

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6264128号  
(P6264128)

(45) 発行日 平成30年1月24日(2018.1.24)

(24) 登録日 平成30年1月5日(2018.1.5)

(51) Int.Cl.

FO1K 23/10 (2006.01)

F1

FO1K 23/10

B

FO1K 23/10

A

請求項の数 11 (全 18 頁)

(21) 出願番号 特願2014-58967 (P2014-58967)  
 (22) 出願日 平成26年3月20日 (2014.3.20)  
 (65) 公開番号 特開2015-183536 (P2015-183536A)  
 (43) 公開日 平成27年10月22日 (2015.10.22)  
 審査請求日 平成28年11月29日 (2016.11.29)

(73) 特許権者 514030104  
 三菱日立パワーシステムズ株式会社  
 神奈川県横浜市西区みなとみらい三丁目3  
 番1号  
 (74) 代理人 100134544  
 弁理士 森 隆一郎  
 (74) 代理人 100064908  
 弁理士 志賀 正武  
 (74) 代理人 100108578  
 弁理士 高橋 詔男  
 (74) 代理人 100126893  
 弁理士 山崎 哲男  
 (74) 代理人 100149548  
 弁理士 松沼 泰史

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】コンバインドサイクルプラント、その制御方法、及びその制御装置

## (57) 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

燃焼ガスにより駆動するガスタービンと、前記ガスタービンから排気された燃焼ガスの熱により蒸気を発生する排熱回収ボイラーと、前記蒸気で駆動する第一及び第二蒸気タービンと、前記第二蒸気タービンから排気された蒸気を水に戻す復水器と、を備え、

前記排熱回収ボイラーは、前記燃焼ガスの熱により前記第一蒸気タービンに供給する第一蒸気を発生する第一蒸気発生部と、前記第一蒸気タービンから排気された蒸気を加熱する再熱部と、を有し、

前記排熱回収ボイラーの前記第一蒸気発生部と前記第一蒸気タービンとは、前記第一蒸気を前記第一蒸気タービンに導く第一蒸気ラインで接続され、

前記第一蒸気タービンと前記第二蒸気タービンとは、前記第一蒸気タービンから排気された蒸気を前記排熱回収ボイラーの前記再熱部を経て前記第二蒸気タービンに導く再熱蒸気ラインで接続され、

前記再熱蒸気ライン中で前記第一蒸気タービンから前記再熱部までの再熱前蒸気ラインと前記第一蒸気ラインとは、第一バイパスラインで接続され、

前記再熱前蒸気ラインと前記復水器とは、第二バイパスラインで接続され、

前記第二バイパスラインには、前記第二バイパスラインを通る蒸気の流量を調節するベンチレータ弁が設けられているコンバインドサイクルプラントの制御装置において、

前記第一蒸気タービン及び前記第二蒸気タービンの起動過程で、前記第一蒸気タービンに流入する前記第一蒸気の流量が規定流量になったか否かを設定されたしきい値から判断

する判断部と、

前記判断部により、前記第一蒸気タービンに流入する前記第一蒸気の流量が規定流量になつたと判断されると、開状態の前記ベンチレータ弁に対して閉状態への移行を示す閉指令を出力する指令出力部と、

