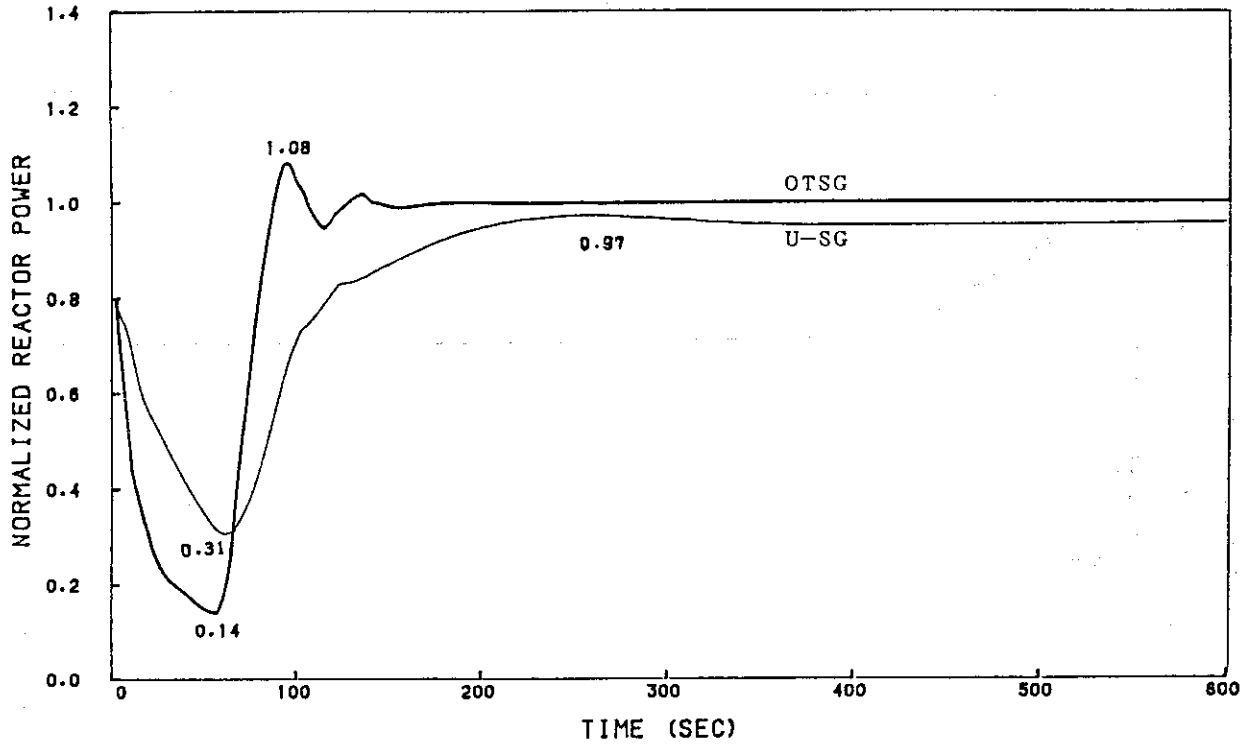


図 5.10 後前進切換 (1/7)

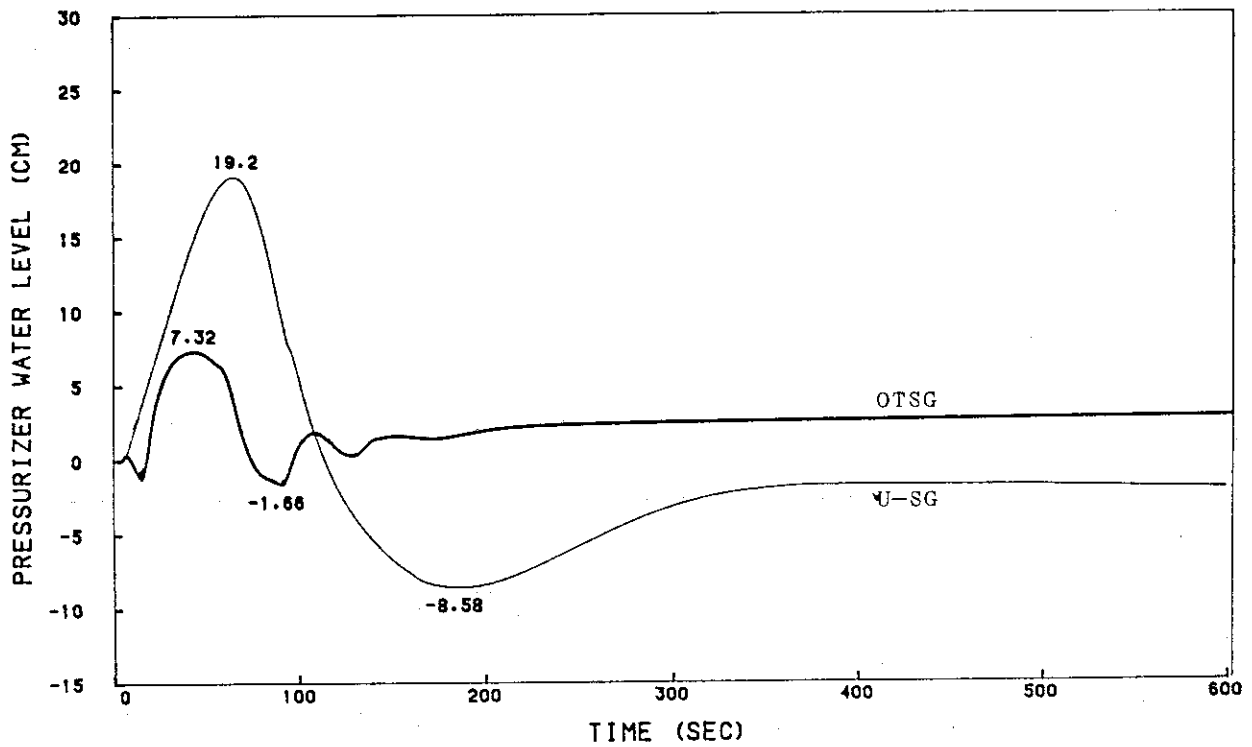
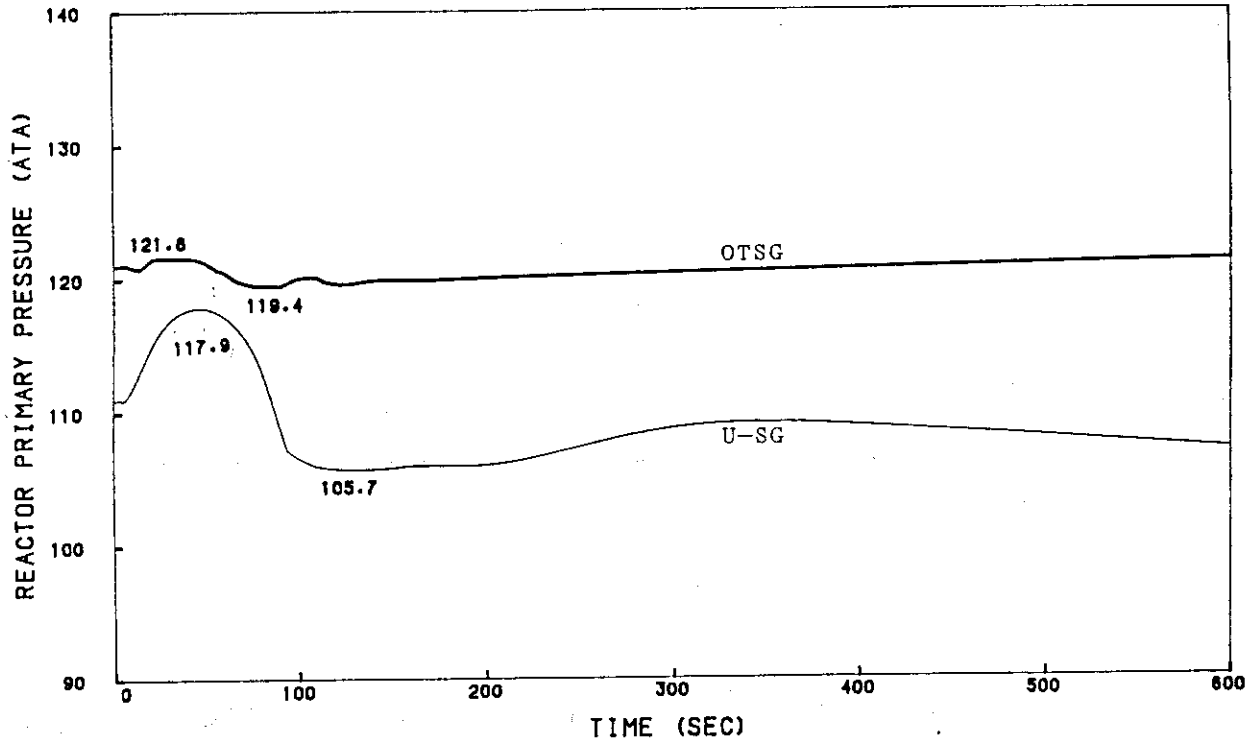


図5.10 後前進切換 (2/7)

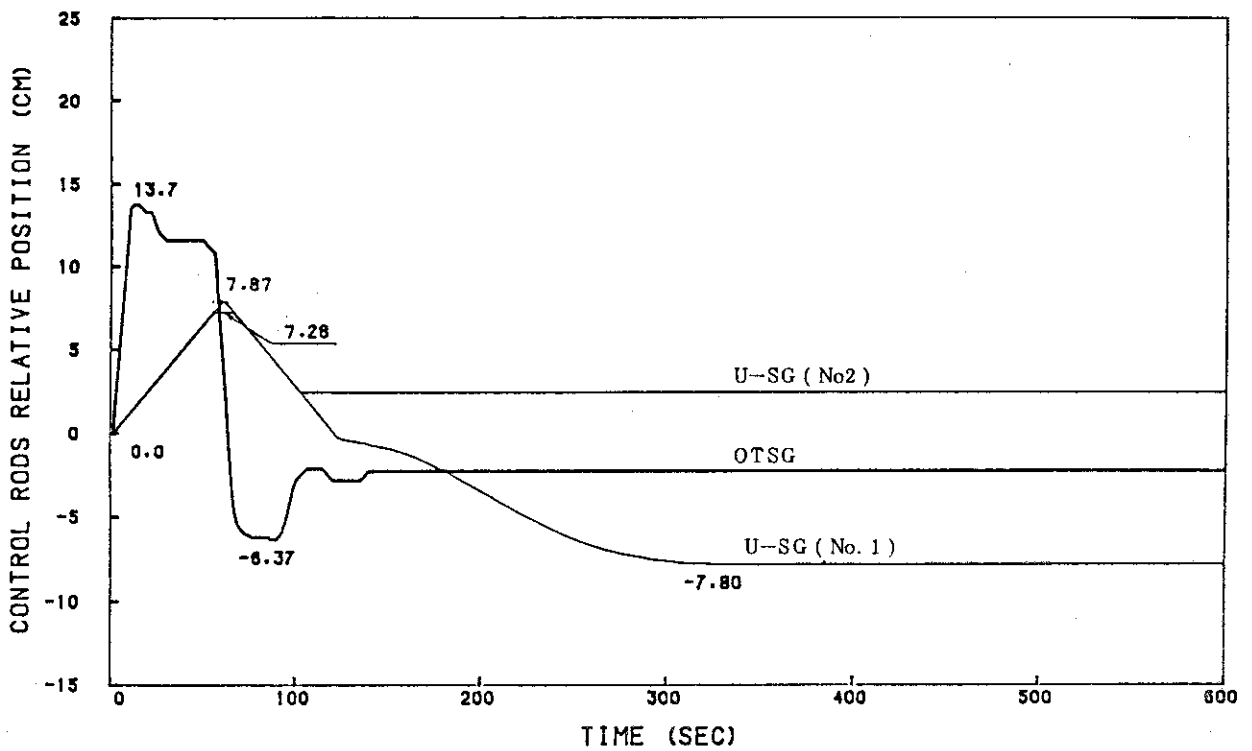
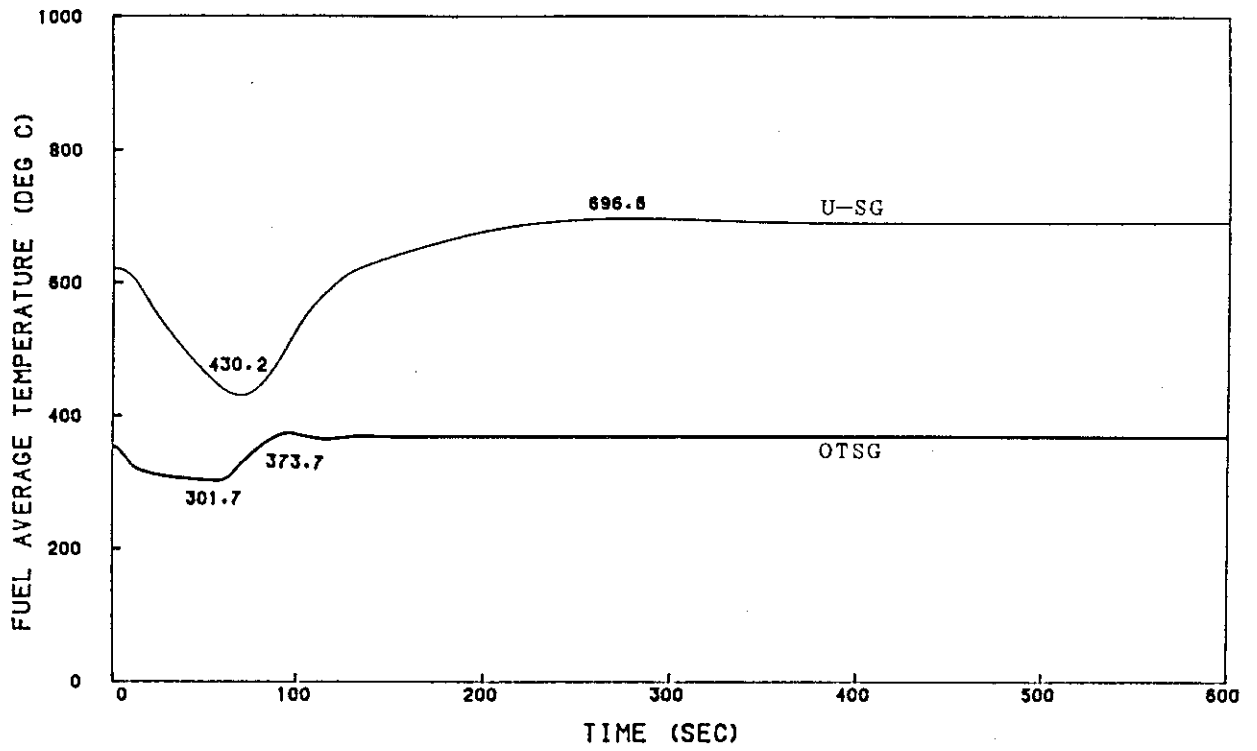


図 5.10 後前進切換 (3/7)

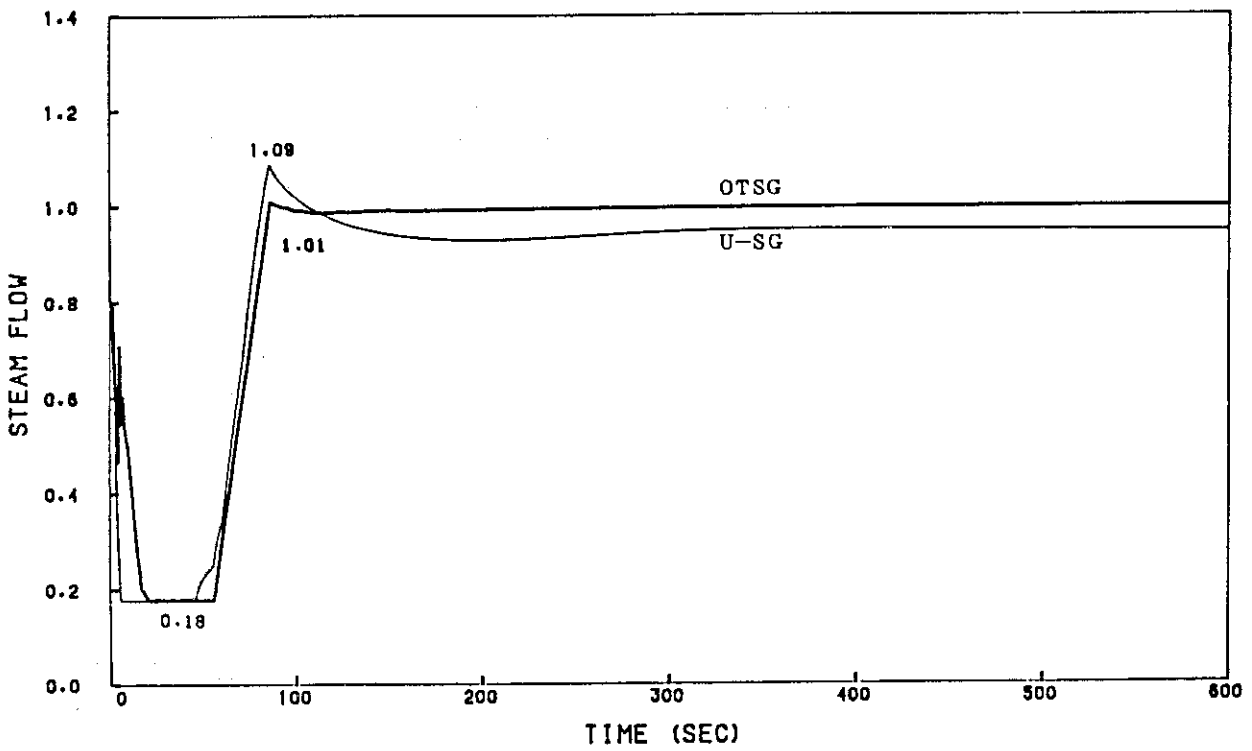
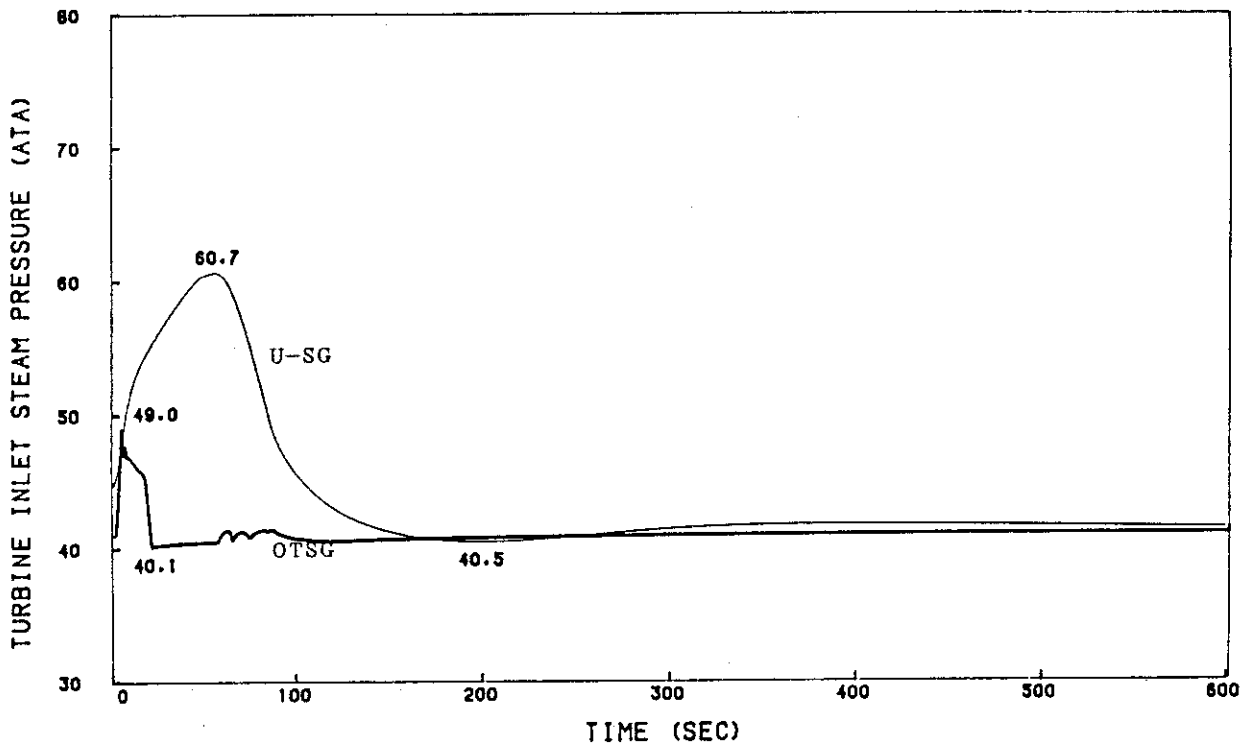


