

中間負荷火力用変圧運転プラント

Intermediate Fossil Fueled Units for Variable Pressure Operation

最近、原子力発電の発達とともに、新設大容量火力プラントも中間負荷分担がますます重要となり、変圧運転プラントが中間負荷火力用として脚光を浴びている。

変圧運転は、深夜低負荷運転時の熱効率の向上、負荷変化時の追従性の向上、深夜及び週末停止の回数増大に対する起動特性の向上などの特徴をもっている。

本稿では、変圧運転の特徴、変圧運転方式の比較及び熱効率の向上に寄与する要因について述べ、超臨界圧変圧運転プラントを紹介する。蒸気タービンは、従来と同じノズル絞り調速タービンであり、ボイラは、超臨界圧から変圧できるスパイラルペンソンボイラである。負荷応答性についてはシミュレーションの結果を説明する。

上野 健* Ueno Takeshi
幸田文夫** Kōda Fumio
西村 昭*** Nishimura Akira
繁富文承**** Shigetomi Fumitsugu

1 緒 言

火力発電は、いわゆる水主火従の時代から火主水従の時代へと発展をたどり、大容量化・高効率化が進められてきた。今後、原子力発電の発達とともにベース負荷を原子力に譲り、火力発電で中間負荷を、また水力発電やガスタービン発電などでピーク負荷を分担する形態に移行するものと思われる。このため、負荷変化特性に優れ、起動停止特性の良好な中間負荷火力プラントが要求されている。一方、燃料費の高騰、電源立地の点から大容量・高効率発電プラントも要求されている。これらの条件を満足するものとして、大容量・超臨界圧変圧運転プラントが最適と考えられる。

本稿は、変圧運転の特徴、超臨界圧変圧運転の可能なスパイラルペンソンボイラ、変圧運転用タービン、負荷応答特性などについてその概要を述べる。

2 変圧運転の特徴

2.1 変圧運転の効果

中間負荷火力プラントとして、全負荷範囲にわたる高効率の維持、負荷応答特性の向上及び起動停止特性の向上が要求される。これに対し、部分負荷で主蒸気圧力を下げ、これに伴って給水圧力を下げる変圧運転を採用することにより優れた効果をあげることができる。

2.2 変圧運転方式

発電機出力は、タービン流入蒸気量に比例するが、従来の定圧運転方式ではこれを蒸気加減弁で制御している。変圧運転方式とは、発電機出力に比例させてタービン入口主蒸気圧力を変えることにより、蒸気加減弁を開いたままタービン流入蒸気量を容積流量一定で変化させ、ユニット出力制御を行なう方式である。

変圧運転方式は、蒸気加減弁制御の運用方法によって変わり、図1(a)に示す3方式がある。

- (1) 純変圧運転方式は、絞り調速方式、すなわち調速段のない全周噴射タービンで、全蒸気加減弁を全開位置に保持したまま変圧運転をする。したがって、出力変化は圧力変化に依存するので応答に時間遅れが生ずる。
- (2) 絞り変圧運転方式は、前記の欠点を補うためあらかじめ全蒸気加減弁を5～15%絞って変圧運転し、ボイラの蓄熱容量を利用してフリンジ負荷変化に応答する。この方式は、加

減弁絞りにより0.4～1.4%効率が低下する。

- (3) 複合変圧運転方式は、ノズル絞り調速方式、すなわち調速段のある部分噴射タービンで、効率の良い高負荷域を定圧運転とし、通常4弁ある加減弁のうち2弁開あるいは3弁開のバルブポイント以下で変圧運転を行なう。

2.3 変圧運転による熱効率の改善

主蒸気圧力を下げることにより、熱力学的損失があるにもかかわらず低負荷時での熱効率が改善されるのは、主に次に述べる要因によるものである。

- (1) 変圧によりタービンに流入する蒸気の容積流量がほぼ一定に保たれるため、高压タービン内部効率が向上する。
- (2) 変圧により給水ポンプ所要全揚程が減少するため、給水ポンプ軸動力が減少し、駆動タービンの効率も向上する。また、定圧運転では、低負荷域でポンプタービンの駆動蒸気として主蒸気も必要とするが、変圧運転ではタービン抽気だけで済む利点もある。
- (3) 変圧により図1(c)に示すように、高压タービン排気温度、すなわち再熱器入口蒸気温度が高く保持されるため、再熱器での必要熱吸収量が減少することによりボイラ再熱蒸気温度が高くなる。

これらの要因がタービン熱消費率に及ぼす影響について、図2に超臨界圧ユニットの3弁開変圧運転の例を示す。

今までの解析例から、定格主蒸気圧力が高いほど変圧による利得が大きく、変圧開始する加減弁バルブポイントを高負荷側にすることができる。また、給水ポンプの変圧による利得が大きいことが判明している。