前記排熱回収ボイラーの起動モードにおけるモードの種類に応じて前記しきい値を変更するしきい値変更部と、

を有する制御装置。

#### 【請求項 2】

請求項 1 に記載の制御装置において、

前記しきい値は、前記第一蒸気タービンに流入する前記第一蒸気の圧力に関する値である、

10

制御装置。

#### 【請求項 3】

請求項 1 に記載の制御装置において、

前記しきい値は、前記第一蒸気タービンに流入する前記第一蒸気の規定流量に対応する前記第一蒸気の圧力である、

制御装置。

#### 【請求項 4】

請求項 1 から請求項 3 のいずれかに記載の制御装置において、

更に、前記排熱回収ボイラーの前記起動モードが少なくともコールドモードであるかホットモードであるかを認識する起動モード認識部を有し、

20

前記しきい値変更部は、前記起動モード認識部が認識したモードの種類に応じて、前記しきい値を変更する、

制御装置。

#### 【請求項 5】

請求項 4 に記載の制御装置において、

前記起動モード認識部は、温度計で検知された前記第一蒸気タービンにおける蒸気接触部の温度に応じて前記起動モードの種類を認識する、

制御装置。

#### 【請求項 6】

請求項 1 から請求項 5 のいずれか一項に記載の制御装置と、

30

前記ガスタービンと、前記排熱回収ボイラーと、前記第一蒸気タービンと、前記第二蒸気タービンと、前記復水器と、を備えている、

コンバインドサイクルプラント。

#### 【請求項 7】

燃焼ガスにより駆動するガスタービンと、前記ガスタービンから排気された燃焼ガスの熱により蒸気を発生する排熱回収ボイラーと、前記蒸気で駆動する第一及び第二蒸気タービンと、前記第二蒸気タービンから排気された蒸気を水に戻す復水器と、を備え、

前記排熱回収ボイラーは、前記燃焼ガスの熱により前記第一蒸気タービンに供給する第一蒸気を発生する第一蒸気発生部と、前記第一蒸気タービンから排気された蒸気を加熱する再熱部と、を有し、

40

前記排熱回収ボイラーの前記第一蒸気発生部と前記第一蒸気タービンとは、前記第一蒸気を前記第一蒸気タービンに導く第一蒸気ラインで接続され、

前記第一蒸気タービンと前記第二蒸気タービンとは、前記第一蒸気タービンから排気された蒸気を前記排熱回収ボイラーの前記再熱部を経て前記第二蒸気タービンに導く再熱蒸気ラインで接続され、

前記再熱蒸気ライン中で前記第一蒸気タービンから前記再熱部までの再熱前蒸気ラインと前記第一蒸気ラインとは、第一バイパスラインで接続され、

前記再熱前蒸気ラインと前記復水器とは、第二バイパスラインで接続され、

前記第二バイパスラインには、前記第二バイパスラインを通る蒸気の流量を調節するべ

50

ンチレータ弁が設けられているコンバインドサイクルプラントの制御方法において、

前記第一蒸気タービン及び前記第二蒸気タービンの起動過程で、前記第一蒸気タービンに流入する前記第一蒸気の流量が規定流量になったか否かを設定されたしきい値から判断する判断工程と、

前記判断工程で、前記第一蒸気タービンに流入する前記第一蒸気の流量が規定流量になったと判断されると、開状態の前記ベンチレータ弁に対して閉状態への移行を示す閉指令を出力する指令出力工程と、

前記排熱回収ボイラーの起動モードにおけるモードの種類に応じて前記しきい値を変更するしきい値変更工程と、

を実行するコンバインドサイクルプラントの制御方法。

10

【請求項 8】

請求項 7 に記載のコンバインドサイクルプラントの制御方法において、

前記しきい値は、前記第一蒸気タービンに流入する前記第一蒸気の圧力に関する値である、

コンバインドサイクルプラントの制御方法。

【請求項 9】

請求項 7 に記載のコンバインドサイクルプラントの制御方法において、

前記しきい値は、前記第一蒸気タービンに流入する前記第一蒸気の規定流量に対応する前記第一蒸気の圧力である、

コンバインドサイクルプラントの制御方法。

20

【請求項 10】

請求項 7 から請求項 9 のいずれかに記載のコンバインドサイクルプラントの制御方法において、

更に、前記排熱回収ボイラーの前記起動モードが少なくともコールドモードであるかホットモードであるかを認識する起動モード認識工程を実行し、

前記しきい値変更工程では、前記起動モード認識工程で認識されたモードの種類に応じて、前記しきい値を変更する、

コンバインドサイクルプラントの制御方法。

【請求項 11】

請求項 10 に記載のコンバインドサイクルプラントの制御方法において、

30

前記起動モード認識工程では、温度計で検知された前記第一蒸気タービンにおける蒸気接触部の温度に応じて前記起動モードの種類を認識する、

コンバインドサイクルプラントの制御方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、ガスタービンと複数の蒸気タービンとを備えているコンバインドサイクルプラント、その制御方法、及びその制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