図5.10 後前進切換(4/7)

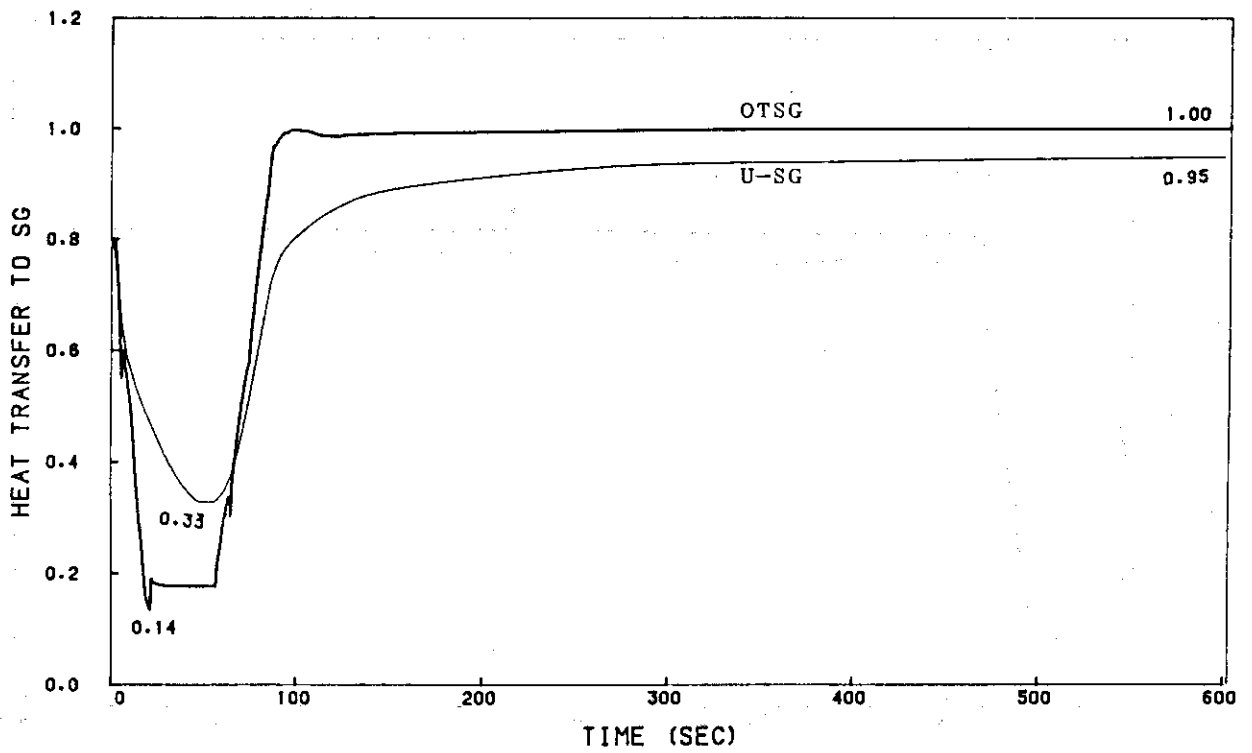
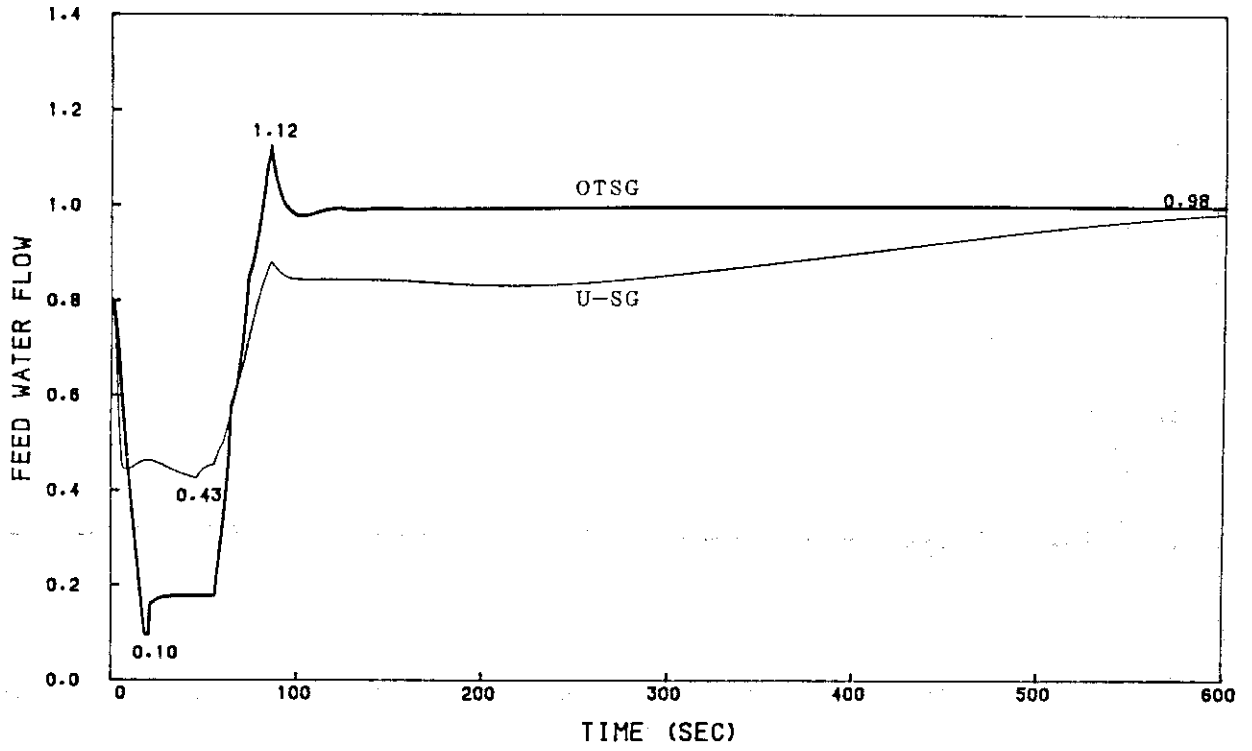


図5.10 後前進切換 (5/7)

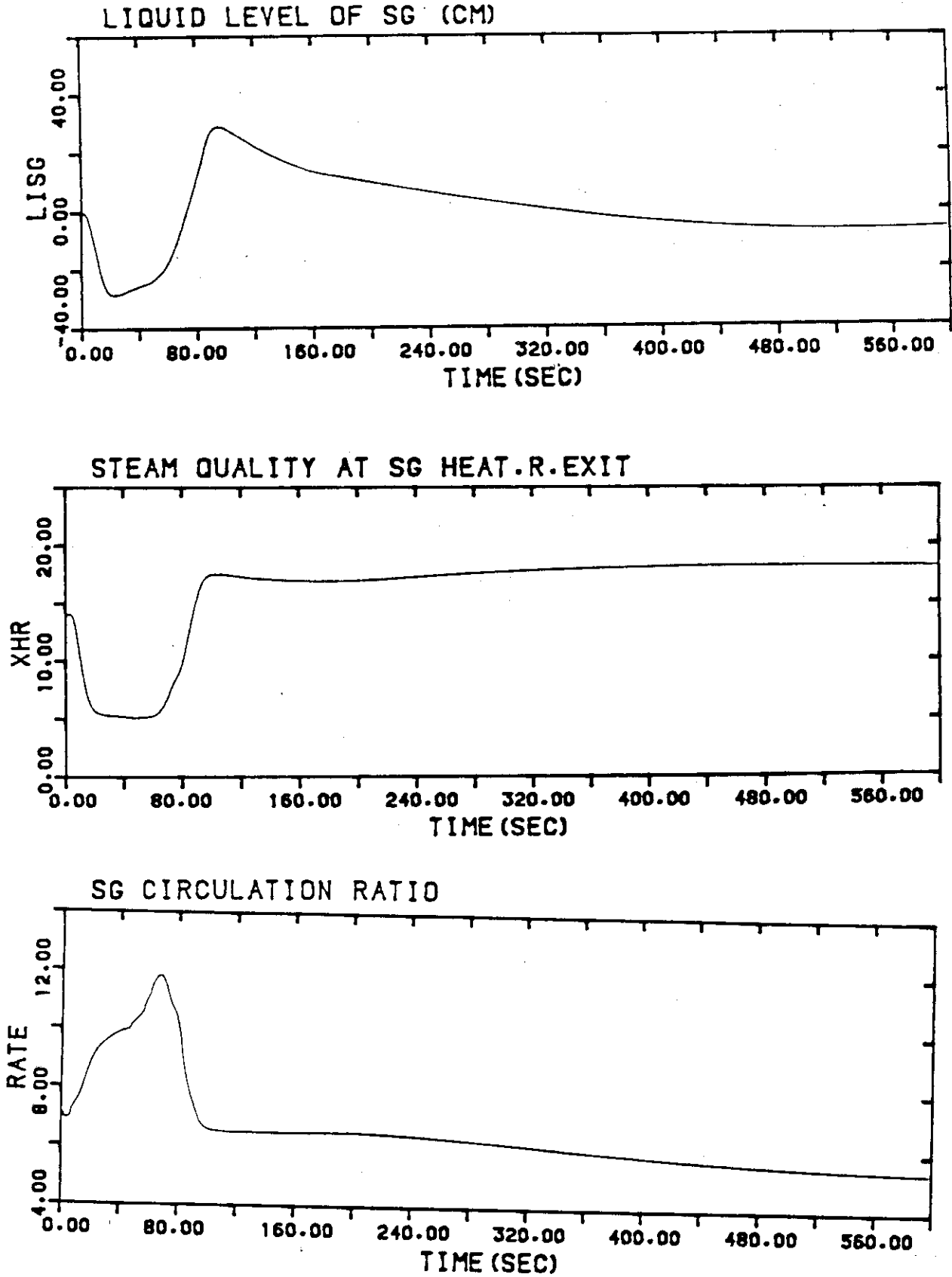


図 5.10 後前進切換 U-SG (6/7)

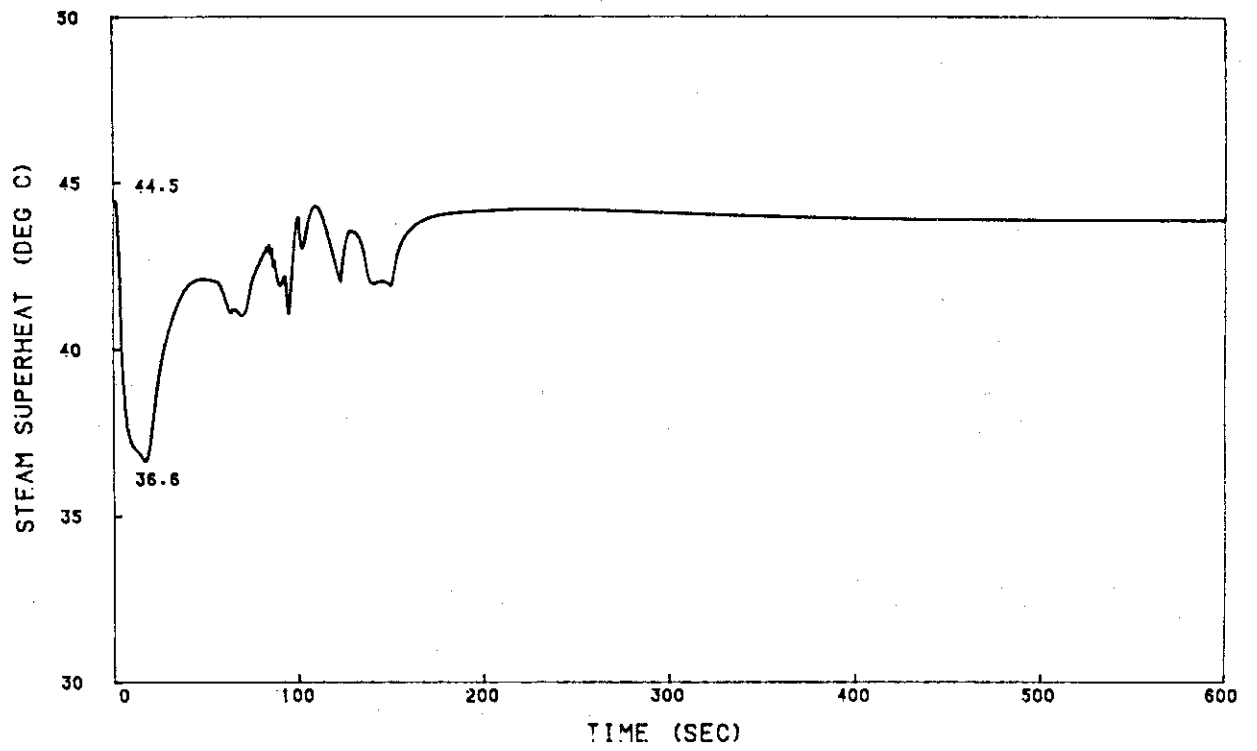


図 5.10 後前進切換 OTSG (7/7)

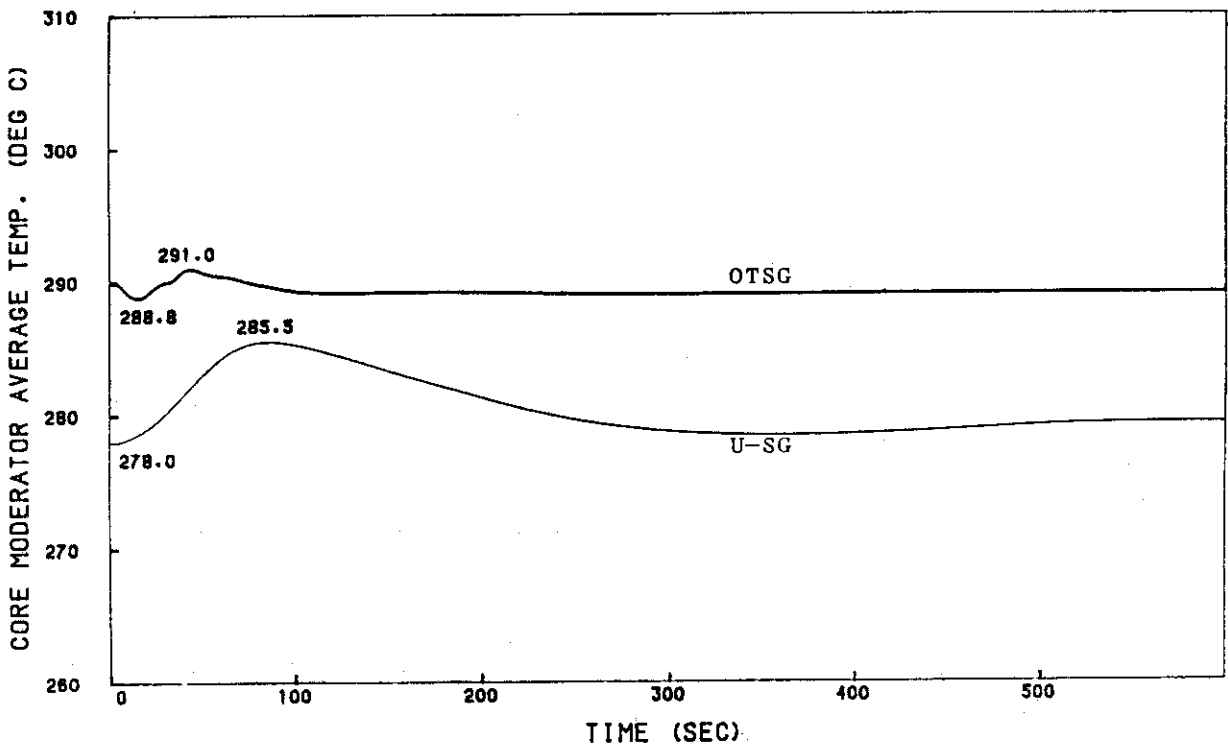
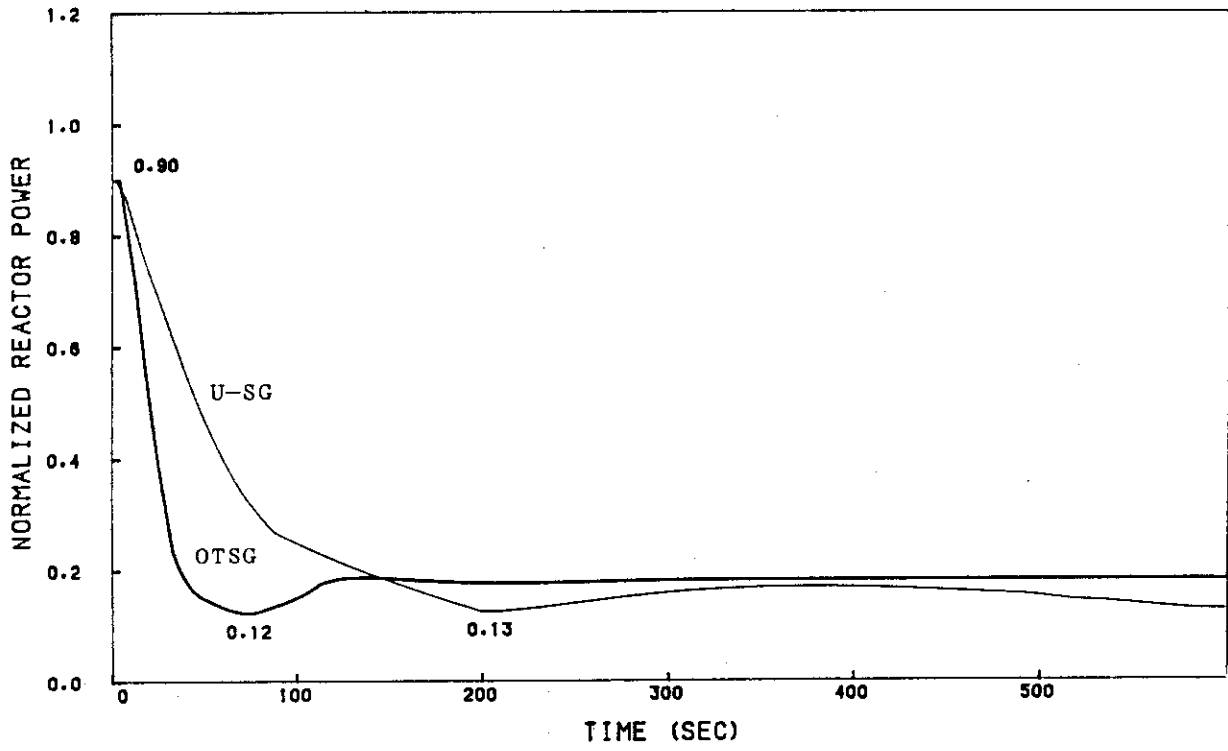