3 変圧用蒸気タービンの特徴

3.1 タービン調速方式

調速方式と変圧運転方式の関係は、2.2に説明したが、図1(b)にタービン熱消費率の比較を示す。定格負荷100%での熱消費率は、純変圧運転が最も良く、3弁バルブポイントを90%負荷とした複合変圧運転と、加減弁絞りを6%とした絞り変圧運転がほぼ同等となる。一方、低負荷域では、複合変圧運転が最も良くなる。

通常、運転範囲の高負荷域を定圧運転とし、かつフリンジ負荷変化を吸収するという点では、複合変圧運転が熱効率、

* 日立製作所電力事業本部 ** バブコック日立株式会社 *** 日立製作所大みか工場 **** 日立製作所日立工場 工学博士

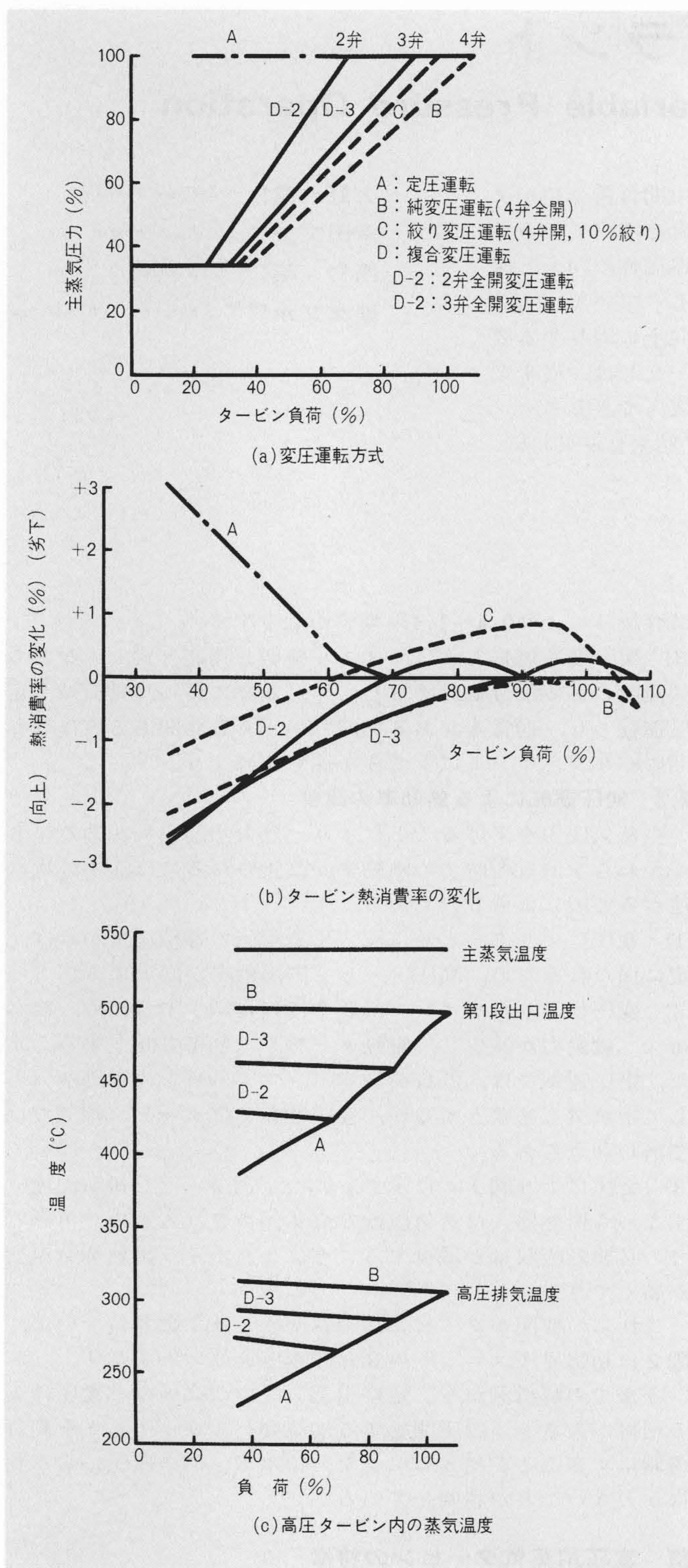


図1 変圧運転方式と熱力学的特性の比較 変圧運転方式の違いにより、タービン熱消費率、高圧タービン蒸気温度が変わることを示す。

負荷変化幅の点で絞り変圧運転より優れている。

以上述べたことから変圧用タービンとしては、調速段のあるノズル絞り切り調速タービンが良いと考える。

3.2 高圧タービン内の蒸気温度

定圧運転では、高圧タービン初段の調速段で主蒸気流量を制御するため、部分負荷になるほど初段の熱落差が大きくなり蒸気温度が低下する。一方、変圧運転ではほぼ容積流量が一定となるため、内部効率及び熱落差もほぼ一定となり、図1(c)