複数の蒸気タービンを備えているプラントとしては、例えば、以下の特許文献 1 に記載されているものがある。このプラントは、蒸気を発生するボイラーと、ボイラーからの蒸気により駆動する複数の蒸気タービンと、蒸気タービンから排気された蒸気を水に戻す復水器と、を備えている。このプラントは、複数の蒸気タービンとして、高圧蒸気タービンと中圧蒸気タービンと低圧蒸気タービンとを備えている。また、ボイラーは、蒸気を発生する蒸気発生器と、この蒸気発生器で発生した蒸気を過熱する過熱器と、蒸気を再度加熱する再熱器とを備えている。

【0003】

ボイラーの過熱器と高圧蒸気タービンの蒸気入口とは、主蒸気ラインで接続されている。この主蒸気ラインには、主蒸気止め弁及び主蒸気加減弁が設けられている。高圧蒸気タ

50

ービンの蒸気出口と中圧蒸気タービンの蒸気入口とは、高圧蒸気タービンから排気された蒸気をボイラーの再熱器を経て中圧蒸気タービンの蒸気入口に導く再熱蒸気ラインで接続されている。この再熱蒸気ラインで再熱器よりも下流側の部分には、再熱蒸気止め弁及びインターフロント弁が設けられている。中圧蒸気タービンの蒸気出口と低圧蒸気タービンの蒸気入口とは、低圧蒸気ラインで接続されている。低圧蒸気タービンには、この低圧蒸気タービンから排気された蒸気を復水に戻す復水器が設けられている。復水器とボイラーとは、給水ラインで接続されている。

【0004】

主蒸気ラインと再熱蒸気ラインの再熱器より上流側の部分とは、高圧タービンバイパスラインで接続されている。この高圧タービンバイパスラインには、高圧バイパス弁が設けられている。再熱蒸気ラインの再熱器より上流側の部分と復水器とは、ベンチレータラインで接続されている。このベンチレータラインには、ベンチレータ弁が設けられている。

10

【0005】

このプラントでは、起動時、高圧タービンバイパス弁及びベンチレータ弁が開状態で、高圧主蒸気止め弁が開けられと共に、高圧蒸気加減弁が徐々に開けられる。高圧蒸気タービンの通気開始過程では、高圧蒸気タービンの風損による排気蒸気の温度が上昇する。このため、ベンチレータ弁を開けて、高圧蒸気タービンの蒸気出口を復水器に接続して、高圧蒸気タービンの入口側と出口側との圧力差を大きくして、排気蒸気の温度上昇を抑制している。このベンチレータ弁は、高圧蒸気タービンに流入する高圧蒸気の流量、つまり高圧蒸気タービンの負荷が予め定められた負荷になると、閉じられる。

20

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献1】特開2005-163628号公報（図4）

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

上記特許文献1に記載の技術では、起動過程で、開状態のベンチレータ弁が閉じられると、再熱蒸気ラインに流れる蒸気の流量が急激に増えることになる。このため、再熱蒸気ラインに関する制御系が一時的に不安定になるおそれがある。

30

【0008】

そこで、本発明は、起動過程で制御系が不安定になることを抑えることができる技術を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0009】

上記目的を達成するための発明に係る一態様としての制御装置は、

燃焼ガスにより駆動するガスタービンと、前記ガスタービンから排気された燃焼ガスの熱により蒸気を発生する排熱回収ボイラーと、前記蒸気で駆動する第一及び第二蒸気タービンと、前記第二蒸気タービンから排気された蒸気を水に戻す復水器と、を備え、前記排熱回収ボイラーは、前記燃焼ガスの熱により前記第一蒸気タービンに供給する第一蒸気を発生する第一蒸気発生部と、前記第一蒸気タービンから排気された蒸気を加熱する再熱部と、を有し、前記排熱回収ボイラーの前記第一蒸気発生部と前記第一蒸気タービンとは、前記第一蒸気を前記第一蒸気タービンに導く第一蒸気ラインで接続され、前記第一蒸気タービンと前記第二蒸気タービンとは、前記第一蒸気タービンから排気された蒸気を前記排熱回収ボイラーの前記再熱部を経て前記第二蒸気タービンに導く再熱蒸気ラインで接続され、前記再熱蒸気ライン中で前記第一蒸気タービンから前記再熱部までの再熱前蒸気ラインと前記第一蒸気ラインとは、第一バイパスラインで接続され、前記再熱前蒸気ラインと前記復水器とは、第二バイパスラインで接続され、前記第二バイパスラインには、前記第二バイパスラインを通る蒸気の流量を調節するベンチレータ弁が設けられているコンバインドサイクルプラントの制御装置において、