図5.11 出力減少 (1/7)

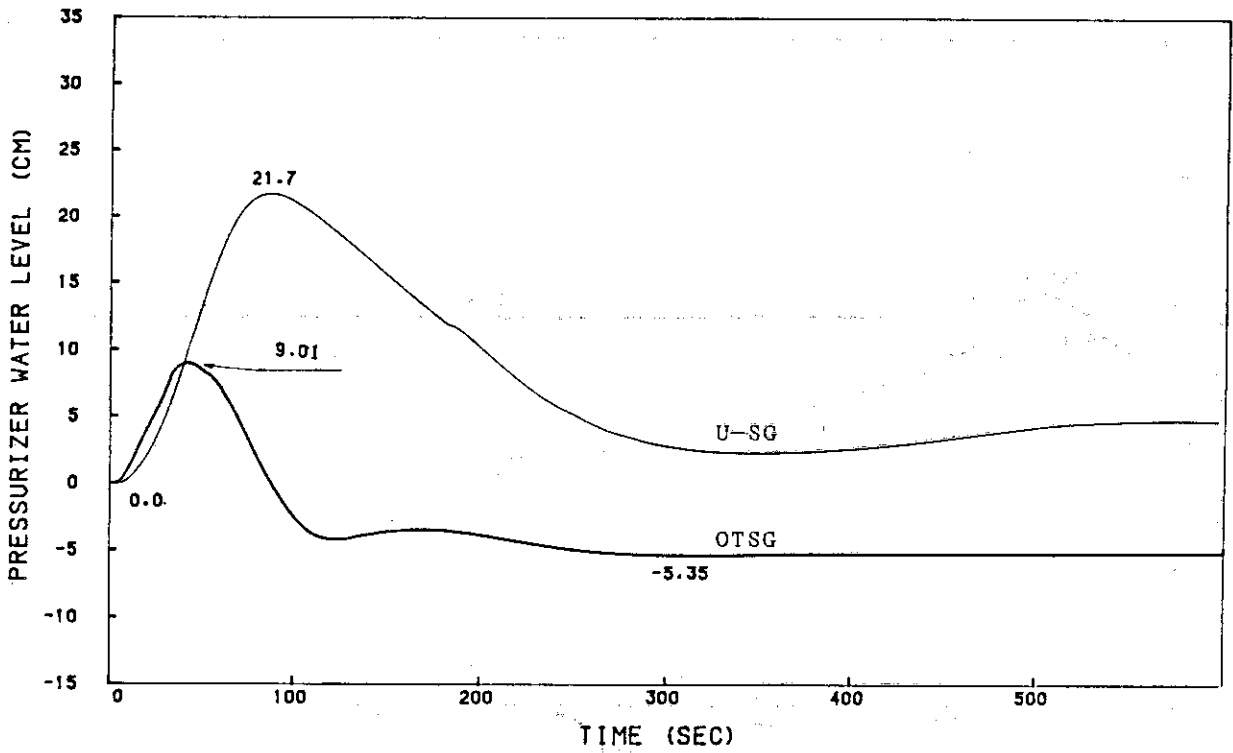
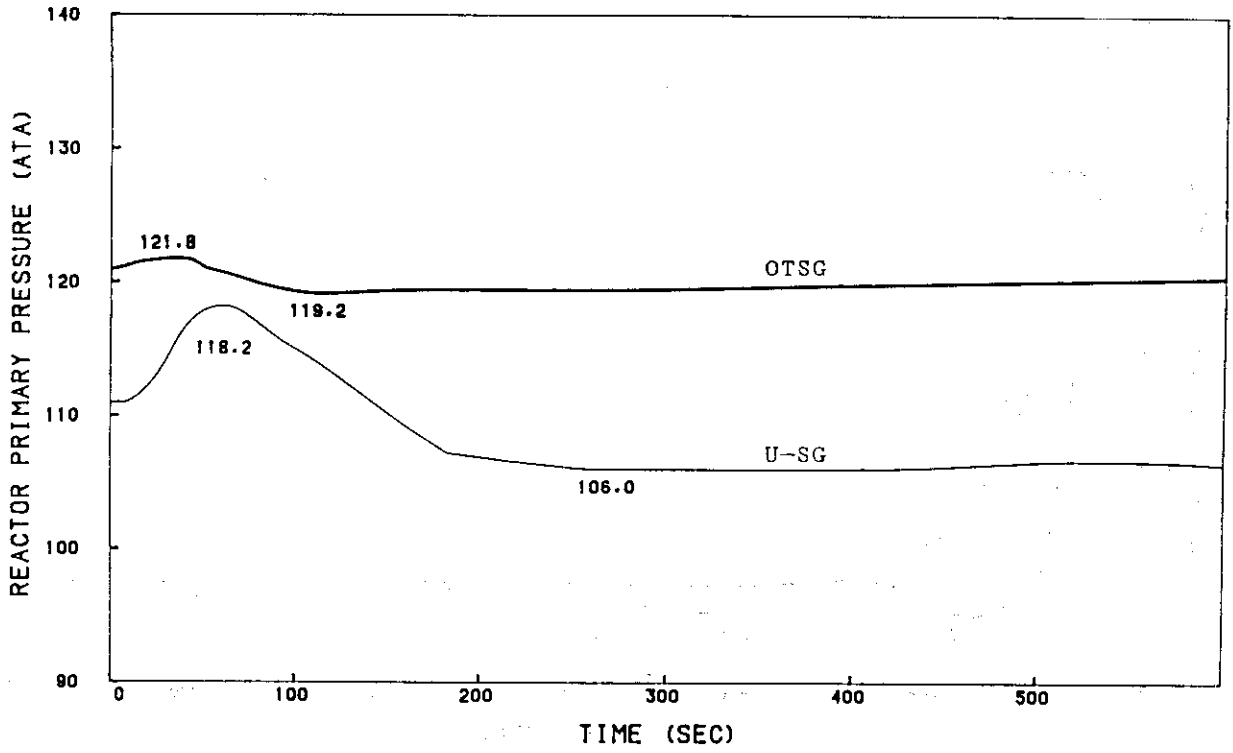


図 5.11 出力減少 (2/7)

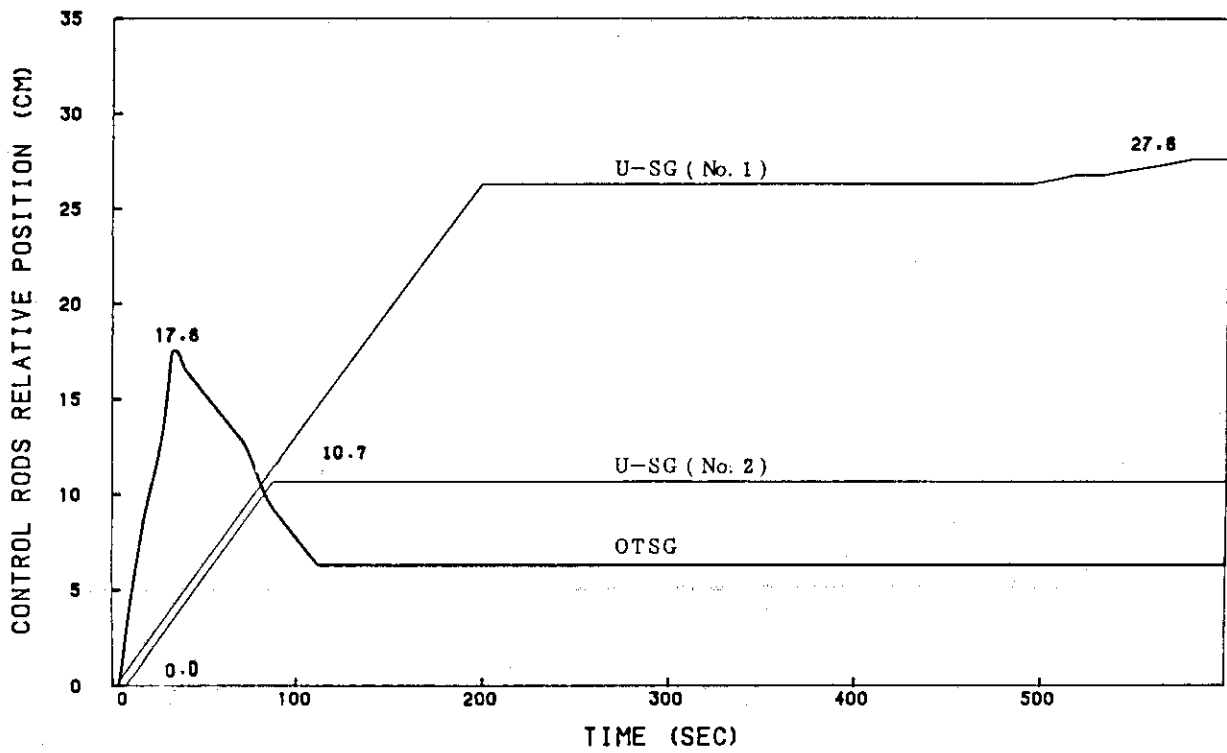
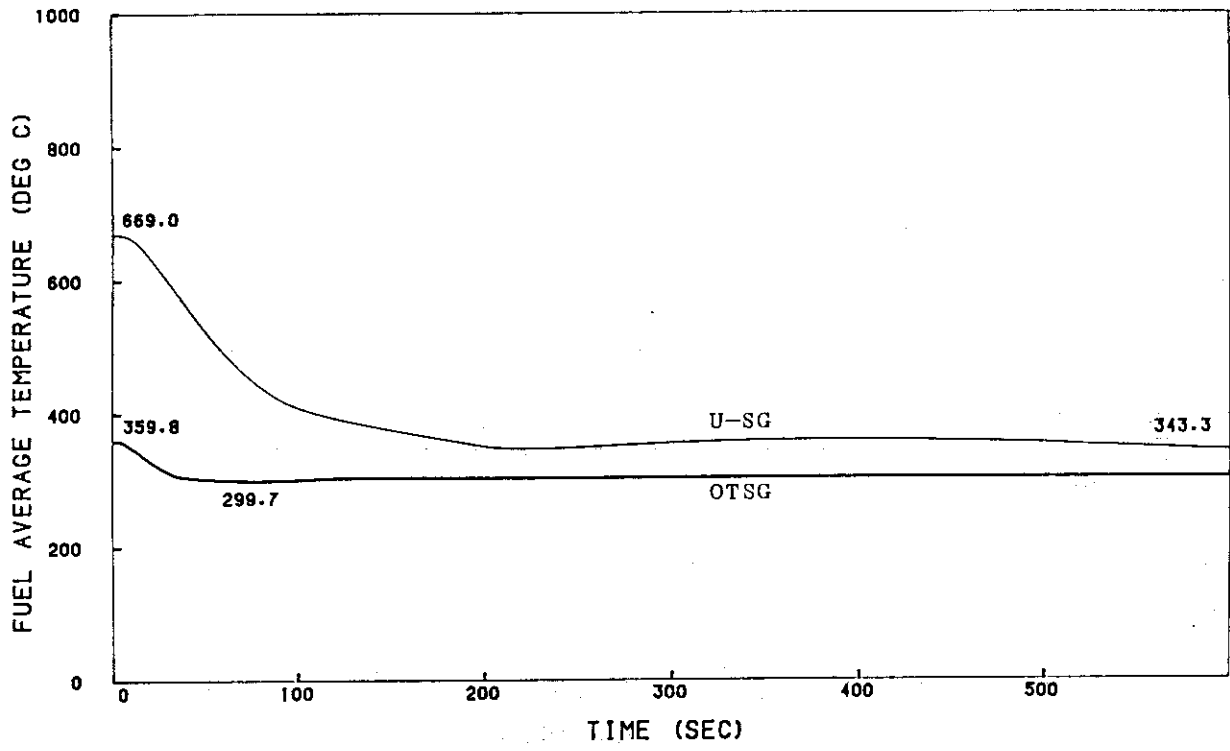


図5.11 出力減少(3/7)

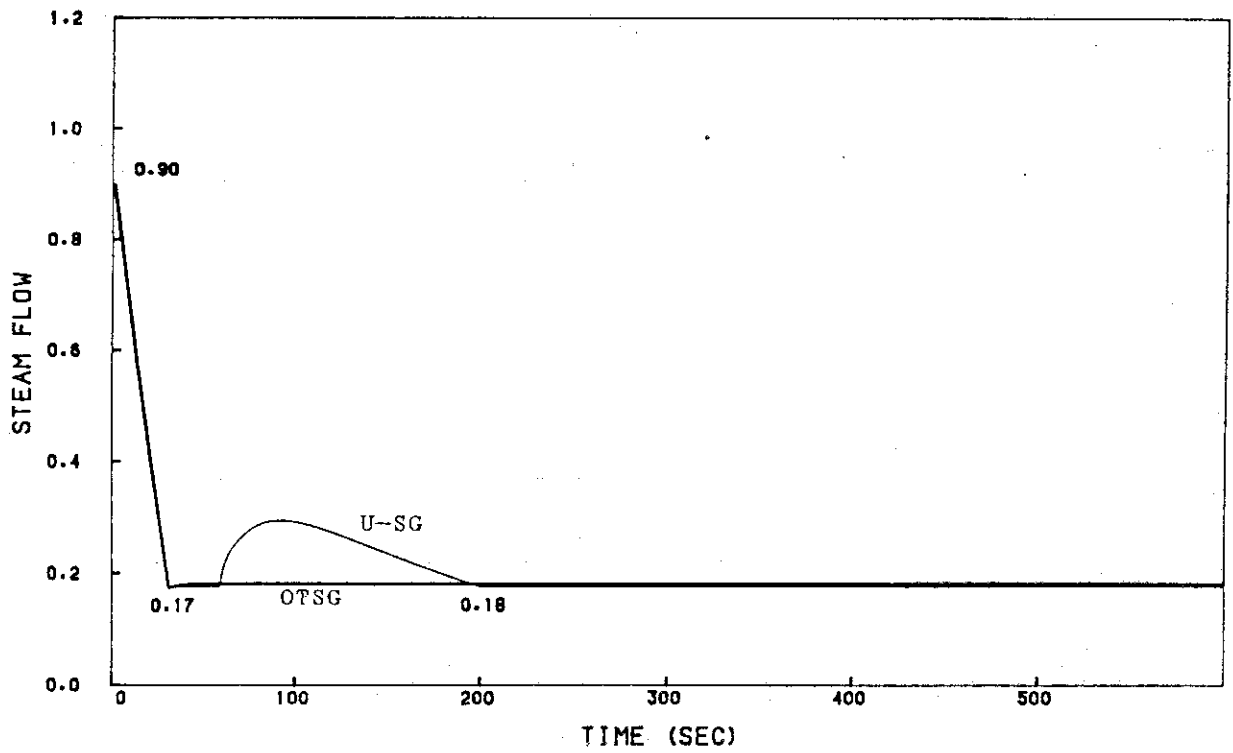
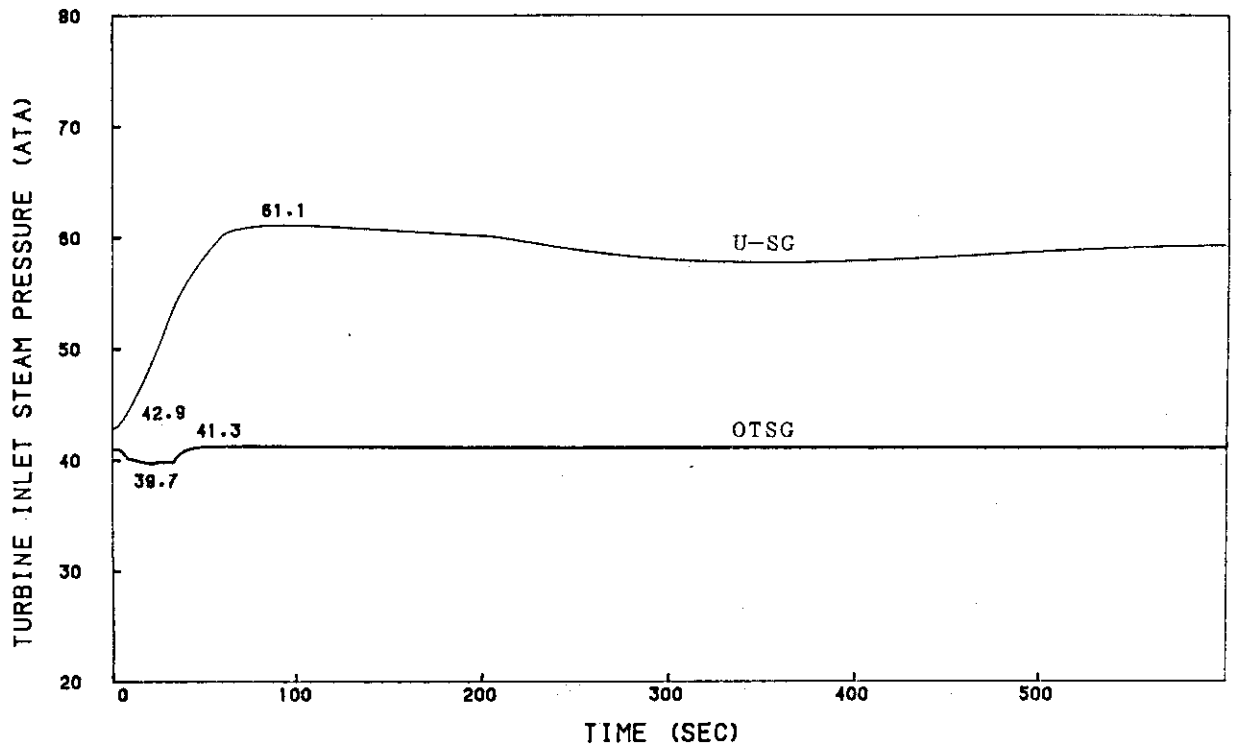