に示すように蒸気温度もほぼ一定となる。

したがって、変圧運転では温度変化に伴う熱応力が軽減し、タービン側の負荷変化制限の要因がなくなる。また、停止時のメタル温度が高くなり、夜間停止後の再起動などマッチングが良好となり起動時間を速くできる。

4 変圧ベンソンボイラの特徴

4.1 変圧運転ボイラの設計

変圧運転ボイラの特徴は、従来形定圧運転ボイラに比較し、「ボイラ火炉水壁での熱伝達・流動は圧力変化に応じ、超臨界圧域では単相流、亜臨界圧域では気水二相流と様々な形態を受け入れる」ということに集約される。図3は変圧運転での負荷と水・蒸気の状態変化の関係を*i-P*線図に示したものであるが、約80%負荷以下では亜臨界圧域で運転されており、更にボイラ火炉水壁管内重量速度が減少してくるので、熱負荷アンバランスに起因する流動不安定、気水分離、膜沸

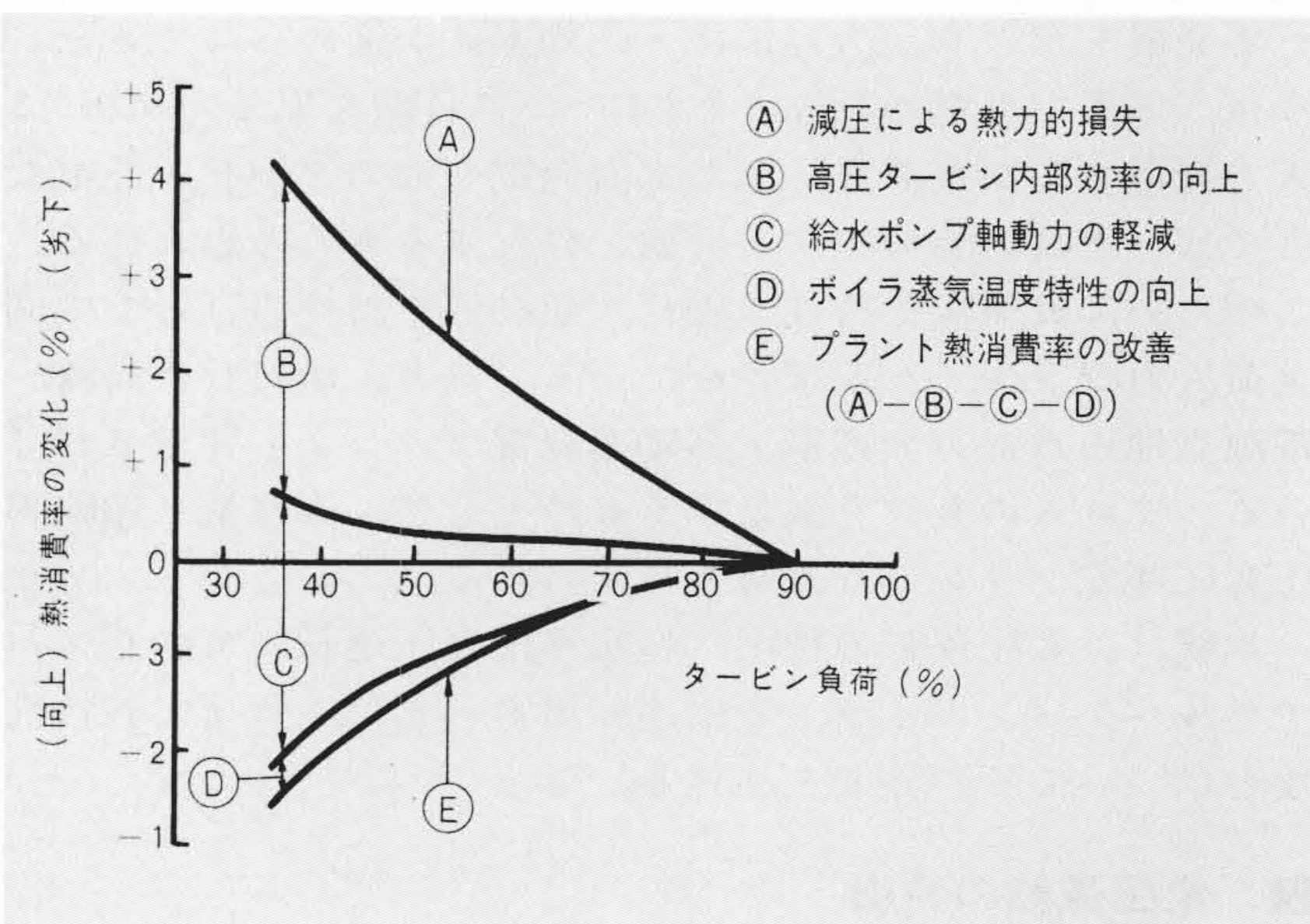


図2 変圧運転によるタービン熱消費率の改善 高圧タービン内部効率及び給水ポンプ動力の影響が大きい。

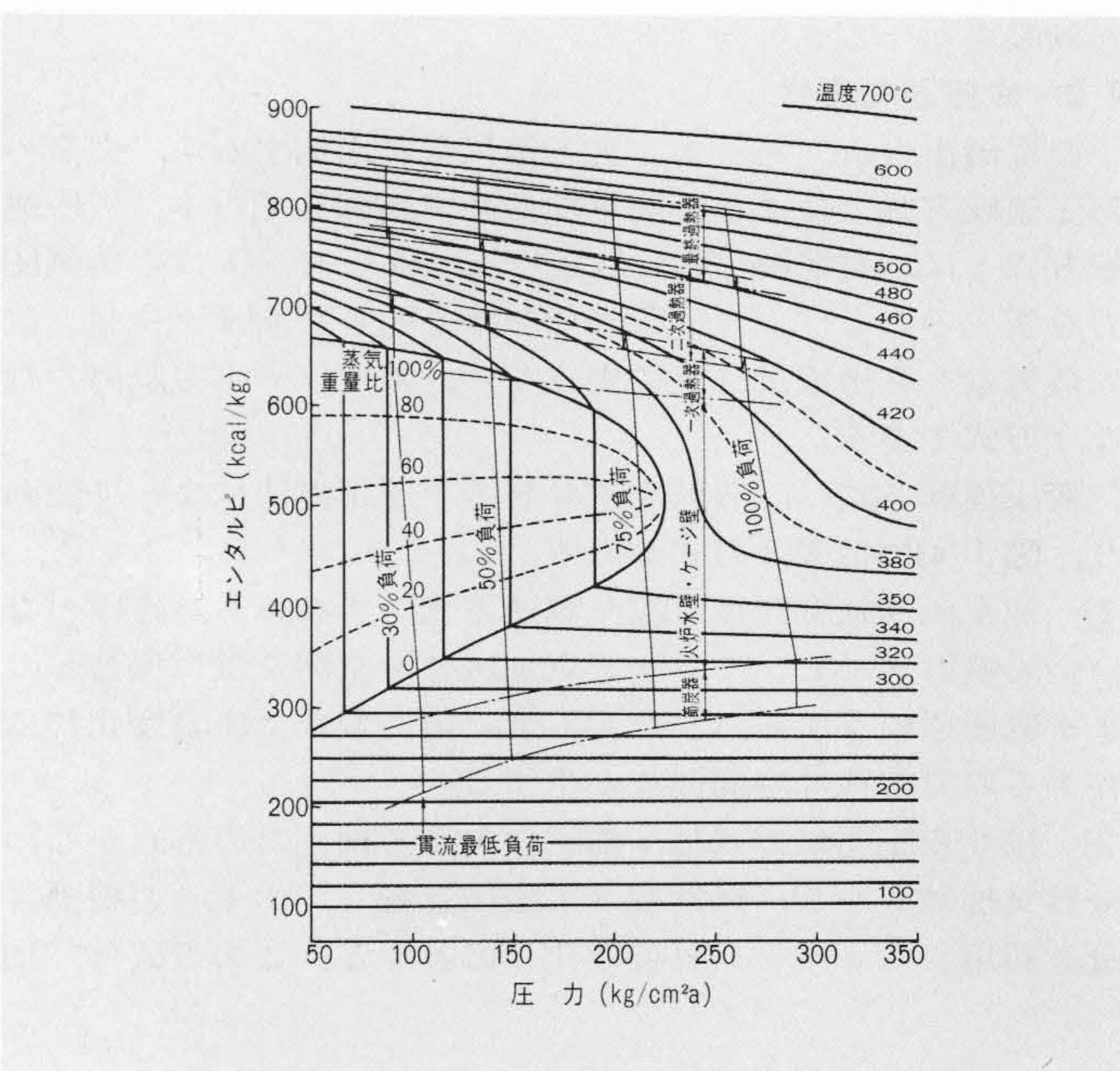


図3 *i-P*線図 変圧運転する場合の相変化が示されている。

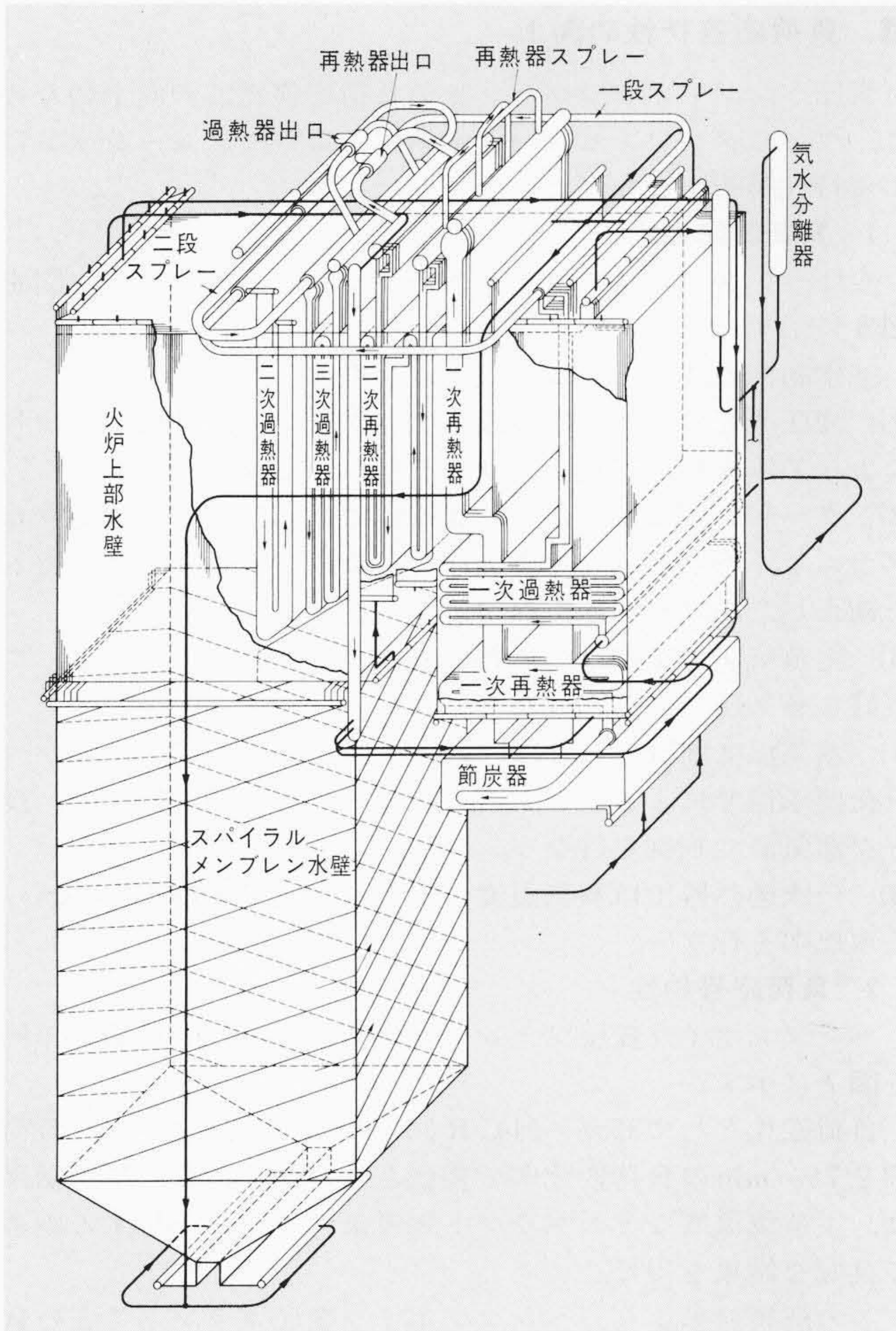


図4 ボイラ立体図 スパイラル壁で構成されたことを特徴とする。

騰などの危険な現象を生じないよう考慮を払ったボイラ設計をする必要がある。すなわち、熱負荷アンバランスの影響を流体側に与えないよう、火炉周壁をらせん状に上昇するよう水壁管を配列したスパイラルベンソンボイラを採用することが望まれる。

4.2 変圧ベンソンボイラの構造

図4に大容量変圧ベンソンボイラの立体図を示す。高圧給水加熱器を出た給水は、後ケージ部の節炭器を通った後、下降管によって火炉底部に常に圧縮水の状態で導かれ、火炉高熱負荷部をスパイラルメンブレン水壁で受熱しながら火炉上部へ上昇し、火炉ノーズ部近辺に設置された管寄を介し、垂直管に配列しなおして、熱負荷の比較的低い火炉上部水壁、前ケージ側壁に至る。その後流体は、火炉アーチ天井壁と後ケージ前・後・側壁を同時に上昇し、出口連絡管により気水分離器へと導かれる。気水分離器を出た蒸気は、過熱器を通して蒸気タービンへ送られる。

火炉下部は外壁31.8mm×ピッチ45mmから成るスパイラルメンブレン水壁で構成されており、荷重は水壁管自身とコンスタントスプリングハンガーによって支持される。水壁管本数及びスパイラル傾斜角は、管内重量速度及び火炉形状によって決定されるが、傾斜角は15～25度、水壁管数は600～700MWプラントの場合で400～500本程度である。