40

50

前記第一蒸気タービン及び前記第二蒸気タービンの起動過程で、前記第一蒸気タービンに流入する前記第一蒸気の流量が規定流量になったか否かを設定されたしきい値から判断する判断部と、前記判断部により、前記第一蒸気タービンに流入する前記第一蒸気の流量が規定流量になったと判断されると、開状態の前記ベンチレータ弁に対して閉状態への移行を示す閉指令を出力する指令出力部と、前記排熱回収ボイラーの起動モードにおけるモードの種類に応じて前記しきい値を変更するしきい値変更部と、を有する。

#### 【0010】

制御装置において、第一蒸気の発生量が多い場合でも少ない場合でも、判断部が規定流量になったか否かを判断するしきい値を仮に同じであるとする。すなわち、制御装置は、第一蒸気の発生量が少ない場合でも、第一蒸気の発生量の多い場合と同じしきい値で、第一蒸気タービンに流入する第一蒸気の流量が規定流量になったと判断すると仮定する。この仮定のもとでは、第一蒸気の発生量が少ない場合でも、第一蒸気タービンに流入する第一蒸気の流量が第一蒸気の発生量が多い場合のときの規定流量になったときに、ベンチレータ弁が閉じることになる。このため、この仮定のもとでは、第一蒸気の発生量が少ない場合でも、ベンチレータ弁が閉じる直前で、ベンチレータ弁を介して復水器に流入する第一蒸気の流量が、第一蒸気の発生量が多い場合のときの規定流量と実質的に同じ流量になる。また、この仮定のもとでは、第一バイパスラインを介して再熱蒸気ラインに流入する第一蒸気の流量が、第一蒸気の発生量が多い場合のときに第一バイパスラインを介して再熱蒸気ラインに流入する第一蒸気の流量よりも少なくなる。よって、この仮定のもとでは、ベンチレータ弁が閉じる前後における再熱蒸気ラインを流れる蒸気の流量変化率が、第一蒸気の発生量が多い場合よりも第一蒸気の発生量が少ない場合に大きくなる。このため、第一蒸気の発生量が少ない場合、再熱蒸気ラインに関する制御系が不安定になる可能性が高くなる。

#### 【0011】

ところで、プラントの起動過程では、第一蒸気発生部からの第一蒸気の温度とこの第一蒸気の発生量とには、正の相関性がある。つまり、プラントの起動過程では、第一蒸気発生部の第一蒸気の温度が高くなると、この第一蒸気の発生量が多くなり、第一蒸気発生部の第一蒸気の温度が低くなると、この第一蒸気の発生量が少なくなる。これは、第一蒸気の温度を高くするために、第一蒸気発生部に高いエネルギーを有する排ガスを供給する必要があり、必然的に第一蒸気の発生量が多くなるからである。また、プラントの起動過程では、第一蒸気の温度が高くなると、第一蒸気タービンに供給する第一蒸気の流量が多くなる。このため、プラントの起動過程では、第一蒸気の温度と第一蒸気タービンへ供給する第一蒸気の流量とには、正の相関性がある。これは、第一蒸気の温度が高くなると、高圧蒸気タービン出口の排気温度上昇を抑制するための必要蒸気量が多くなるからである。

#### 【0012】

そこで、当該制御装置では、判断部が規定流量になったか否かを判断するしきい値を、起動モードにおけるモードの種類に応じて、変更している。このため、当該制御装置では、第一蒸気発生部からの第一蒸気の発生量が少ないとときには規定流量が小さくなり、ベンチレータ弁の閉じる前後での再熱蒸気ラインに流れる蒸気の流量変化率を小さくすることができる。