図 5.11 出力減少 (4/7)

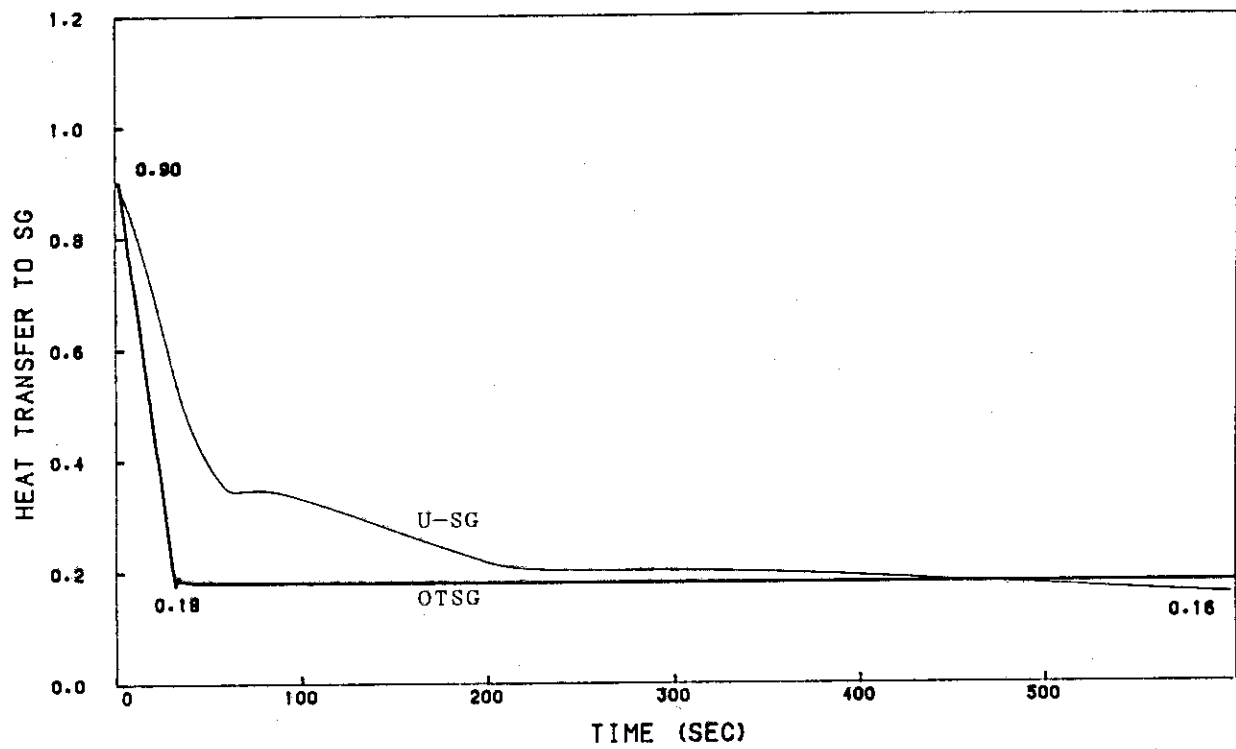
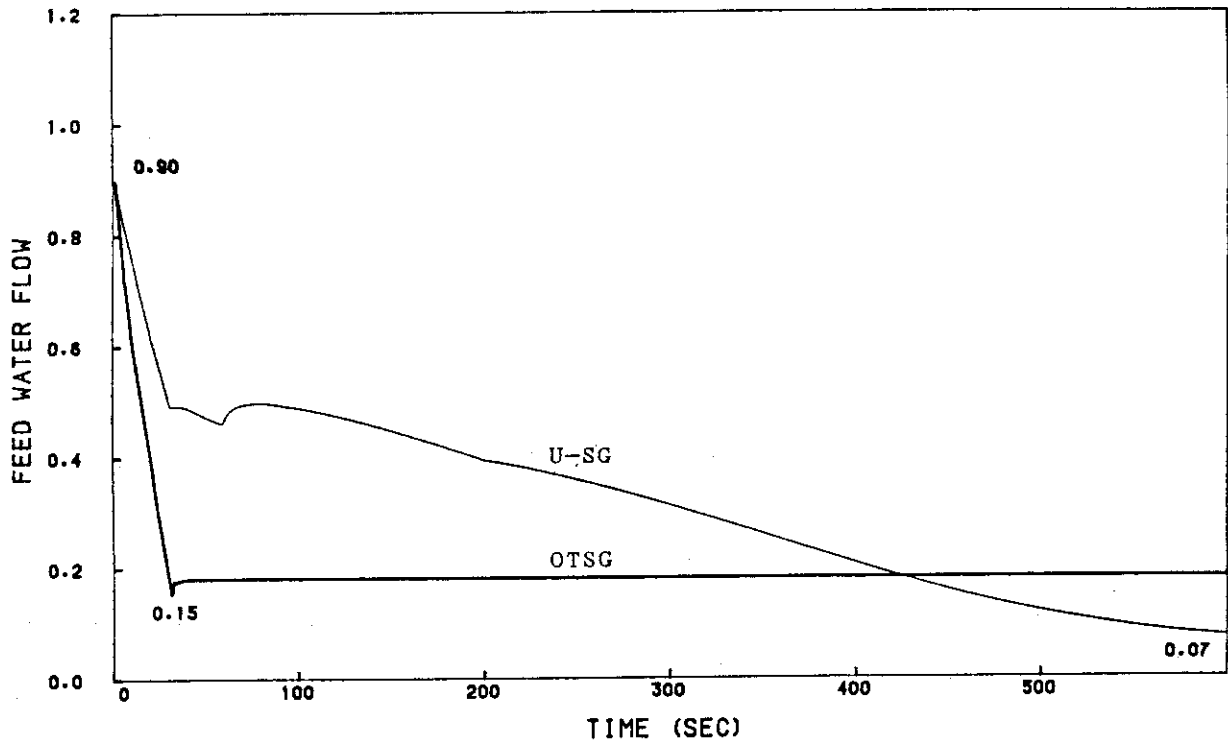


図 5.11 出力減少 (5/7)

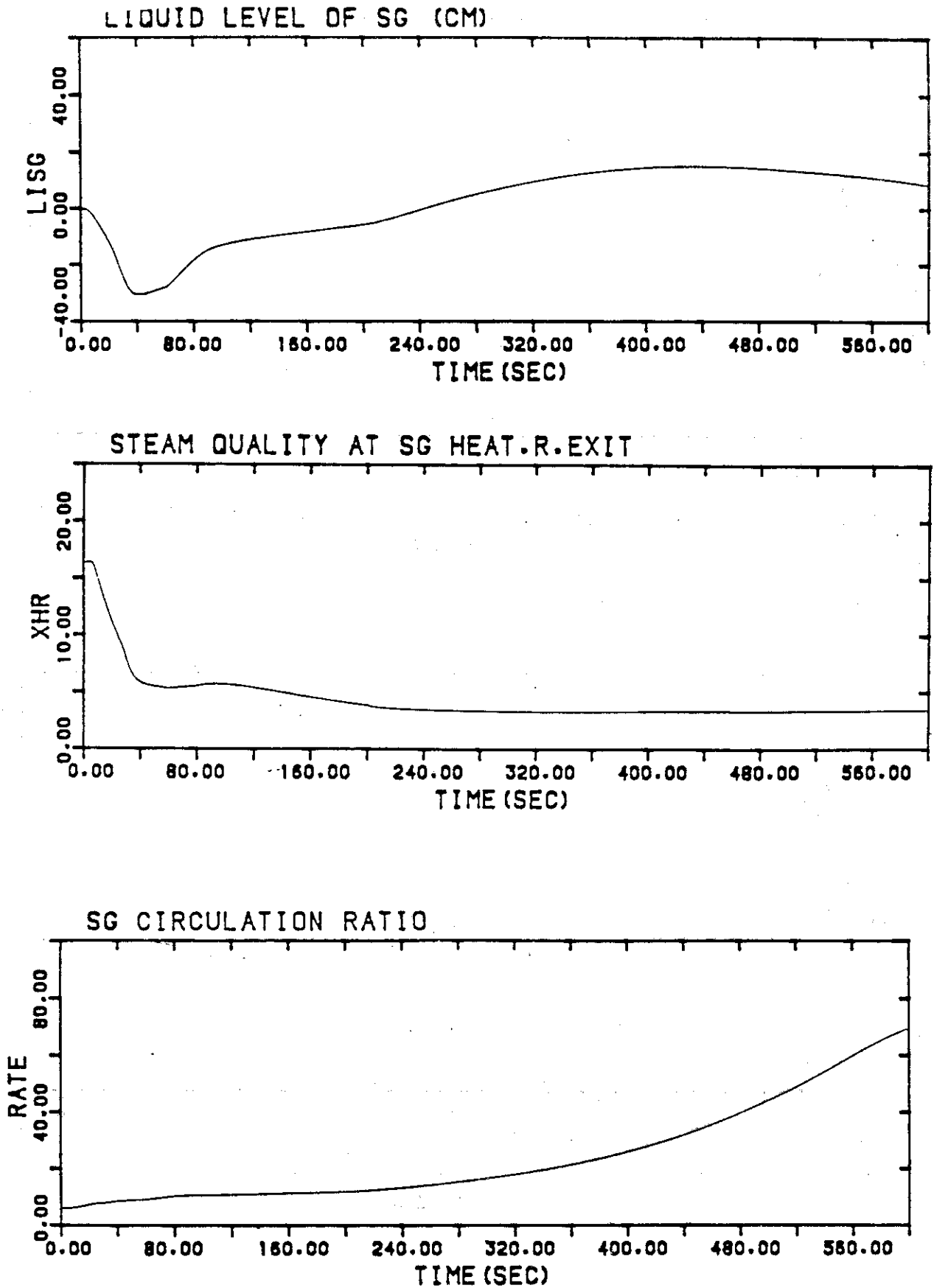


図 5.11 出力減少U-SG (6/7)

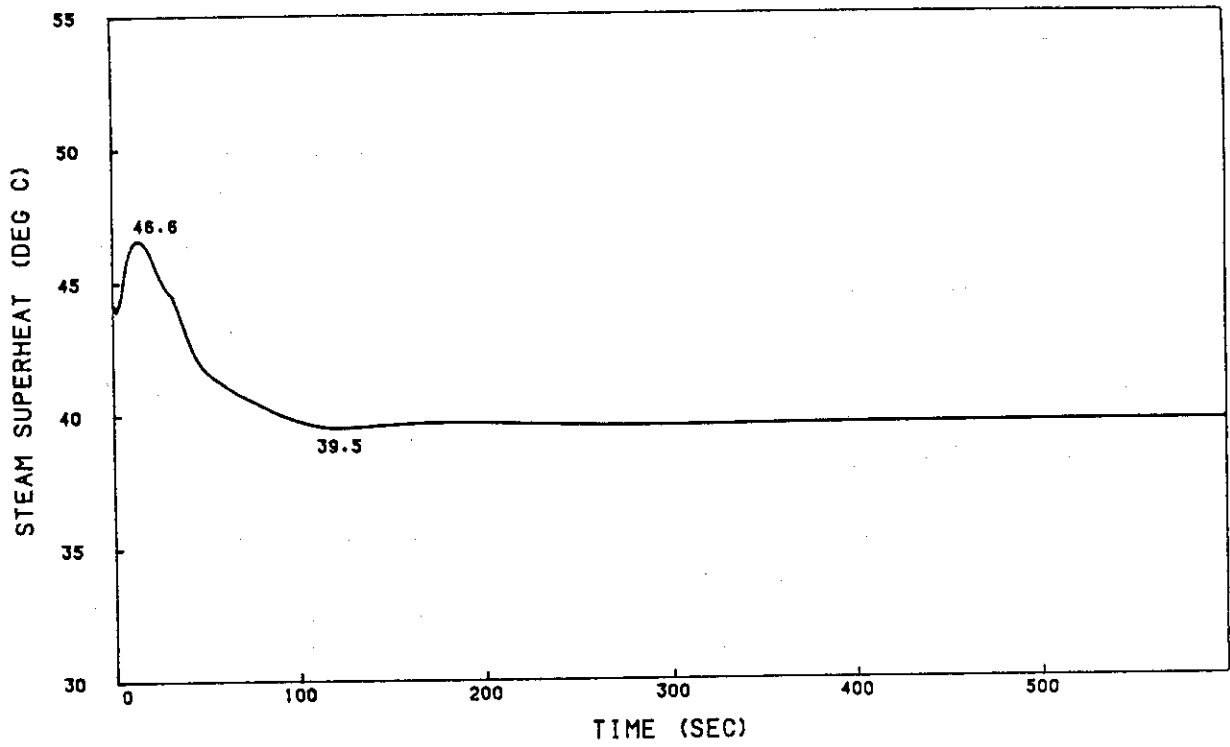


图 5.11 出力減少 OTSG (7/7)