過熱器は一次・二次・最終過熱器に3分割され、各々は熱低減器を通じて連絡されるという二段スプレー方式を採用している。更に再熱器は2分割してそれらの間に熱低減器を設置し、再熱蒸気温度の制御性を高めている。これらの結果、変圧運転による水・蒸気物性値変化に起因するボイラ特性の劣化を十分補うとともに、より高い負荷応答性を得ることが可能となる。

4.3 変圧ベンソンボイラプラントの系統

図5に変圧ベンソンボイラプラントの主系統を示す。従来、我が国で採用された多くの貫流ボイラは、ベース負荷用として高負荷運用を目的としていたため、必ずしも起動・停止及び低負荷運転時の操作性を考慮した系統ではない。すなわち、ボイラは全圧起動を行ない起動バイパス系統により低圧蒸気で蒸気タービンを起動した後、主系統に切り替える系統となっている。したがって、起動用弁類の切替操作などが必要であり、起動時間が必然的に長くなっている。しかし、中間負荷用に計画される変圧ベンソンボイラは、容易な起動・停止及び低負荷運転が要求されるため、気水分離器を主系統に配置し低圧起動を行なって、あたかもドラムボイラと同様な簡略化された起動操作を行なうことで従来形の全圧起動に起因す

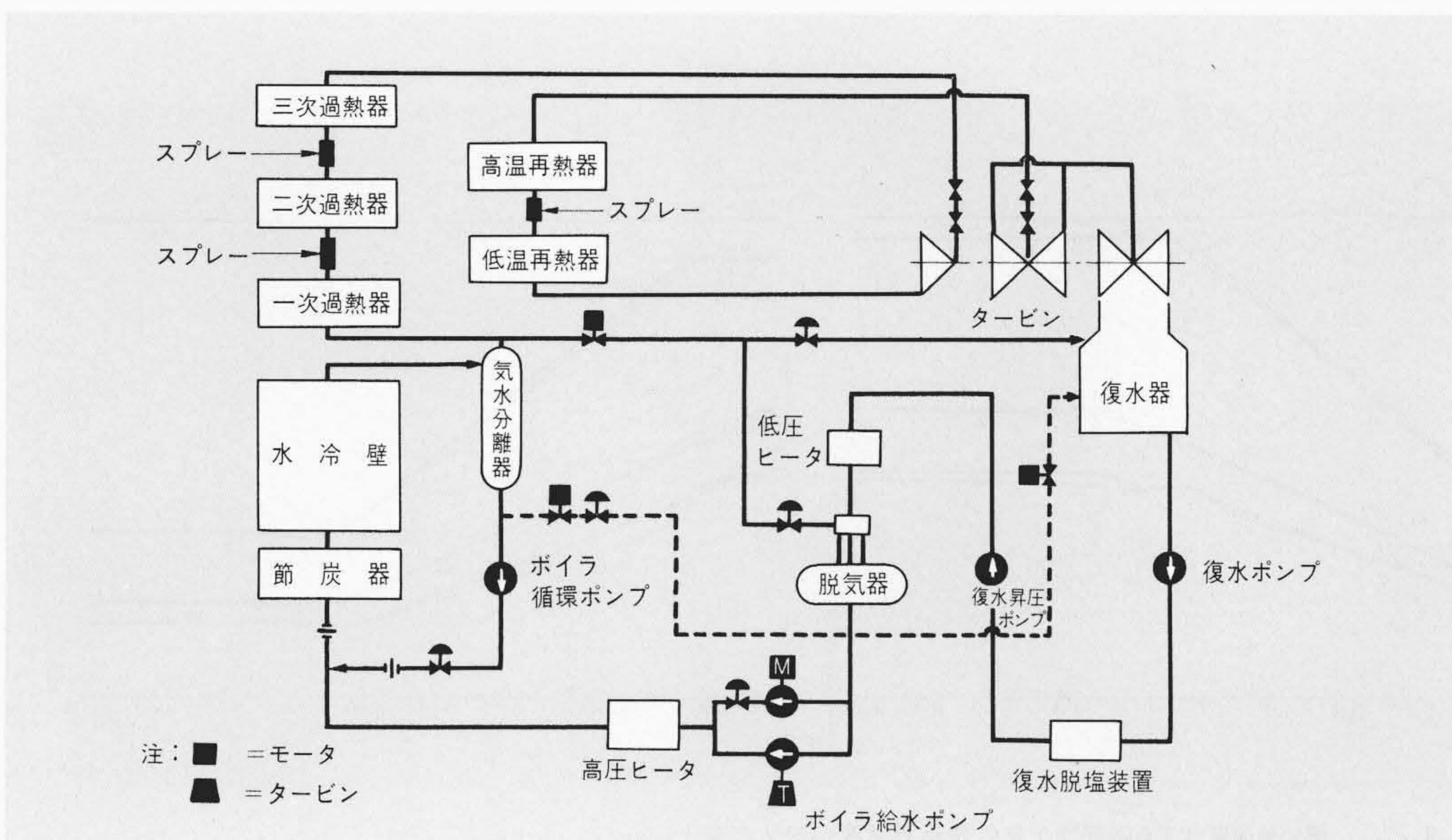


図5 ボイラプラント系統図
主系統に気水分離器を設置し、貫流運転と循環運転の切替えを容易にしている。

る起動バイパス系統の弁切替操作が不要となり、起動時間も短くすることができる。更に、火炉保護に必要な水壁管内流量の確保を目的とした起動バイパス系統への複雑な切替操作上制限されている低負荷運動も、気水分離器を介してスムーズに缶水再循環運転へと移行することができる。