#### 【0013】

ここで、前記一態様としての前記制御装置において、前記排熱回収ボイラーの前記起動モードが少なくともコールドモードであるかホットモードであるかを認識する起動モード認識部を有し、前記しきい値変更部は、前記起動モード認識部が認識したモードの種類に応じて、前記しきい値を変更してもよい。

#### 【0014】

また、前記起動モード認識部を有する前記制御装置において、前記起動モード認識部は、温度計で検知された前記第一蒸気タービンにおける蒸気接触部の温度に応じて前記起動モードの種類を認識してもよい。

#### 【0015】

10

20

30

40

50

また、前記一態様としての前記制御装置において、前記しきい値は、前記第一蒸気タービンに流入する前記第一蒸気の圧力に関する値であってもよい。

【0016】

また、前記一態様としての前記制御装置において、前記しきい値は、前記第一蒸気タービンに流入する前記第一蒸気の規定流量に対応する前記第一蒸気の圧力であってもよい。

【0017】

上記目的を達成するための発明に係る一態様としてのコンバインドサイクルプラントは、  
以上のいずれかの前記制御装置と、前記ガスタービンと、前記排熱回収ボイラーと、前記第一蒸気タービンと、前記第二蒸気タービンと、前記復水器と、を備えている。

【0018】

上記目的を達成するための発明に係る一態様としての制御方法は、  
燃焼ガスにより駆動するガスタービンと、前記ガスタービンから排気された燃焼ガスの熱により蒸気を発生する排熱回収ボイラーと、前記蒸気で駆動する第一及び第二蒸気タービンと、前記第二蒸気タービンから排気された蒸気を水に戻す復水器と、を備え、前記排熱回収ボイラーは、前記燃焼ガスの熱により前記第一蒸気タービンに供給する第一蒸気を発生する第一蒸気発生部と、前記第一蒸気タービンから排気された蒸気を加熱する再熱部と、を有し、前記排熱回収ボイラーの前記第一蒸気発生部と前記第一蒸気タービンとは、前記第一蒸気を前記第一蒸気タービンに導く第一蒸気ラインで接続され、前記第一蒸気タービンと前記第二蒸気タービンとは、前記第一蒸気タービンから排気された蒸気を前記排熱回収ボイラーの前記再熱部を経て前記第二蒸気タービンに導く再熱蒸気ラインで接続され、前記再熱蒸気ライン中で前記第一蒸気タービンから前記再熱部までの再熱前蒸気ラインと前記第一蒸気ラインとは、第一バイパスラインで接続され、前記再熱前蒸気ラインと前記復水器とは、第二バイパスラインで接続され、前記第二バイパスラインには、前記第二バイパスラインを通る蒸気の流量を調節するベンチレータ弁が設けられているコンバインドサイクルプラントの制御方法において、

前記第一蒸気タービン及び前記第二蒸気タービンの起動過程で、前記第一蒸気タービンに流入する前記第一蒸気の流量が規定流量になったか否かを設定されたしきい値から判断する判断工程と、前記判断工程で、前記第一蒸気タービンに流入する前記第一蒸気の流量が規定流量になったと判断されると、開状態の前記ベンチレータ弁に対して閉状態への移行を示す閉指令を出力する指令出力工程と、前記排熱回収ボイラーの起動モードにおけるモードの種類に応じて前記しきい値を変更するしきい値変更工程と、を実行する。

【0019】

当該制御方法でも、前述の制御装置と同様、ベンチレータ弁の閉じる前後での再熱蒸気ラインに流れる蒸気の流量変化率を小さくすることができる。

【0020】

ここで、前記一態様としての前記制御方法において、前記排熱回収ボイラーの前記起動モードが少なくともコールドモードであるかホットモードであるかを認識する起動モード認識工程を実行し、前記しきい値変更工程では、前記起動モード認識工程で認識されたモードの種類に応じて、前記しきい値を変更してもよい。

【0021】

また、前記起動モード認識工程を実行する前記制御方法において、前記起動モード認識工程では、温度計で検知された前記第一蒸気タービンにおける蒸気接触部の温度に応じて前記起動モードの種類を認識してもよい。