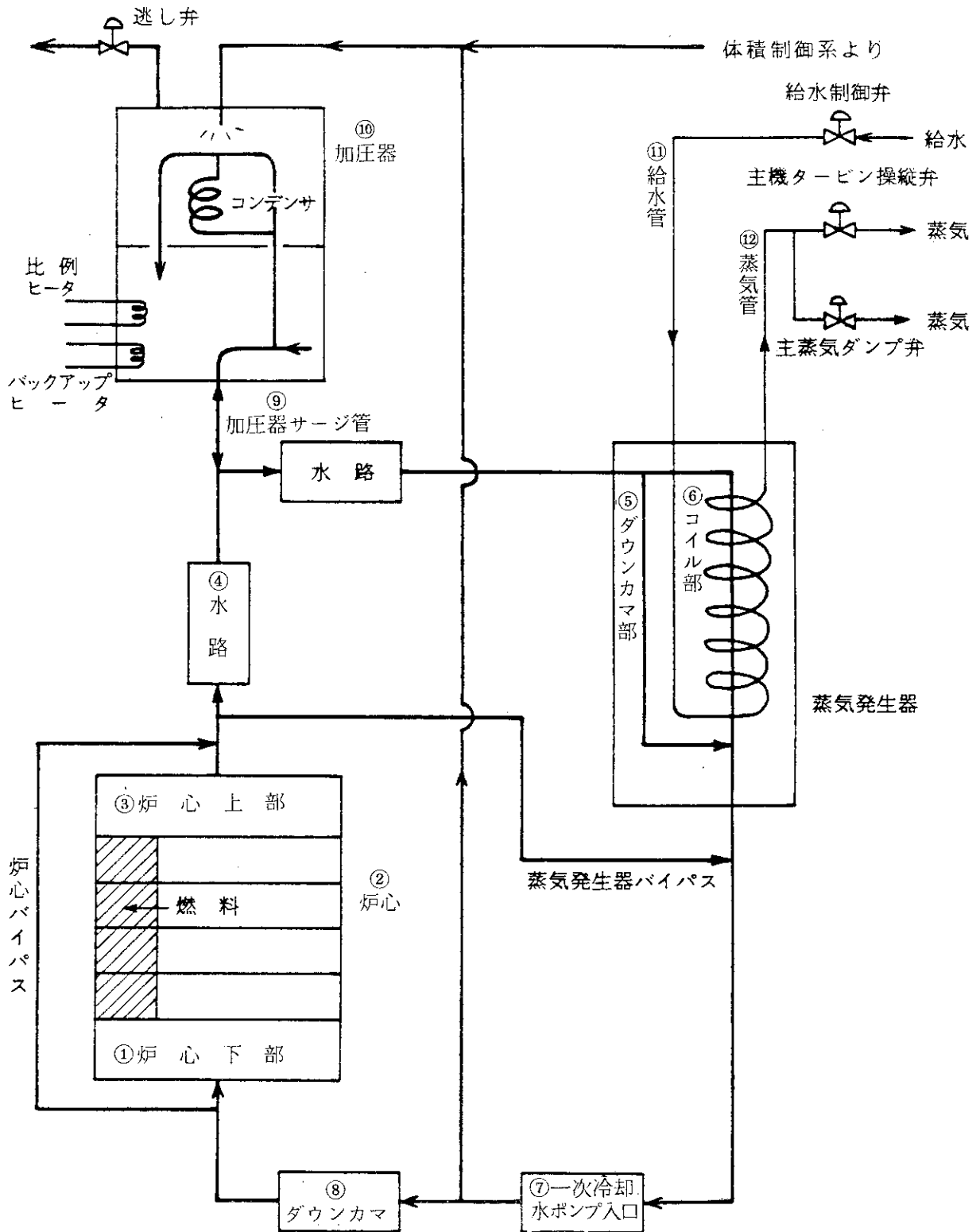


図 5.12 炉プラント解析モデル

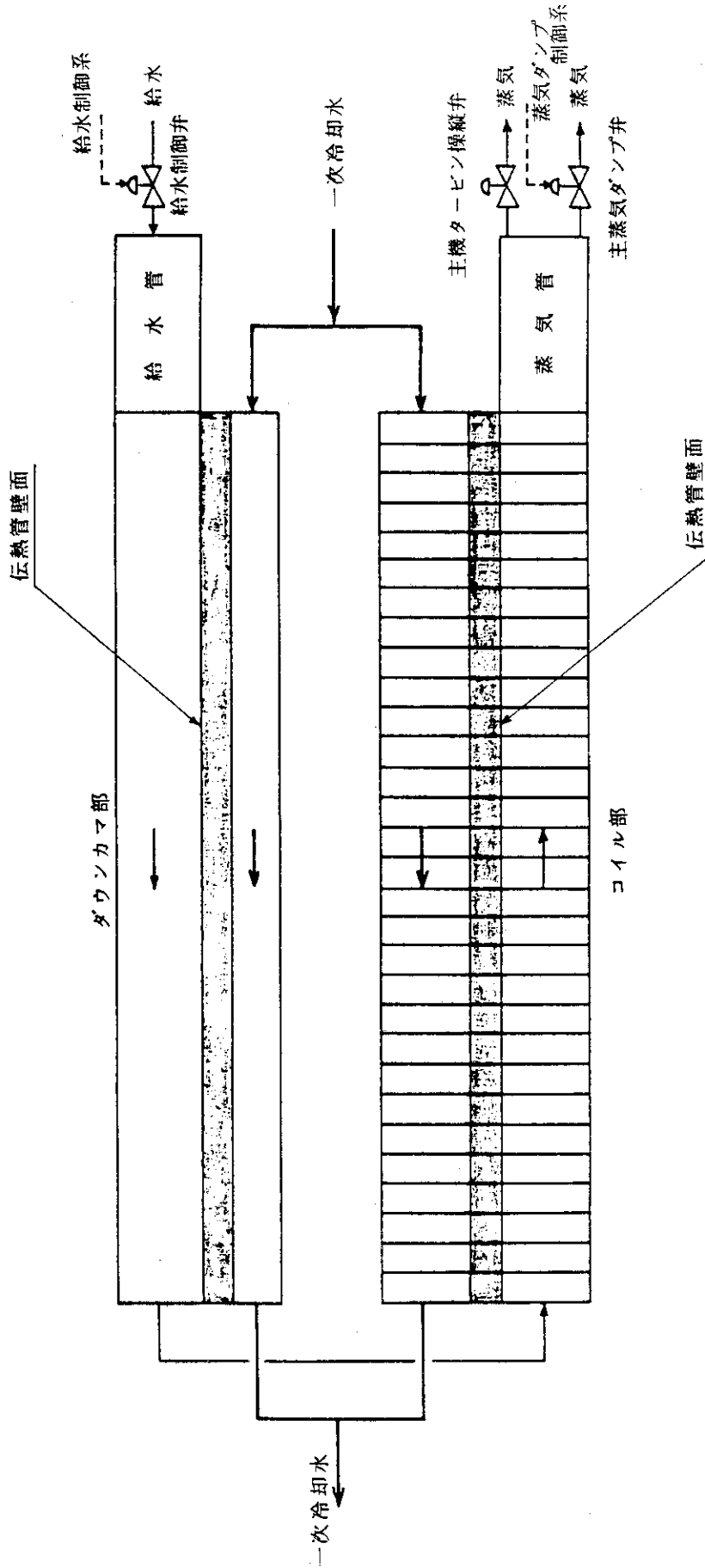


図 5.13 蒸気発生器解析モデル

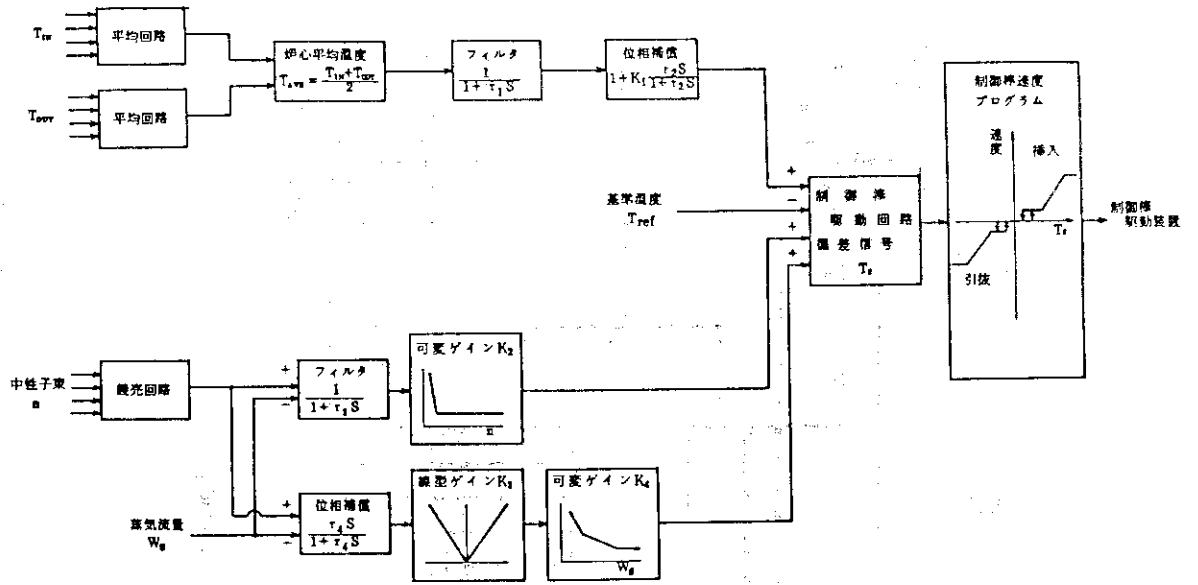


図 5.14 制御棒制御系機能ブロック線図

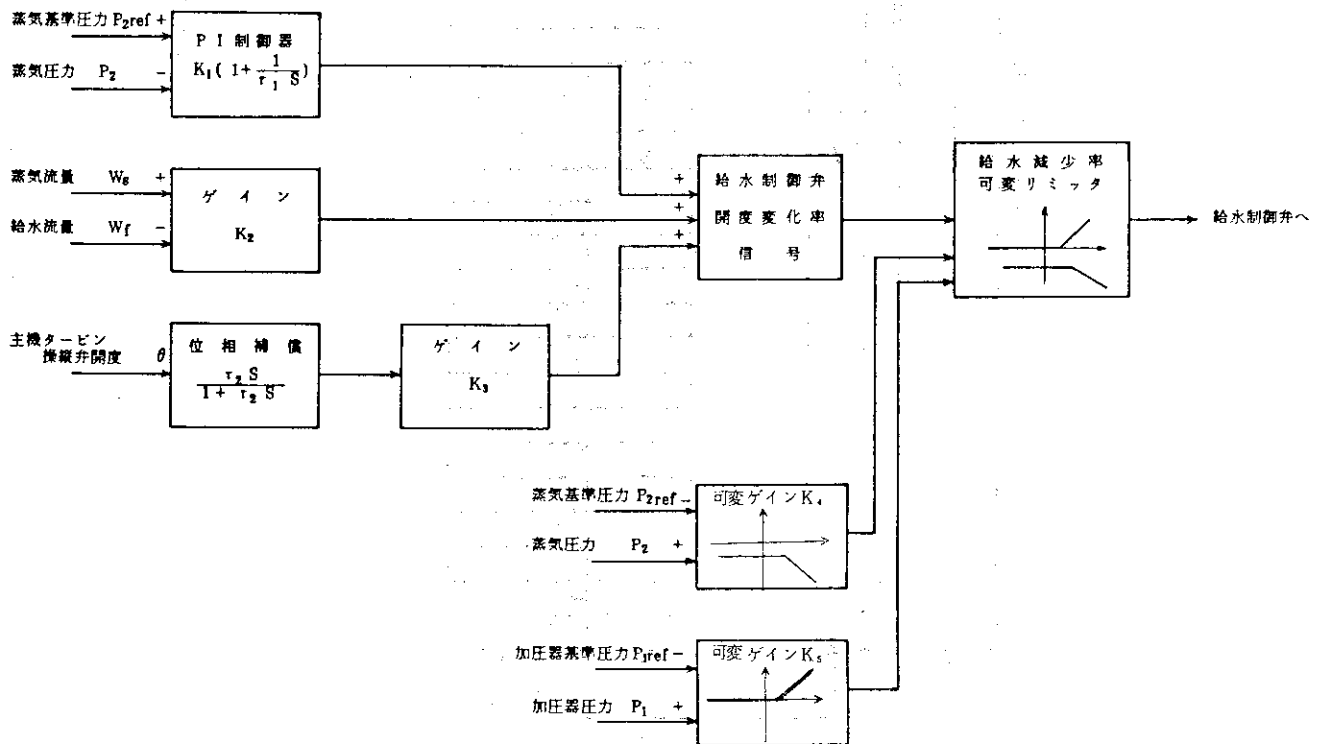


図 5.15 給水制御系機能ブロック線図

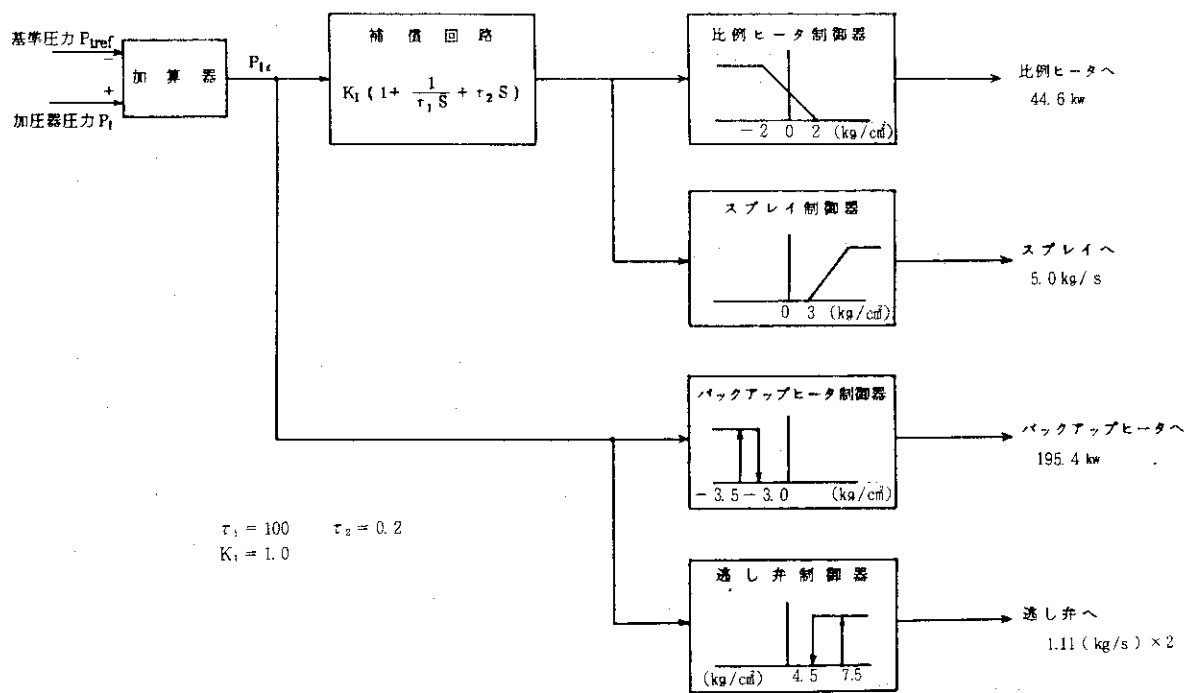


図 5.16 加圧器圧力制御系機能ブロック線図

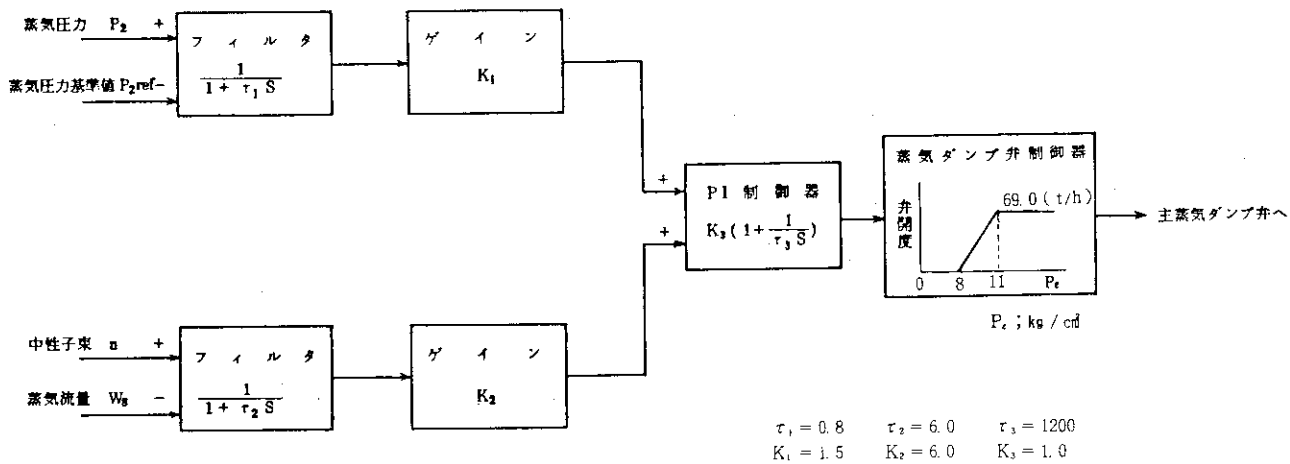


図 5.17 蒸気ダンプ制御系機能ブロック線図

6. ヘリカルコイル貫流式蒸気発生器の流動不安定について

6.1 目的

本研究は文献資料による調査研究と試設計炉の蒸気発生器を対象とした解析研究からなっている。

調査研究においては、貫流式蒸気発生器の流動安定性に関する文献資料を収集し、不安定流動現象に関する解析および実験結果ならびに使用されている解析コード等について調査するとともに、試設計炉を対象とした解析研究において使用するコードの精度検証を行った。

解析研究においては、上記調査研究において検証済の解析コードを使用して試設計炉の蒸気発生器について不安定流動解析を実施し、その結果に基づき、具体的な不安定流動防止対策を立案した。

6.2 調査研究の概要

原子力分野における蒸気発生器の不安定流動現象は高速増殖炉用蒸気発生器開発の必要性からその原因の把握、解明を求め、種々の実験研究が実施された。また、船用炉の分野でも一体型船用炉に内装する貫流式蒸気発生器の部分負荷運転時の安定性の観点から不安定流動の性質、安定限界、脈動周期および各種パラメーターの影響を調べる実験研究が実施された。

不安定流動が経験された蒸気発生器（以下SGと略称する）の主要目およびその現象を表 6.1 に示す。

エンリコ・フェルミ炉の不安定流動は、ダウンカマ内での沸騰に起因して、ナトリウム蒸気発生器出口の温度が最大振幅 100 F の温度変動を生じ、原子炉がトリップしたものである。

エンリコ・フェルミ炉以外は実験装置として運転されたもので、ほとんどが高速増殖炉に関係するものである。船用炉に関係するものは船研 0.8 MWth SG のみである。

これらの実験装置で観察された不安定流動現象の概要は次の通りである。

WH社の 1 MWth SG では給水流量を減少させ、ナトリウム流量を増加させて実験を行った結果、ある点で伝熱管の流量に変動が発生し、これが次第に発達して発散振動に至る現象が観察されている。

GE社の 2 MWth SG では再循環流量を減少させて実験を行った結果、パイヨネット管の温度が 23 秒の周期で振動する現象が観察されている。

動燃 1 MWth SG ではナトリウムの温度上昇、ナトリウムの流量増加、給水温度上昇、給水流量減少および蒸気圧力減少のそれぞれの方法により実験を行った結果、密度波振動と考えられる不安定流動現象および圧力損失負勾配特性が観察された他、ダウンカマ内での沸騰に起因する不安定流動現象が観察されている。

動燃改造 1 MWth SG では、1 MWth SG のダウンカマを断熱できるように改造して、給水

流量低下、ナトリウム流量増加および蒸気圧力低下を操作パラメーターとして実験を行った結果、ダウンカマを断熱した場合には密度波振動と考えられる不安定流動現象が明確な振動の発達領域を経て観察されている。この時の脈動周期は3～10秒である。また、ダウンカマを断熱しない場合には、ダウンカマ下端管内水温度がほぼ飽和温度に達したとき、長周期の脈動が急激に発生する現象が観察されている。

動燃50 MWth SG 1号機では通常運転条件からかけはなれた条件において、脈動周期が5～12秒で、流体の伝熱部通過時間と同じオーダの密度波振動が観察され、特に、最低負荷試験ではダウンカマ内沸騰に起因すると考えられる約70秒の長周期の脈動が観察されている。

動燃1 MWth ITR 試験装置では、圧力損失特性曲線に負勾配領域が存在し、流量逸走現象が観察されている。この現象は、三本伝熱管の運転での発生例であるが、ナトリウム側の条件を固定し、給水流量を徐々に減少させた時、圧力損失特性が正勾配から負勾配に変化する領域での放置状態で発生したもので、変化時間が極めて長いのが特徴である。記録は134分まで行われている。

IHI 0.3 MWth SGでは給水流量を入口側配管に設けた手動弁を急激に開放して実験した結果、ダウンカマを断熱した場合には脈動周期が約3.5秒で予熱部の流動時間と同じオーダの密度波振動が観察され、ダウンカマを断熱しない場合には、ダウンカマで周期的な沸騰に起因すると考えられる約30秒の長周期の脈動が観察されている。

船研0.8 MWth SGでは、SG入口流量を代表変数にして、単管では安定な状態から入口絞りを減少させ、2本管では伝熱管入口絞りを固定して全入口流量を流量調整弁で減少させる実験を行った。この結果、不安定流動が発生しても加熱側（一次側）の状態は変動が少なく、不安定流動の対象としては主に蒸発管内（二次側）の流動に注目すればよく、それだけ不安定に与える複雑な条件が緩和されていること、単管も2本管も脈動周期は同じで基本的には両者は同じ不安定流動現象と考えられること、脈動周期は給水流量にはほとんど関係なく一定であり、予熱部の流動時間に大きく左右されること等が明らかにされている。

6.3 解析研究

(1) 解析条件

解析研究では昭和58年度に実施した試設計炉のうち、一体型炉のヘリカルコイル貫流式SGを対象とした。この蒸気発生器はダウンカマを有する構造で、流動の安定性を向上させるため、ダウンカマ部に内管を有する二重管構造となっている。

解析は次の条件のもとで行った。

- (a) 予熱部のサブクール沸騰は、無視する。
- (b) 二相流部すべり比は修正 Bankoff の式を使用する。
- (c) 二相流部管内摩擦損失増倍係数は、Martinelli - Nelson の式を使用する。
- (d) ドライアウトクオリティ X_{DNB} は100%負荷で0.86とし、10%負荷で0.45と仮定する。
 X_{DNB} はこの間では負荷の減少と共に一様に減少するものとする。
- (e) 伝熱管の汚れ係数は二次側流体に接する内面で43000 kcal/m²h℃とし、一次冷却水に