5 負荷応答特性の向上

変圧ベンソンボイラプラントの負荷応答特性の向上のために、デジタルコンピュータを利用してシミュレーションによる特性解析を行なった。

5.1 負荷制御方式

変圧ペンソンプライアントの基本制御系のブロック図を図 6 に示す。

基本制御方式としては、次の点を考慮した。

- (1) 変圧運転の主蒸気圧力設定プログラムは、負荷要求信号によって作成し、安定なプログラム信号とする。
- (2) タービン加減弁開度は、負荷要求信号によって設定プログラムし、所定開度になるように主蒸気圧力設定プログラムを補正し、高効率運転を保つようにする。
- (3) 主蒸気圧力制御は、燃料と給水の並列制御方式によって良好な蒸気圧力制御を行なう。
- (4) 蒸気温度制御は、2段スプレー制御方式を採用し、かつ負荷要求信号によるプログラム信号で先行制御を行ない、良好な蒸気温度制御を行なう。
- (5) 一次過熱器出口蒸気温度による給水流量の補正を行ない、注水比率を行なう。

5.2 負荷応答特性

ベンソンボイラ変圧プラントの負荷応答特性解析結果の例を図7に示す。

負荷変化として35%~MCR(ボイラ最大連続蒸発量)負荷間を7%/minの負荷変化率で変化させた例であり、制御結果は、主蒸気温度などのプラント制限条件を十分満足する極めて良好な結果を得た。

この解析結果より、ベンソンボイラ変圧プラントで広い負荷範囲にわたって、安定かつ急速な負荷応答が可能であることが確認できた。

6 結 言

超臨界圧ベンソンボイラと、ノズル縮切り調速式蒸気タービンとの組合せによる変圧運転プラントは、大容量高効率プラントとして高い経済性をもっているだけでなく、負荷追従性能、起動性能など優れた運転性能ももち合わせている。