【0022】

また、前記一態様としての前記制御方法において、前記しきい値は、前記第一蒸気タービンに流入する前記第一蒸気の圧力に関する値であってもよい。

【0023】

また、前記一態様としての前記制御方法において、前記しきい値は、前記第一蒸気タービンに流入する前記第一蒸気の規定流量に対応する前記第一蒸気の圧力であってもよい。

10

20

30

40

50

## 【発明の効果】

## 【0024】

本発明では、蒸気タービンの起動過程で、ベンチレータ弁の閉じる前後での再熱蒸気ラインに流れる蒸気の流量変化率を小さくすることができる。よって、本発明によれば、再熱蒸気ラインに関する制御系が一時的に不安定になることを抑えることができる。

## 【図面の簡単な説明】

## 【0025】

【図1】本発明に係る一実施形態におけるコンバインドサイクルプラントの系統図である。

【図2】本発明に係る一実施形態における制御装置の機能プロック図である。

10

【図3】本発明に係る一実施形態におけるコンバインドサイクルプラントで、起動モードがホットモードの場合の時間経過に伴う、各出力、各弁の動作の変化を示すタイミングチャートである。

【図4】本発明に係る一実施形態におけるコンバインドサイクルプラントで、起動モードがコールドモードの場合の時間経過に伴う、各出力、各弁の動作の変化を示すタイミングチャートである。

## 【発明を実施するための形態】

## 【0026】

以下、本発明に係るコンバインドサイクルプラントの実施形態について、図面を参照して詳細に説明する。

20

## 【0027】

本実施形態のコンバインドサイクルプラントは、図1に示すように、ガスタービン10と、ガスタービン10から排気される燃焼ガスの排熱で蒸気を発生させる排熱回収ボイラー20と、排熱回収ボイラー20からの蒸気で駆動する高圧蒸気タービン（第一蒸気タービン）31、中圧蒸気タービン（第二蒸気タービン）32及び低圧蒸気タービン33と、各タービン10, 31, 32, 33の駆動で発電する発電機34と、低圧蒸気タービン33から排気された蒸気を水に戻す復水器36と、復水器36から水を排熱回収ボイラー20に送る給水ポンプ37と、これらを制御する制御装置100と、を備えている。なお、以下の説明の都合上、高圧蒸気タービン31の定格圧力は12 MPaで、中圧蒸気タービン32の定格圧力は4 MPaで、低圧蒸気タービン33の定格圧力は1 MPaであるとする。

30

## 【0028】

ガスタービン10は、外気を圧縮して圧縮空気を生成する圧縮機11と、燃料ガスに圧縮空気を混合して燃焼させ高温の燃焼ガスを生成する燃焼器12と、燃焼ガスにより駆動するタービン13と、燃焼器12に供給する燃料流量を調節する燃料流量調節弁76と、を備えている。

## 【0029】

ガスタービン10の燃焼器12には、燃料供給源からの燃料を燃焼器12に供給する燃料ラインが接続されている。この燃料ラインには、前述の燃料流量調節弁76が設けられている。ガスタービン10のタービン13は、その排気口が排熱回収ボイラー20と接続されている。

40

## 【0030】

圧縮機11の圧縮機ロータとタービン13のタービンロータとは、同一の軸線上に位置に互いに連結されて、ガスタービンロータとして一体回転する。また、本実施形態では、このガスタービンロータと、高圧蒸気タービン31のタービンロータと、中圧蒸気タービン32のタービンロータと、低圧蒸気タービン33のタービンロータと、発電機34の発電機ロータとが、同一軸線上に位置し互いに連結されて、一体回転する。よって、本実施形態のコンバインドサイクルプラントは、一軸式のコンバインドサイクルプラントである。

## 【0031】

50

排熱回収ボイラー 20 は、高圧蒸気タービン 31 に供給する高圧蒸気（第一蒸気）を発生する高圧蒸気発生部（第一蒸気発生部）21 と、中圧蒸気タービン 32 に供給する中圧蒸気を発生する中圧蒸気発生部 23 と、低圧蒸気タービン 33 に供給する低圧蒸気を発生する低圧蒸気発生部 27 と、高圧蒸気タービン 31 から排気された蒸気を加熱する再熱部 26 と、を備えている。高圧蒸気発生部 21 は、蒸気を発生する高圧ドラム 22a と、高圧ドラム 22a で発生した蒸気を過熱する高圧過熱器 22b と、を有する。中圧蒸気発生部 23 は、中圧蒸気を発生する中圧ドラム 24a と、中圧ドラム 24a で発生した中圧蒸気を過熱する中圧過熱器 24b と、を有する。中圧ドラム 24a には、中圧ドラム 24a 内の圧力 P5 を検知する中圧ドラム圧力計 87 が設けられている。低压蒸気発生部 27 は、蒸気を発生する低圧ドラム 28a と、低圧ドラム 28a で発生した蒸気を過熱する低圧過熱器 28b と、を有する。