接する外面は無視する。

(f) 伝熱管内面粗さ ϵ は、管を滑らかな引抜管と見なし、 $\epsilon = 3 \times 10^{-3}$ mm と仮定する。

(g) ダウンカマ内管の内径基準寸法は 4.2 ϕ とする。

(2) 解析法

① 解析モデルおよび解析コード

本 SG はダウンカマを有する多数のヘリカルコイル並列管で構成されているが、解析は並列管を単管にモデル化して行う。単管ヘリカルコイルはダウンカマ管約 2.4 m、有効コイル約 30 m の合計約 32.4 m の長さのモデルとして取扱う。ダウンカマ部の二重管構造は等価な熱伝導率を有する単管にモデル化し、内管が細いことによる絞り効果はオリフィス相当抵抗係数 K_{eq} に換算して、この相当オリフィスが伝熱管入口に設けられるモデルとして取扱う。

本 SG の伝熱管コイルは最内列直径 1050 mm から最外列直径 2400 mm まで 31 列のコイルで構成されているが、解析上の基準寸法は平均コイル直径 1725 mm として扱う。

なお、コイル直径が流動安定性に及ぼす影響については予備検討の結果、低負荷ほど、コイル直径の小さいほど、 K_c の値が大きくなり、10% 負荷では平均コイル直径に対して最内列コイルと最外列コイルとで $\pm 5\%$ 程度の K_c の値の差がみられる。しかし、安定性評価の面から小さな値であるため、実用上、平均コイル直径での解析で十分と考えられる。

解析コードには DYNAM を使用する。本計算コードは安定限界予測に必要な精度を有し、信頼性が確認されている。

安定性判別は伝熱管入口・出口の境界条件と伝熱管全域の熱流束分布を与えて系の開ループ伝達関数のベクトル軌跡を画かせる Nyquist の安定判別法により実施する。安定化に必要な入口絞り係数は Neimark の D-分割法により算出する。

(3) 伝熱管の伝熱流動特性

DYNAM コードへの入力条件となる各領域長さ、熱流束分布等は安定限界特性に及ぼす影響が大きい。これらについては本 SG では以下の特性を有している。

各負荷運転状態における伝熱管に沿う温度分布を図 6.1 に示し、図 6.2 に負荷と伝熱管コイル領域長さ割合との関係を示す。

図 6.1 より負荷の減少に伴ない、沸騰の終了点は大きく減少するのに対し、沸騰の開始点は減少が小さいことがわかる。

図 6.2 の実線は SG 2 ループ運転時を示し、破線は SG 1 ループ運転時を示す。いずれの運転時も予熱部、沸騰部領域長さ割合は負荷の減少と共にほぼ直線的に減少するのに対し、過熱部領域長さ割合は、負荷の減少と共にほぼ直線的に増大している。そして、各領域長さ割合は、SG 2 ループ運転の例では、100% 負荷で予熱部：約 12% (ダウンカマ部は除く)、沸騰部：約 73%、過熱部：約 15% (沸騰部に対する割合は約 21% となる) であったものが、10% 負荷では予熱部：約 1.5%、沸騰部：約 10.5%、過熱部：約 88% に変化している。

このように低負荷では予熱部、沸騰部領域が短くなり、過熱部領域が長くなるために、沸騰の開始・終了はわずかな長さで行われることになる。したがって、短かい長さで物性の大きな変化が起こるため、小さな外乱でもその影響が大きく、流動安定性の観点からすると

低負荷では不安定要素を内在していることがわかる。

各負荷運転時の伝熱管コイル長さや熱流束の関係を図 6.3 に示す。熱流束は沸騰の開始点および終了点の前後で大きく変化し、その変化の位置は負荷の減少と共に負荷にほぼ比例して小さくなり、図 6.2 の各領域長さ割合に対応した変化となっている。熱流束の極大値は負荷減少と共に低下していることがわかる。また、熱流束の値は 100% 負荷では予熱部、沸騰部、過熱部の順に小さくなっているが、10% 負荷では沸騰部、予熱部、過熱部の順に小さくなり、負荷の減少により予熱部と沸騰部の順序が逆になる。

(4) 流量逸走形不安定流動

沸騰二相流系においては負荷（流量）により予熱部、沸騰部および過熱部の各領域長さが異なるため、各領域の圧力損失が相異し、全体としての流量～圧力損失特性は一樣でなく、負勾配領域をもつようになる場合がある。このような場合には、給水ポンプ・弁特性との関係で流量逸走現象の発生することがある。この現象は次の 2 つに分類される。

1 つは流量が逸走し、整定する現象である。図 6.4 に示すように、流量は圧力損失特性曲線と給水ポンプ・弁特性曲線との関係からその交点①で定まるが、弁を絞っていくと流量は圧力損失特性曲線に従って①から②へ減少し、更に弁を②からわずかに絞ると、流量の平衡点は②から②'へ大きく減少して整定する。

この現象は流量の大幅な減少のため、ボイラ等では蒸気管の焼損の原因にもなる。整定時間は長いのが特徴で数分から数時間に及ぶ。整定時間が長いのは伝熱管が長いために給水流量の微小変動によって変化する各領域長さの変化および各管の伝熱特性の一定化に長時間を要するためと考えられている。

他の 1 つは Ledinegg により指摘された Ledinegg 不安定と呼ばれるもので、流量が逸走し、整定しない現象である。

図 6.5 に示すように給水ポンプ・弁特性曲線が㉔の場合、流量は①で整定していても弁の操作をせずに微小外乱により②または②'へ逸走し、整定しない。これは、流量が①から例えば、 ΔG 増加した場合、摩擦損失 ΔP の方が給水ポンプ・弁特性よりも減少量が大きいので、その差によってますます流量が増加するため、 ΔG 減少の場合も同様である。

なお、給水ポンプ・弁特性が㉕の場合には、①は平衡点であり流量は変化しない。このように給水ポンプ・弁特性曲線の勾配 $(d/dG)_p$ と圧力損失特性曲線の勾配 $(dP/dG)_s$ の大小によって安定か不安定が定まり、安定のためには次の関係が必要となる。

$$\left| \left(\frac{dP}{dG} \right)_p \right| > \left| \left(\frac{dP}{dG} \right)_s \right|$$

この現象は流量がリミットサイクルを画くため、蒸気管系の振動、蒸気質の低下、管壁温度変動による管の熱疲労などの原因にもなる。

これらの不安定流動現象発生の可能性については、出力運転範囲における圧力損失特性曲線の負勾配領域の有無により、確認できる。

本 SG 運転時の負荷と管内圧力損失との関係を図 6.6 に示す。

図 6.6 より管内合計圧力損失 ΔP_T は負荷の減少と共に一様に減少しており、出力運転範囲

においては圧力損失負勾配領域は存在していない。したがって、圧力損失負勾配特性に起因する流量逸走形不安定流動は発生しないと考えられる。

これは領域別圧力損失の内訳からも明らかである。72%負荷近傍を境にして高負荷領域側は沸騰部圧力損失支配の領域となり、低負荷領域側は過熱部圧力損失支配の領域となるが、結果的に合計圧力損失 ΔP_T は一様減少となる。

この領域別圧力損失内訳より、圧力損失負勾配特性には特に過熱部圧力損失 ΔP_{SH} の挙動が大きな影響を与えており、その極大値が沸騰部圧力損失特性曲線 ΔP_B より低負荷側にあるような運転特性ほど、合計圧力損失 ΔP_T に及ぼす過熱部圧力損失 ΔP_{SH} の影響が大きくなり、圧力損失負勾配領域が発生しやすくなることがわかる。

(5) 密度波形不安定流動

密度波形不安定流動は前項の流量逸走形不安定流動とは異なり、圧力損失特性曲線が正勾配領域でも発生し、J. A. BOURE'らの分類では別名、流量-ボイドフィードバック形不安定流動とも呼ばれている。動的不安定流動現象のうちで最も問題となる現象で、そのメカニズムは次のように考えられている。

入口流量が変動すると、これがエンタルピー変動を起し、単相域を伝播して沸騰開始点が変わり、単相域の圧力損失が変動する。同時に、沸騰開始点での単相域の変動はクオリティの変動となり、流量変動と二相域長さの変動が関連して二相域の圧力損失が変動する。これらのフィードバック効果により、流量振動が増幅あるいは減衰する。

このように、流量振動は沸騰の開始点から終了点までの二相流領域での管内流体の大きな密度変化によって生ずるのが特徴であり、したがって、その周期は管内流体の予熱部～沸騰部の通過時間とほぼ同じオーダの低周波振動となる。また、周期は負荷が変わっても大きな変化はないといわれている。この周期の変化が少ないのは、負荷変化に伴う領域長さの変化と管内流速変化の割合がほぼ同程度であるためと考えられる。

以上に述べた不安定流動現象は、沸騰開始点やドライアウト点の変動により蒸発管の熱疲労を伴わない管破損の原因になるなど、安全性に及ぼす影響が問題になる。

① 流動安定性の解析

流動時間は密度波振動の脈動周期の予測に必要となるが、各領域の流動時間は以下により計算できる。

単相域では領域の入口位置を Z_{in} m, 出口位置を Z_{out} m, 重量流量率を W_2 kg/m²s, 比重量を γ kg/m³とすると流動時間 τ_p sec は

$$\tau_p = \int_{Z_{in}}^{Z_{out}} \frac{\gamma}{W_2} dZ$$

となる。沸騰域では体積中心流動時間と質量中心流動時間が定義されるが従来の方方法に従って質量中心速度を基準とし、飽和水の比重量を γ_l kg/m³, 飽和蒸気の比重量を γ_g kg/m³, ボイド率を β とすると、流動時間 τ_B sec は,

$$\tau_B = \int_{Z_{in}}^{Z_{out}} \frac{\gamma_g \beta + \gamma_l (1 - \beta)}{W_2} dZ$$

となる。

図 6.7 には負荷と安定化に必要な入口絞り係数 K_c との関係を示す。本図の実線はダウンカマ内管なしのモデルの K_c を示し、破線はダウンカマ内管内径 4.2ϕ のオリフィス相当効果 K_{eq} を考慮したものを示している。②は SG 2 ループ運転時を示し、①は SG 1 ループ運転時を示している。上記のとおり、 $K_c > K_{eq}$ となる負荷範囲では不安定となり、 $K_c < K_{eq}$ となる負荷範囲では安定であると判断するため、本 SG では 2 ループ運転の 10 % 負荷近傍で不安定となり密度波振動が発生するが、その他の負荷範囲では安定となる。

図 6.8 に負荷と安定化に必要な入口絞りの圧力損失 ΔP_v および圧力損失比 $\Delta P_v / \Delta P_{sg}$ (ΔP_{sg} : 管内圧力損失) の関係を示す。本図は SG 2 ループ運転時の例で、実線は安定化に必要な入口絞り圧力損失 ΔP_v を示し、破線は入口絞り圧力損失比 $\Delta P_v / \Delta P_{sg}$ を示す。 ΔP_v は負荷の減少と共に低下するが、 $\Delta P_v / \Delta P_{sg}$ は管内圧力損失減少割合の方が大きいので徐々に増加する傾向を示している。

② 安定性確保対策

本 SG は 2 ループ運転時の 10 % 負荷近傍で不安定となるため、必要なオリフィス寸法はこの負荷条件での安定化に必要な入口絞りをもとに、更に、安定余裕を考慮して決められる。ところで、安定余裕にはゲイン余裕、位相余裕が用いられ、プロセス制御系ではゲイン余裕 3 ~ 9 db、位相余裕 16 ~ 80 度が最適調整条件^[19]であると言われているが、ここでは、この条件を目標に安定余裕を確保するために入口絞り係数 $K_c = 1000$ 相当を考慮する。このような余裕を考慮すると、必要なオリフィス口径はダウンカマ内管内径 4.2ϕ 基準で約 2.4ϕ となる。

オリフィス取付後の SG 2 ループ運転時の Nyquist 線図による安定判別を 10 %、20 %、50 % および 100 % 負荷について実施し、10 % ~ 100 % 出力運転の範囲で安定性が確保できることを確認した。

伝熱管入口オリフィス取付後の圧力損失については、SG 2 ループ運転での 100 % 負荷時の伝熱管入口部圧力損失は ΔP_v : 約 6.0 kg/cm^2 (オリフィス: 約 3.1 kg/cm^2 , ダウンカマ内管の絞り: 約 2.9 kg/cm^2) となり、SG 管内圧力損失 ΔP_{sg} : 約 4.1 kg/cm^2 に対する入口絞り圧力損失比 $\Delta P_v / \Delta P_{sg}$ は約 1.46 となる。これにより、入口絞り圧力損失は SG 管内圧力損失とはほぼ同程度の値であり、管内圧力に比べて小さいため、給水ポンプ揚程への影響は少ないと判断できる。

(6) ダウンカマでの沸騰に起因する不安定流動

ダウンカマを有する SG には、本 SG 以外にオットハーン、NSR-7、もんじゅを始め、動燃の 1 MWth SG、50 MWth SG 1 号機・2 号機、IHI の 0.3 MWth SG、船研の 0.8 MWth SG 等があるが、CNSG IV のようにダウンカマの無い SG もある。

ダウンカマを有する SG ではダウンカマ部の取熱が増すとダウンカマ内での沸騰により(スラグ逸走形)不安定流動^{[15][16]}が生じやすい。この現象は、入口絞りでは安定化できないこと等、密度波振動とは異なる様相を示す。このため、ダウンカマでは流体の吸熱量ができるだけ少なくなるように設計される。

この点、本 SG ではダウンカマに内管を設け、伝熱管とダウンカマ内管との間に滞留水層

を作りダウンカマでの断熱効果を大きくすると共に、内管内径を適度に細くすることにより伝熱面積の減少をはかり、これによりダウンカマ下端での管内水サブクール度を相当量確保している。

図 6.9 に負荷とダウンカマ下端管内水サブクール度との関係を示す。本図の実線はダウンカマ内管付の SG 2 ループ運転時を示し、一点鎖線はダウンカマ内管なしと仮定した場合の SG 2 ループ運転時を示す。また、破線はダウンカマ内管付の SG 1 ループ運転時を示す。これによると、ダウンカマ内管付の SG 2 ループ運転ではダウンカマ下端サブクール度は 100 % 負荷時には約 63℃であり、負荷の減少と共に徐々に低下するが、10%負荷で約 16℃であり、沸騰に起因する不安定流動は発生しないと考えられる。また、ダウンカマ内管を設けない場合には約 20%負荷でダウンカマ下端サブクール度がほぼ零となるため、これ以下の 10%負荷等ではダウンカマ内での沸騰が予想される。なお、ダウンカマ内管付の SG 1 ループ運転では 2 ループ運転より更にダウンカマ下端サブクール度が確保でき、10%負荷では約 33℃となるため、沸騰に対してより安定な運転が可能となる。

6.4 ま と め

調査研究において検証済の解析コードを使用して試設計炉の蒸気発生器について不安定流動防止対策を立案した。以下にその主な成果を示す。

- 1) 解析研究には、使用実績が多く、流動安定性評価に必要な精度を有し、かつ、公開コードである DYNAM を用いた。
- 2) 伝熱管内の流量に対する圧力損失特性を解析した結果、特性に負勾配領域が存在しないので、これに起因する流量逸走形不安定流動は発生しないことが判った。
- 3) 流体の相変化に起因する密度波形不安定流動現象に関する解析をした結果、低負荷領域で不安定流動が生ずることが判った。
- 4) 伝熱管の給水入口部にオリフィスを設けた再解析により、10% (基底負荷) から 100% の負荷範囲において安定となり、不安定流動現象を防止できることが判った。
- 5) 伝熱管ダウンカマ部の沸騰に起因する不安定流動の発生可否については、ダウンカマ管内下端水のサブクール度を解析した結果、十分なサブクール度を有しているので不安定流動は発生しないことが判った。
- 6) 更に、流動安定性に影響を与える主なパラメータについてその影響度を解析し、研究結果の評価資料とした。

表 6.1 不安定流動現象の経験されたSG主要目および不安定流動現象比較表 (1/3)

項目	名称	エンリコ・フェルミ炉 143MWth SG	WH社 1 MWth SG	GE社 2 MWth SG (蒸発器 15MWth / 過熱器 0.5MWth)
主 要 目	形式	カーベントイン(ダウンカム 有)	カーベントイン	パイヨネット(高橋強形)
	蒸気出口温度 (℃)	416	510	318
	蒸気圧力 (MPa)	6.33	1.68	1.12
	給水流量 (t/h)	217	1.60 ~ 2.16	10.2
	給水温度 (℃)	193	263	297
	ナトリウムSG入口温度 (℃)	438		457
	ナトリウムSG出口温度 (℃)	271		344
	ナトリウム流量 (t/h)	2400	1.03 ~ 1.91	34.0
	伝熱管外径 (mm)	15.625	1.25	38.1
	伝熱管肉厚 (mm)	1.5	1.625	1.5875
伝熱管本数 (本)	1200	3	395	
伝熱管長さ (m)	24	≈ 3.6	7	
伝熱管材料	2 1/4 Cr-1Mo	Ni-Fe-Cr	≈ 1.49 2 1/4 Cr-1Mo (内側水管: 炭素鋼)	
コイル直径 (mm)			3 (過水管: 2 フラグした管: 1)	
不安定流動現象	(1) 状況	<ul style="list-style-type: none"> ナトリウム出口温度に最大値巾 100% の温度変動。 蒸気出口温度は変化なし。 SGの減圧操作時と一定圧運転時に発生。 原予炉スクラムに至る。 	<ul style="list-style-type: none"> 3本の通水管の振動は互いに120度の位相遅れが発生。 ナトリウムSG出口温度はわずかに上昇。 流量~圧力損失特性曲線に負荷領域あり。 現象は動燃1 MWth SGと類似。 周期は3秒(給水流量発散前)~7秒(給水流量発散後)である。 負荷が大きければ周期は短かい。 	<ul style="list-style-type: none"> パイヨネット管の温度は中央部と端部とで温度振動の位相が180度ずれている。 再循環流量、給水温度、ナトリウムSG出入口温度には周期的な変動はない。 振動周期は23秒。
	(2) 原因・対策等	<ul style="list-style-type: none"> ナトリウム側、水側の流量分配不均一によるダウンカム内での誘発が原因。 ダウンカム部ナトリウムの自然対流防止用隔壁設置。 ポベントチヤープの設置。 		<ul style="list-style-type: none"> パイヨネット管内での誘発により流動抵抗増加と蒸気水頭の減少のため、流量が減少して不安定が発生した。 パイヨネット管の熱伝達。
	(3) その他	<ul style="list-style-type: none"> 不安定流動の発生は給水流量減少またはナトリウム流動増加により行方。 	<ul style="list-style-type: none"> 不安定流動の発生は徐々に再循環流量を減少させ、ナトリウムと水の流量バランスをくずして行方。 	

表 6.1 不安定流動現象の経験されたSG主要目および不安定流動現象比較表 (2/3)