今後とも、ユーザーのニーズを採り入れ、中間負荷火力として完成したものにする考えである。

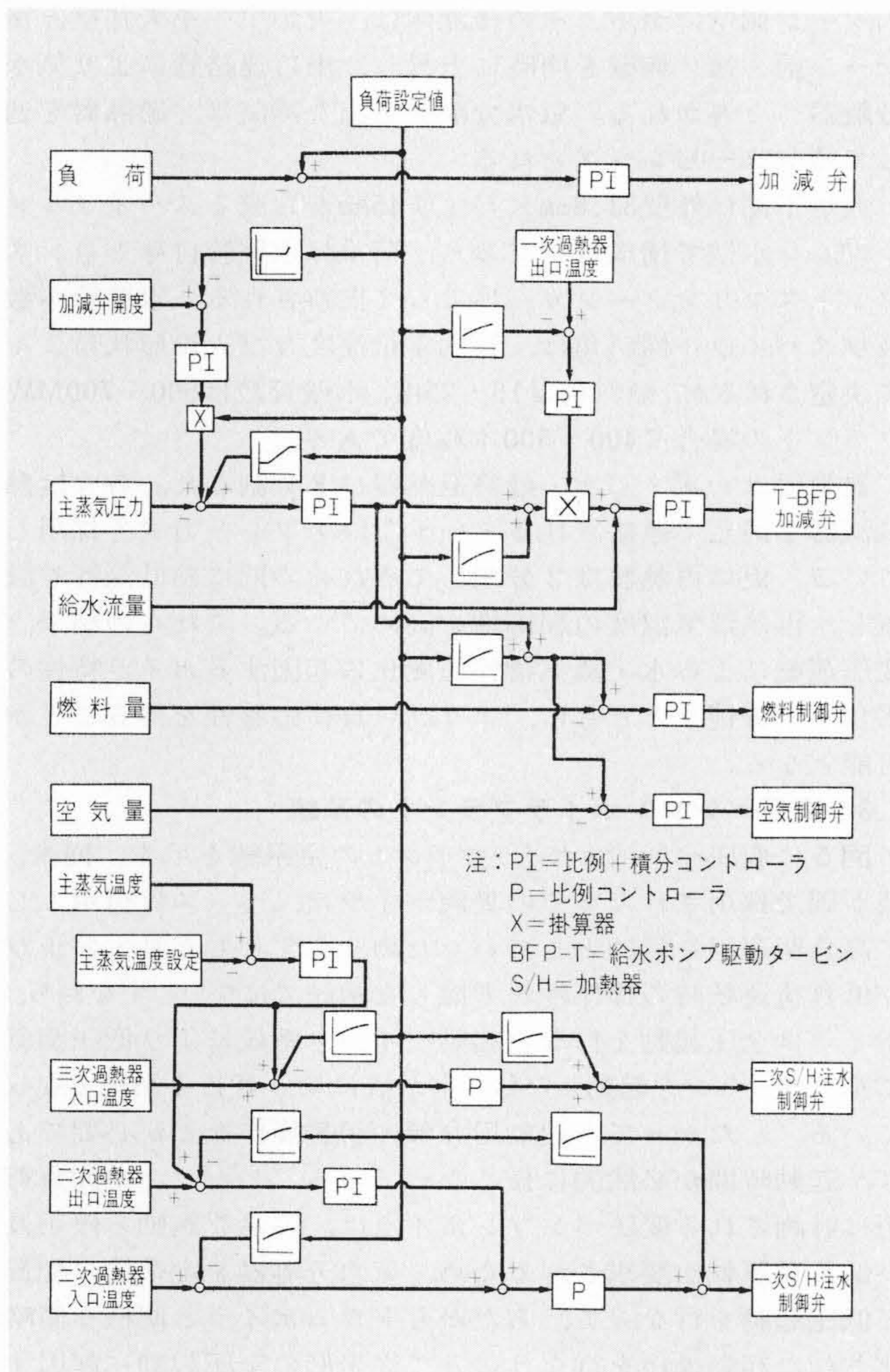


図6 基本制御系のブロック図
弁開度で補正している。

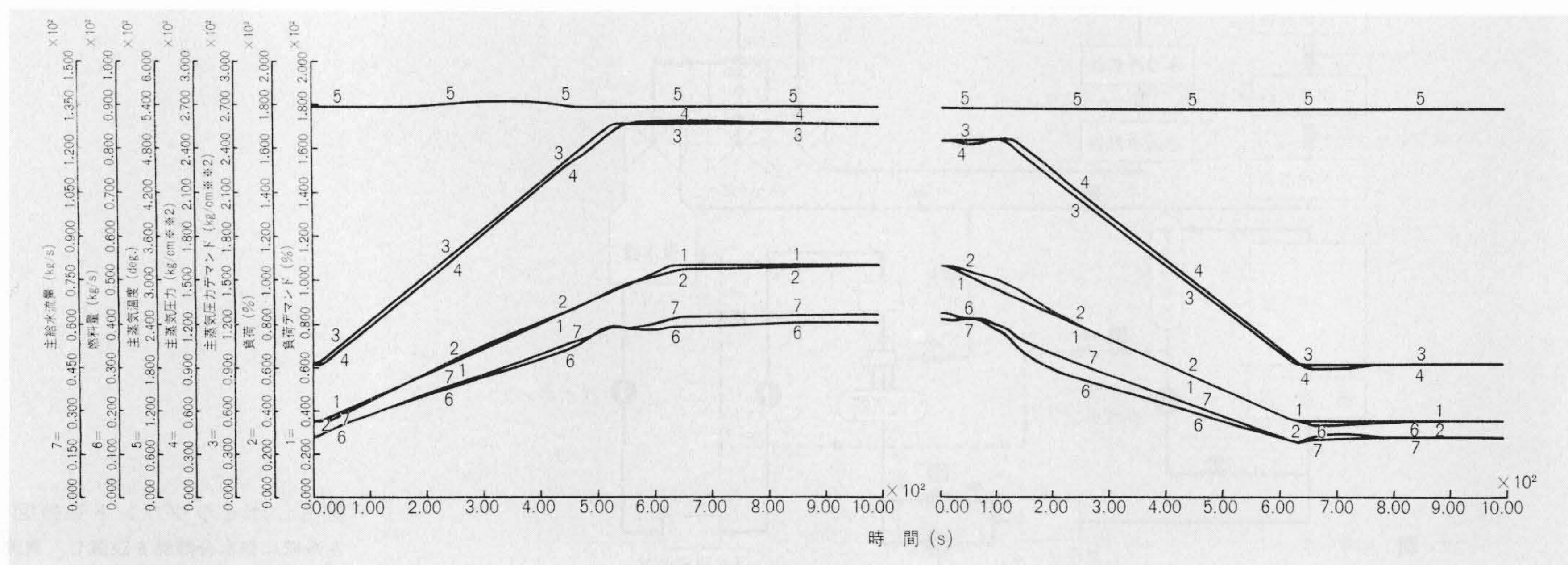


図7 負荷変化時のシミュレーション 速い負荷変化でも応答性が良く、主蒸気温度もほとんど変化しない。