#### 【0032】

排熱回収ボイラー 20 の高圧過熱器 22b と高圧蒸気タービン 31 の蒸気入口とは、高圧過熱器 22b からの高圧蒸気を高圧蒸気タービン 31 に導く主蒸気ライン（第一蒸気ライン）41 で接続されている。高圧蒸気タービン 31 の蒸気出口と中圧蒸気タービン 32 の蒸気入口とは、高圧蒸気タービン 31 から排気された蒸気を排熱回収ボイラー 20 の再熱部 26 を経て中圧蒸気タービン 32 の蒸気入口に導く再熱蒸気ライン 42 で接続されている。ここで、再熱蒸気ライン 42 で、高圧蒸気タービン 31 の蒸気出口と再熱部 26 との間を再熱前蒸気ライン 42a とし、再熱部 26 と中圧蒸気タービン 32 の蒸気入口との間を再熱後蒸気ライン 42b とする。排熱回収ボイラー 20 の低圧過熱器 28b と低压蒸気タービン 33 の蒸気入口とは、低压蒸気を低压蒸気タービン 33 に導く低压蒸気ライン 43 で接続されている。

#### 【0033】

中圧蒸気タービン 32 の蒸気出口と低压蒸気タービン 33 の蒸気入口とは、中圧タービン排気ライン 56 で接続されている。低压蒸気タービン 33 の蒸気出口には、復水器 36 が接続されている。この復水器 36 には、復水を排熱回収ボイラー 20 に導く給水ライン 44 が接続されている。この給水ライン 44 には、前述の給水ポンプ 37 が設けられている。

#### 【0034】

排熱回収ボイラー 20 の中圧過熱器 24b と再熱前蒸気ライン 42a とは、中圧蒸気ライン 55 で接続されている。主蒸気ライン 41 と再熱前蒸気ライン 42a とは、高圧タービンバイパスライン（第一バイパスライン）51 で接続されている。再熱前蒸気ライン 42a と復水器 36 とは、ベンチレーターライン（第二バイパスライン）52 で接続されている。なお、再熱前蒸気ライン 42a 中における高圧タービンバイパスライン 51 の接続位置は、ベンチレーターライン 52 の接続位置よりも下流側（再熱部 26 側）である。また、再熱前蒸気ライン 42a 中における中圧蒸気ライン 55 の接続位置は、高圧タービンバイパスライン 51 の接続位置よりも下流側（再熱部 26 側）である。再熱後蒸気ライン 42b と復水器 36 とは、中圧タービンバイパスライン 53 で接続され、低压蒸気ライン 43 と復水器 36 とは、低压タービンバイパスライン 54 で接続されている。

#### 【0035】

主蒸気ライン 41 で、高圧タービンバイパスライン 51 との接続位置よりも下流側（高压蒸気タービン 31 側）には、高圧過熱器 22b からの高圧蒸気の圧力 P2 を検知する高圧蒸気圧力計 81 と、主蒸気止め弁 61 と、主蒸気加減弁 62 と、流入蒸気圧力計 82 とが、下流側に向かってこの順序で設けられている。高圧蒸気圧力計 81 は、高圧過熱器 22b から高圧蒸気の圧力であって主蒸気止め弁 61 よりも上流側（高压蒸気発生部 21 側）の圧力 P2 を検知する。流入蒸気圧力計 82 は、高圧蒸気の圧力であって、主蒸気加減弁 62 よりも下流側の圧力 P1 を検知する。すなわち、流入蒸気圧力計 82 は、高压蒸気タービン 31 に流入する直前の高压蒸気の圧力 P1 を検知する。