項目	名称	動機 1MWth SG	動機 1MWth ITR試験装置	動機 50MWth SG 1号機 (蒸気器: 40MWth, 凝縮器: 9.9MWth)
主	形式 蒸気出口温度 (°C) 蒸気圧力 (MPaG) 蒸気流量 (t/h) 給水温度 (°C) 給水流量 (t/h) ナトリウムSG入口温度 (°C) ナトリウムSG出口温度 (°C) ナトリウム流量 (t/h) 伝熱管外径 (mm) 伝熱管肉厚 (mm) 伝熱管本数 (本) 伝熱管長さ (m) 伝熱管材料 コイル直径 (mm)	ヘリカルコイル (ダウンカム 有) 513 173 1.89 240 540 350 179 25.4 4.2 (一部5.0) 10 (通水管: 2 ダミー管: 8 ≒ 43) STBA-24 805	ヘリカルコイル (2重管) 飽和+30 143 21 240 475 340 22 25.4 3.2 3 ≒ 30 STBA-24 (最外径: 2000 最内径: 800)	蒸気器 ヘリカルコイル (ダウンカム 有) 367 143 79.6 240 469.6 327.5 794.8 25.4 3.2 75 25.2 STBA-24 (最外径: 1205 最内径: 805) 凝縮器 ヘリカルコイル (ダウンカム 有) 487 132 79.6 365 505 469.6 794.8 25.4 3.2 60 18.5 SUS304HTB (最外径: 1125 最内径: 805)
不安定流動	状況	<ul style="list-style-type: none"> 先ず蒸気が増動し、次第に緊達すると共に給水・蒸気圧力や水側温度が変化する。 パターンI: 周期が5~20秒の歪度変動で2本の管内流量に180度の位相ずれあり。 パターンII: 周期が20~70秒のダウンカム下流管内水の滞り起因すると考えられる変動。 流量-圧力損失特性曲線に負の傾斜あり。 	<p>(1) 流量急増現象</p> <ul style="list-style-type: none"> 3本管のうち、1本の管は流量減少、他の2本の管は流量増加。 各管の給水流速変化速度は小さく、10秒程度の變化に2時間以上を要している。 <p>(2) 歪度変動</p> <ul style="list-style-type: none"> 流量の変動は滞り部の前半部と後半部の間で位相が逆転する。 滞り期間は給水流速に反比例し、予熱部および沸騰部流動時間の変化と同じ傾向を示し、僅は同じオーダーである。 滞り期間は任カレベル、入口絞りの値にあまり関係しない。 	<p>(1) 部分負荷不安定性試験</p> <ul style="list-style-type: none"> 工作の場合により水側およびナトリウム側の不均一流速分布に起因するとみられる常に不安定になりやすい習がある。 滞り期間が5~12秒で流体の伝熱部通過時間と同じオーダーの歪度変動発生。 ダウンカム下流管内サブクール度(約18%負荷) 最低負荷試験(約100°C) ダウンカムでの滞りに起因する滞り期間が約70秒の滞り発生。 管径計の指示は逆流現象の存在を示す。 30%負荷以下ではダウンカムでの歪度が急上昇して下流管内水は滞り滞りになる。 <p>(2) ダウンカム熱伝導</p>
原因・対策等		<ul style="list-style-type: none"> ダウンカマの取換は設計値の2~3倍大きかった。 ダウンカム下流管内水滞り防止のためダウンカマを熱伝導できるより改造した。 (この時のダウンカム下流サブクール度は20°C) しかし、ダウンカマを熱伝導しても周期10~30秒の滞り発生。 入口絞りを減加すると歪り減少。 		
その他		<ul style="list-style-type: none"> 不安定流動の発生は、ナトリウム歪り上昇、ナトリウム流量増加、給水速度減少および蒸気圧力減少により行う。 管入口の流調弁で絞りを減加できる。 	<ul style="list-style-type: none"> 不安定流動の発生: 流量急増現象は流調弁で給水流速のみを徐々に減少させて発生させる。歪り変動は給水流速またはナトリウム流量を少量ずつステップ状に変化させて発生させる。 	<ul style="list-style-type: none"> 給水入口絞りは無

表 6.1 不安定流動現象の経験されたSG主要目および不安定流動現象比較表 (3/3)

項目	名称	I H I 0.3 MWth SG	船 研 0.8 MWth SG
主 要 目	形 式 蒸 気 出 口 温 度 (°C) 蒸 気 圧 力 (MPa) 給 水 流 量 (t/h) 給 水 温 度 (°C) ナトリウムSG入口温度 (°C) ナトリウムSG出口温度 (°C) ナトリウム流量 (t/h) 伝 熱 管 外 径 (mm) 伝 熱 管 内 径 (mm) 伝 熱 管 本 数 (本) 伝 熱 管 長 さ (m) 伝 熱 管 材 料 コ イ ル 長 さ (mm)	ヘリカルコイル(ダウンカム有) 487 132 0.3185 240 505 327.7 3.187 19 3.2 3 (部分負荷運転等に使用する予備管: 2 通水管: 1 25 STBA-24 319	ヘリカルコイル(ダウンカム有) 285 50 1.18 70 ~ 225 一次水: 310 一次水: 304 一次水: 80 20 2.85 4 (通水管: 2 デミ管: 2 ≈ 56 SUS SUS (管外径: 595 管内径: 445)
不 安 定 流 動 現 象	(1) 状況 (1) ダウンカム断熱有 。2本管では出口蒸気流量と入口給水流量は180度近くの逆位相。 。給水入口-出口間で蒸圧一定 。蒸気温度、ナトリウム温度の変動なし。 。安定、不安定の境界では給水流速などが持続しない振動をくり返す。 。3本管では伝熱管流量の位相は120度ずれている。 。不安定期間は約3.5秒で負荷によりほとんど変化なく、予熱部通過時間と同じオーダーである。 (2) ダウンカム断熱 無 。2本管では入口給水流量は一方が最大、他方が零で逆流の可能性あり。 。ダウンカム下流では周期的(約3.0秒)誘発が生じていると考えられる。 。給水圧力・蒸気圧力も約1.0%の変動あり。	(1) 状況 。不安定の場合でも加熱側(一次側)の状態は変動が少ない。 。2本管において流動変動が発生してもSG出入口ヘッダ間の圧力差は一定。 。SGの給水入口流量と出口蒸気流量は逆位相で入口は±100%、出口は±20%程度変動。 。脈動の周期は1.0~1.8秒で給水流量はほとんど関係なく一定で予熱部の流動時間に変位されている。 。脈動の周期は発生、2本管とも発達状態からリミットサイクルに至るまで一定。 。2本管でリミットサイクル状態になると入口側で逆流が発生。	(2) 原因・対策等 (3) その他 。給水流量は単管では入口絞りを徐々に減じ、2本管では全入口流量を流路調整弁で徐々に減じて調査し、不安定流動現象が発生させず。

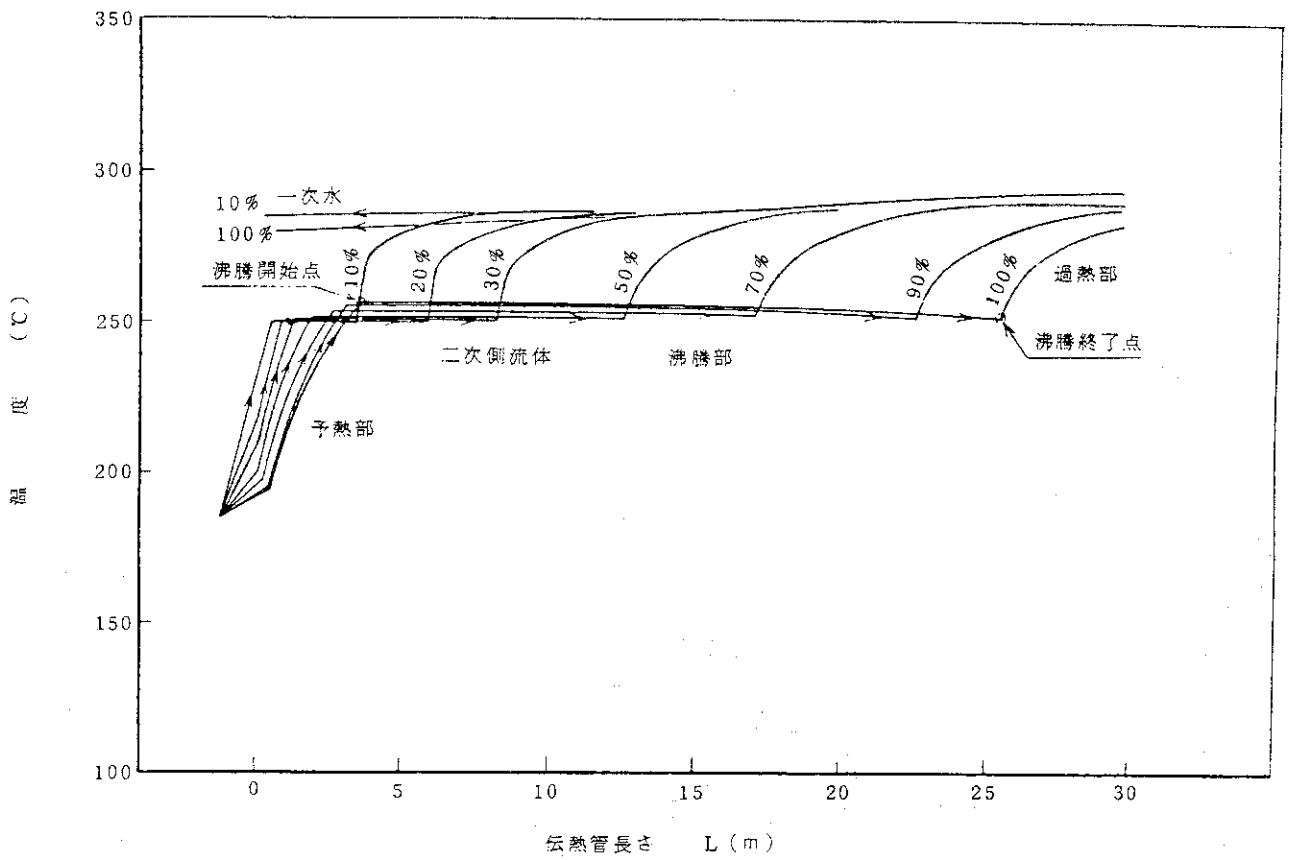


図 6.1 伝熱管長さに沿う温度分布

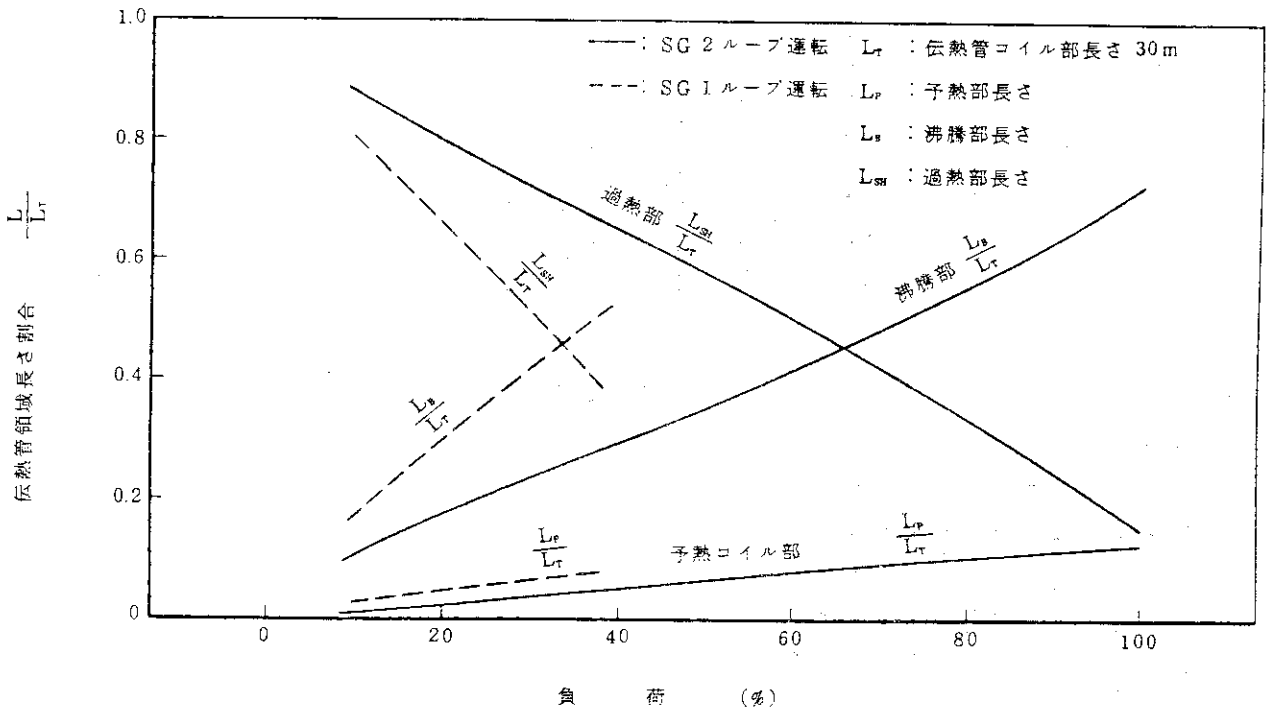


図 6.2 負荷と伝熱管領域長さ割合との関係

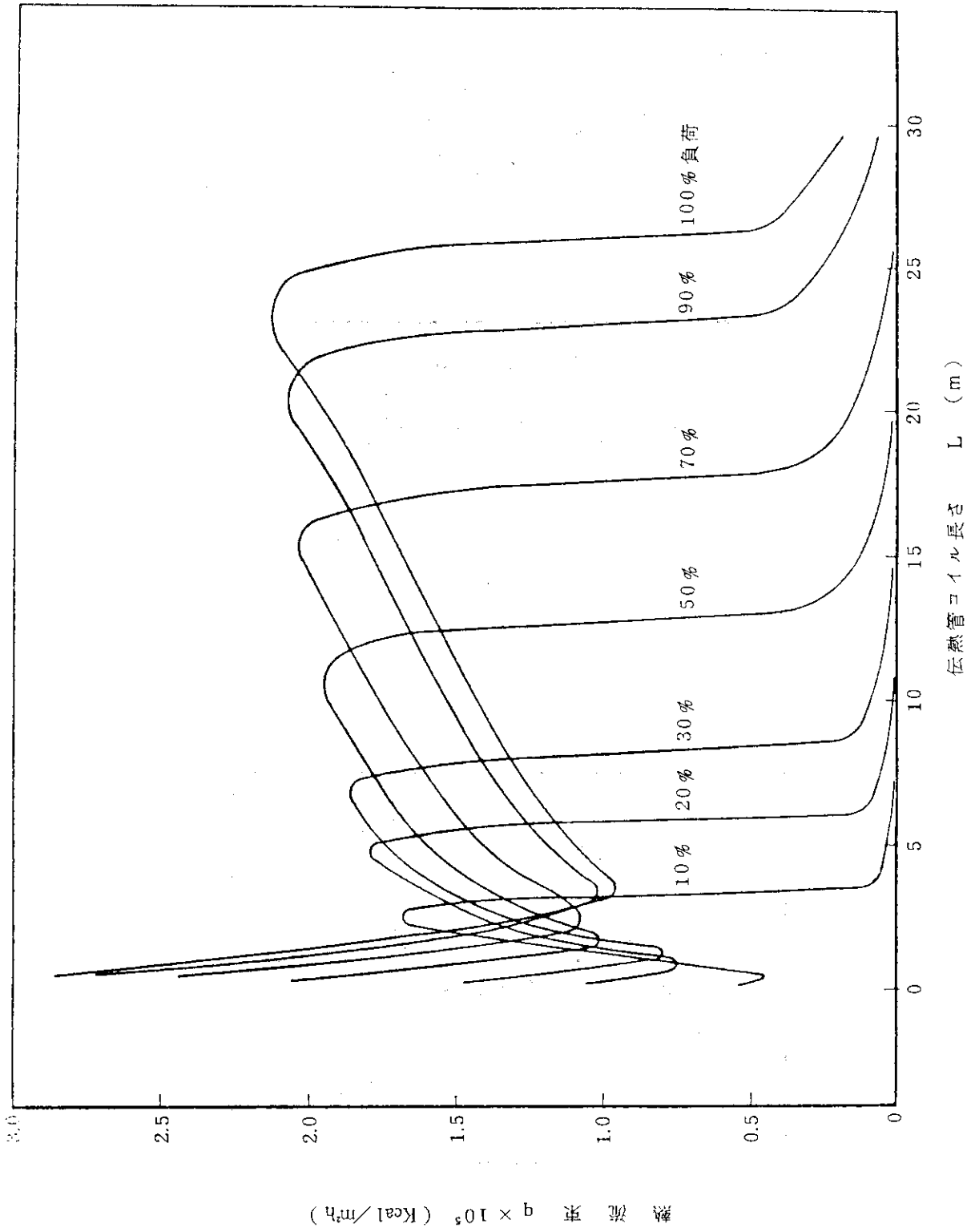


図6.3 伝熱管コイル長さ と熱流束との関係 (SG2 ループ運転)

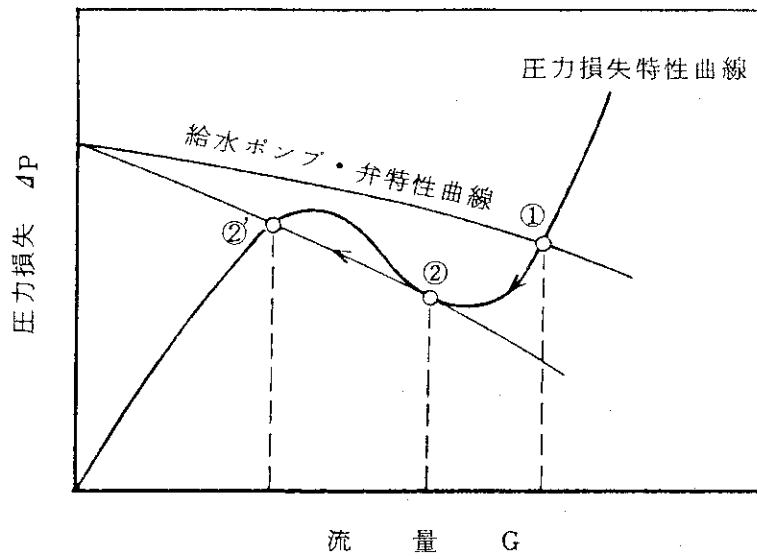


図 6.4 流量逸走現象説明図

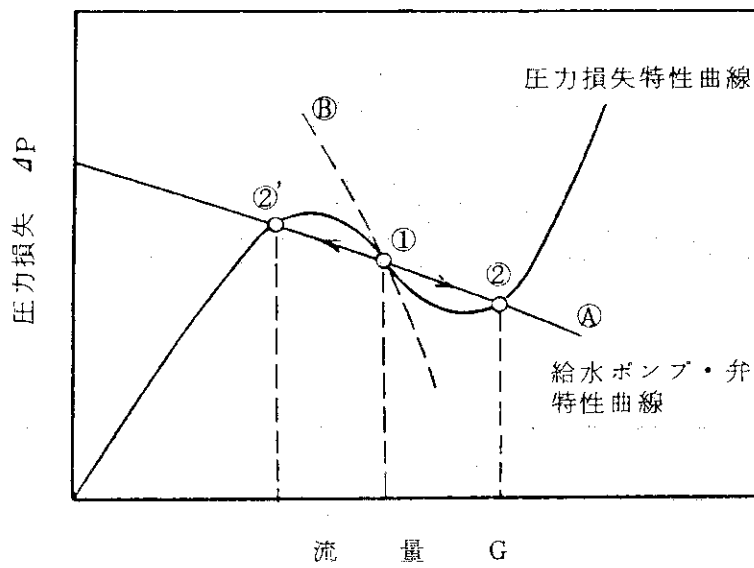


図 6.5 流量逸走形不安定現象説明図

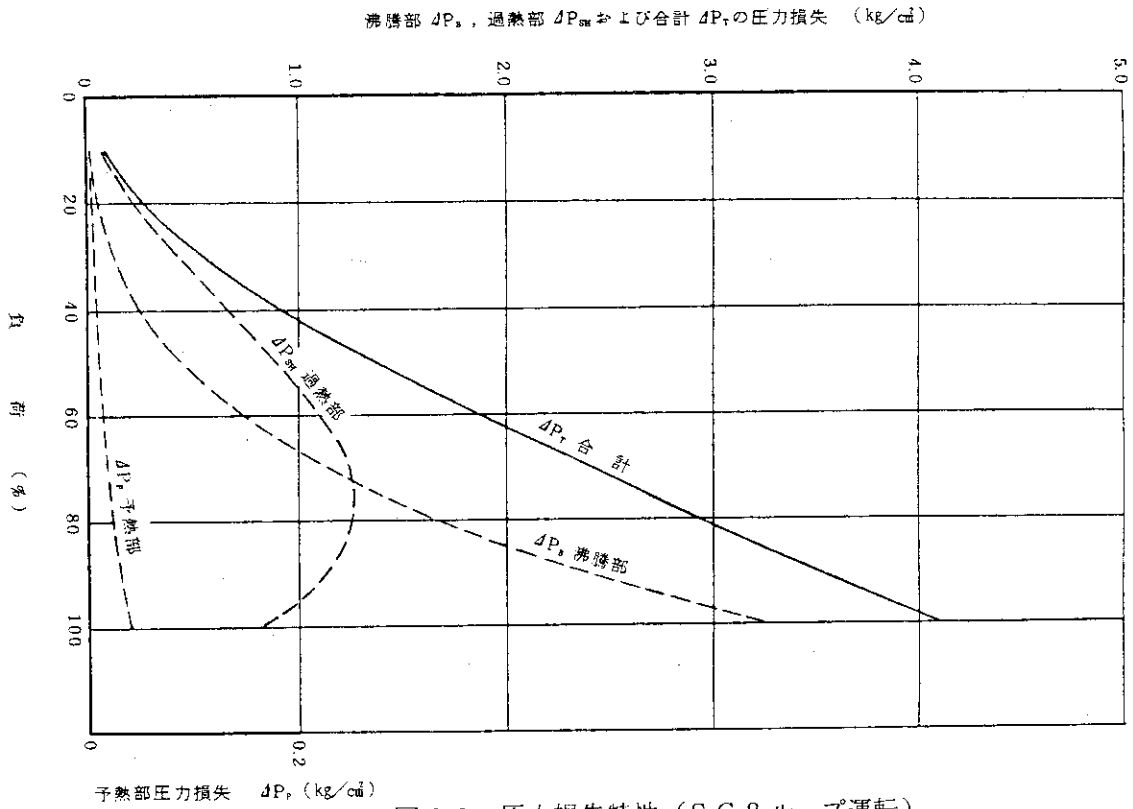


図 6.6 圧力損失特性 (SG 2 ループ運転)

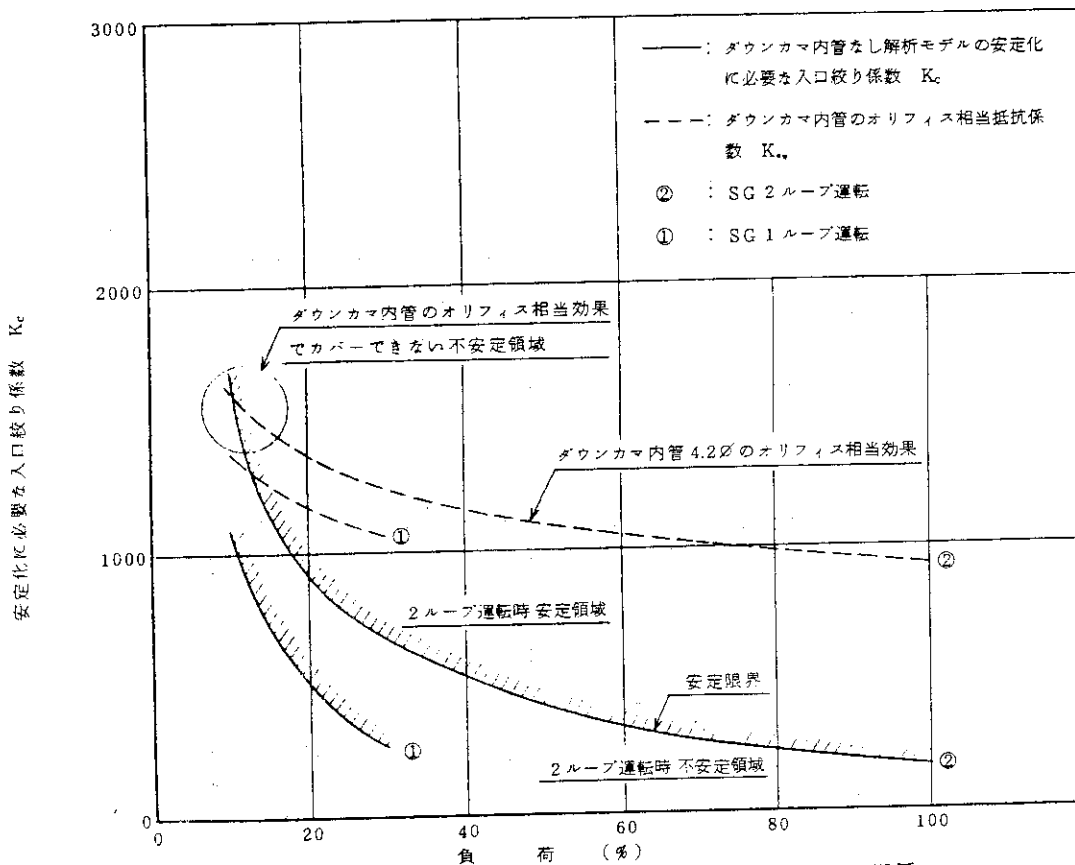


図 6.7 負荷と安定化に必要な入口絞り係数との関係

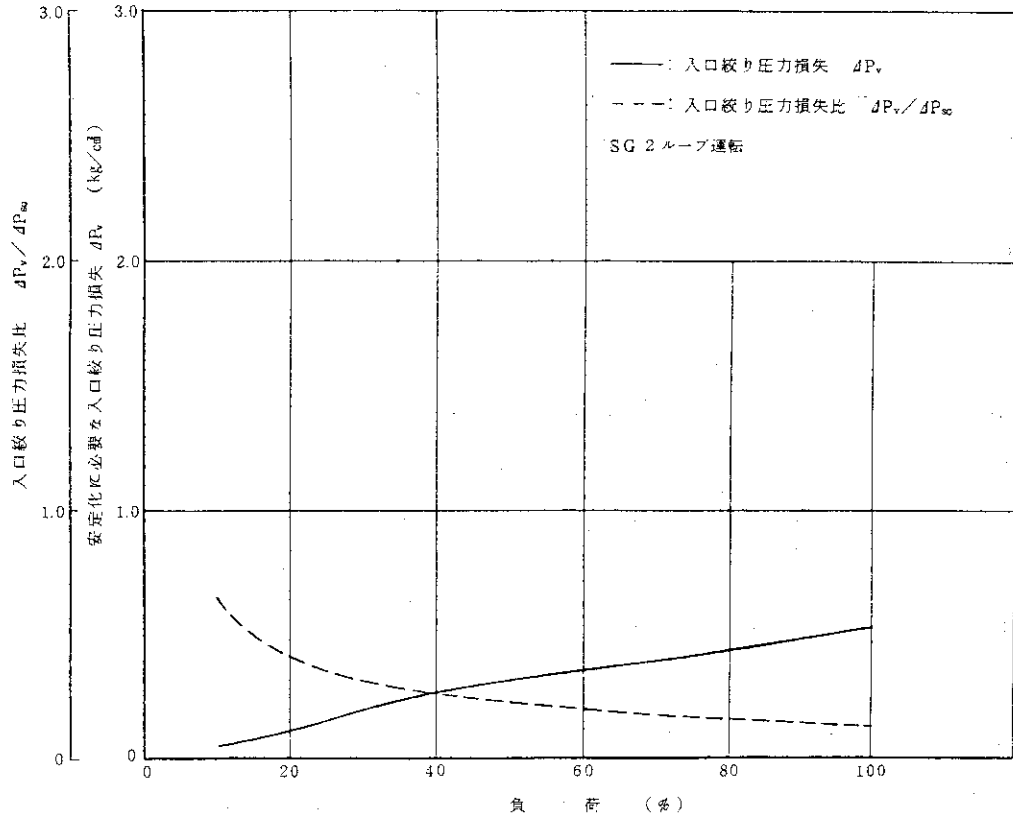


図 6.8 負荷と安定化に必要な入口絞りの圧力損失および圧力損失比の関係

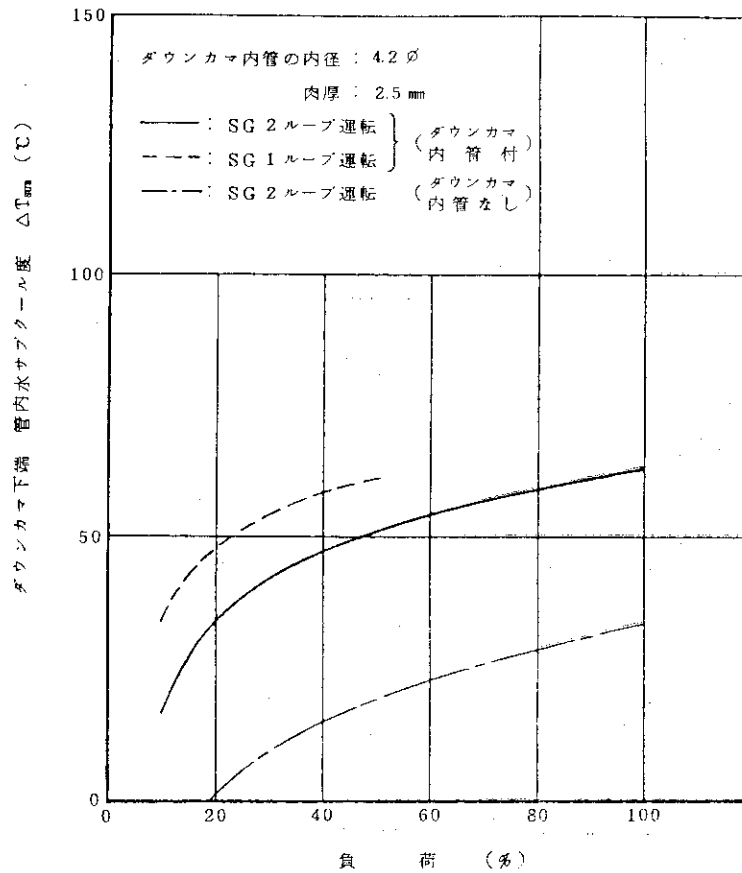


図 6.9 負荷とダウンカマ下端管内水サブクール度の関係

7. 研究開発項目

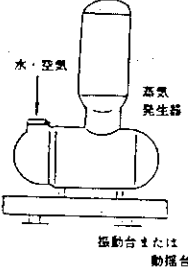
試設計炉の蒸気発生器に関して、その特性あるいは取扱性などについて研究開発を必要とする項目を表 7.1 に示す。

いずれの蒸気発生器も国内における実用例がなく、確性試験は必要であるが、実績のあるものの応用型がほとんどであり、開発の達成の可能性は高いと考えられる。

また、ヘリカルコイル式貫流型蒸気発生器については伝熱管の ISI 技術としての渦流探傷 (ECT) 装置、技術の開発があげられている。しかしながら、ECT 技術自体は既に十分開発済のものであり、本船用炉 SG 用についてもその開発の達成の可能性は高いと考えられる。

表 7.1 試設計炉蒸気発生器の研究開発項目

半一体型炉の蒸気発生器

項目	横置ドラム型蒸気発生器二次側水位変動の研究	横置ドラム型蒸気発生器一次側及び二次側流動試験
提案の目的	船舶が波浪によるローリング、ピッチング等の外乱を受けて動揺する場合に、蒸気発生器内部の水位変動が大きくなって性能低下等の問題を生じないことを確認する。 また、発生蒸気との関連して二相流がスロッシング現象に及ぼす影響を検討しておく必要がある。	横置ドラム型蒸気発生器の設計は筒内において前例がないため、確証試験を行うことにより、既存設計技術の拡張による設計手法が妥当なことを確認する。
研究開発の概要	3方向振動台または動揺台上に蒸気発生器の实物大モデルを載せて加振する。 この時、容器内には水を入れたと共に、空気を注入して実機と同程度の二相流状態を作り出す。 温度・圧力は常温・常圧状態とする。 	1. 蒸気発生器の構造にともなう伝熱管等の各要素の確証試験 2. 实物大モデルによる蒸気発生器一次側及び二次側の空気-水による可視化流動試験並びに伝熱管の振動試験 3. 部分モデル、実圧での性能の確認テスト

一体型炉の蒸気発生器

項目	ヘリカルコイル型蒸気発生器伝熱管用ISI装置の開発	貫流型蒸気発生器の運転性能試験
提案の目的	U字管式蒸気発生器については、陸上開発等で数多くのISI実績を有しているが、本試設計炉におけるヘリカルコイル式の場合は、管1本の長さが長いこと(約3.0m)および管の接続箇所を有することにより、コンパクトな蒸気発生器(SG)とするために管径も細くなっていること(内径約13.7mm)など、陸上と異なる点が多い。したがって、これらの特長点に対して適合可能な検漏装置を開発すると共に、更にこれらを遠隔自動式として、ISI作業の効率化による稼働率の向上ならびに作業者の被曝低減を図る。	今回採用する蒸気発生器は、ヘリカルコイル式貫流型で、過熱蒸気が得られるが、その要件として、船用炉として考えられる負荷変動時においても安定した蒸気質が得られる負荷変動時においても安定した蒸気質が得られる必要がある。これを満足することを、本試験により確認する。 なお、技術提携先のフランスでは、既に本試験を実施済であるが、試験条件が本試設計の値と若干異なるため、安全審査に際し、本確認試験が必要である。
研究開発の概要	1. 伝熱管の内径、肉厚、厚さ、ヘリカルコイルの形状ならびに接続部に通したECT用プローブおよびその挿入装置を設計、試作する。 2. 試作プローブおよび挿入装置を用いて、模擬欠陥を付けた供試体ならびに代表的なヘリカルコイルのモックアップに対して挿入および探傷試験を行なう。 3. 探傷情報信号の解析処理ならびに評価のためのシステムを開発し、探傷試験結果に応用する。 4. プローブ挿入装置の位置決めならびに探傷操作を遠隔自動化した装置を設計、試作する。これは、実機での作業スペース等から、コンパクトなものとする。 5. 遠隔自動ECT装置のモックアップ探傷試験を行ない所期の性能を確認する。	蒸気発生器は伝熱管数本で代表させる。伝熱管の管径及び長さ、実物と同じとする。1次系及び2次系は、運転状態(圧力、温度、流量等)及び制御システムを模擬できるものとする。 試験は船用炉として考えられる各種負荷変動に対して行ない、その運転性能の安定性を確認するとともに、蒸気発生器シミュート用動作特性コードの検証も行なう。

自己加圧一体型炉の蒸気発生器

項目	ヘリカルコイル貫流型蒸気発生器の保守・検査技術の確立
提案の目的	蒸気発生器のモデルを使い供用期間中検査技術を確立する。 さらに蒸気発生器の保守・検査作業を容易にするため、必要とする装置・器具を自動化および遠隔操作化し、実用性を確認する。
研究開発の概要	(1) 伝熱管数本からなる蒸気発生器のモデルの製作 (2) 供用期間中検査用高電流探傷(ECT)装置の開発試験 (a) プローブの製作および試験 (b) 自動遠隔操作式プローブ挿入装置の製作および試験 (c) 信号処理システムの開発 (3) 保守・点検用の以下の作業を行なう機器の自動遠隔化 (a) シール部の形成、切断 (b) 破損伝熱管の置換

8. 結 言

改良船用炉試設計の3炉型式の蒸気発生器は、その型式として次の2つに大別できる。

- A. 横型U字管式再循環型蒸気発生器（半一体型炉）
- B. ヘリカルコイル式貫流型蒸気発生器（一体型炉および自己加圧一体型炉）

この試設計炉の主要2型式蒸気発生器について、その構造、動特性の検討を行った。また、上記2型式を含む主要4型式の代表的な試設計炉以外の船用炉あるいは発電炉のSGについて、その構造、熱水力特性、運転実績および取扱性の調査、比較および検討を行った。

その結果、以下の点が明らかとなった。

U字管式再循環型SGは、堅型U字管式については発電用PWRのSGが同型式であり十分な実績を有しているが、横型U字管式については、米国の原子力船「サバンナ」などがあるが、国内での実績がなく、熱水力特性などについて確認試験が必要である。

一方、ヘリカルコイル式貫流型SGについても、国内の実績はFBRで開発中ではあるが、やはり少なく、確認試験およびISI装置、技術の開発が必要である。

また、ヘリカルコイル式貫流型SGには低出力領域において、ポンプ特性などによって流動不安定現象を起こす可能性があることが判明したが、オリフィスを装入するなどの対策で防ぐことができる。

炉型式の選択に関しては、船用炉としてコンパクト化を図るとともにL \bar{O} CAの可能性を排除することを考慮すると一体型炉ということになるが、一体型炉のSGは貫流型蒸気発生器(\bar{O} TSG)となる。

また、動特性においては、ヘリカルコイル式貫流型SGの方がU字管式再循環型SGに較べて、応答が速く追従性および収束性が良いという解析結果もある。