#### 【0036】

高压蒸気タービン 31 の第一段静翼環には、この第一段静翼環（蒸気接触部）の温度を

10

20

30

40

50

検知する温度計 8 3 が設けられている。

【0037】

高圧タービンバイパスライン 5 1 には、高圧タービンバイパス弁 6 8 と減温器 6 9 とが設けられている。中圧蒸気ライン 5 5 には、中圧ドラム 2 4 a 内の圧力を調節する中圧ドラム圧力調節弁 7 4 と、再熱前蒸気ライン 4 2 a からの蒸気が中圧ドラム 2 4 a に流入するのを防ぐ逆止弁 7 5 が設けられている。

【0038】

再熱前蒸気ライン 4 2 a で、ベンチレータライン 5 2 との接続位置よりも下流側（再熱部 2 6 側）には、逆止弁 6 3 が設けられている。この逆止弁 6 3 は、高圧タービンバイパスライン 5 1 や中圧蒸気ライン 5 5 を経て再熱前蒸気ライン 4 2 a に流入した蒸気が高圧蒸気タービン 3 1 に流入するのを防ぐ。ベンチレータライン 5 2 には、ベンチレータ弁 7 1 が設けられている。10

【0039】

再熱後蒸気ライン 4 2 b で中圧タービンバイパスライン 5 3 との接続位置よりも下流側（中圧蒸気タービン 3 2 側）には、再熱蒸気圧力計 8 4 、再熱蒸気止め弁 6 4 、及び再熱蒸気加減弁 6 5 が、下流側に向かってこの順序で設けられている。中圧タービンバイパスライン 5 3 には、中圧タービンバイパス弁 7 2 が設けられている。

【0040】

低圧蒸気ライン 4 3 の低圧タービンバイパスライン 5 4 との接続位置よりも下流側（低圧蒸気タービン 3 3 側）には、低圧蒸気圧力計 8 5 、低圧蒸気止め弁 6 6 、及び低圧蒸気加減弁 6 7 が、下流側に向かってこの順序で設けられている。低圧タービンバイパスライン 5 4 には、低圧タービンバイパス弁 7 3 が設けられている。20

【0041】

制御装置 1 0 0 は、図 2 に示すように、燃料流量調節弁 7 6 の動作を制御する燃料流量制御器 1 0 1 と、主蒸気止め弁 6 1 の動作を制御する主蒸気止め弁制御器 1 0 2 と、主蒸気加減弁 6 2 の動作を制御する主蒸気加減弁制御器 1 0 3 と、高圧タービンバイパス弁 6 8 の動作を制御する高圧タービンバイパス弁制御器 1 0 4 と、ベンチレータ弁 7 1 の動作を制御するベンチレータ弁制御器 1 1 0 と、を有する。制御装置 1 0 0 は、以上の他、再熱蒸気止め弁 6 4 、再熱蒸気加減弁 6 5 、低圧蒸気止め弁 6 6 、低圧蒸気加減弁 6 7 、中圧タービンバイパス弁 7 2 、低圧タービンバイパス弁 7 3 、中圧ドラム圧力調節弁 7 4 の動作を制御する制御器等も有している。30

【0042】

ベンチレータ弁制御器 1 1 0 は、流入蒸気圧力計 8 2 で検知された高圧蒸気の圧力 P 1 がしきい値になったか否かを判断する判断部 1 1 1 と、判断部 1 1 1 により高圧蒸気の圧力 P 1 がしきい値になったと判断されるとベンチレータ弁 7 1 に対して閉指令を出力する指令出力部 1 1 2 と、温度計 8 3 で検知された高圧蒸気タービン 3 1 の温度で排熱回収ボイラー 2 0 の起動モードを認識する起動モード認識部 1 1 3 と、起動モード認識部 1 1 3 が認識した起動モードに応じて判断部 1 1 1 におけるしきい値を変更するしきい値変更部 1 1 4 と、を有する。

【0043】

排熱回収ボイラー 2 0 の起動モードとしては、例えば、高圧蒸気タービン 3 1 の温度が高い状態からの起動であるホットモードと、高圧蒸気タービン 3 1 の温度が低い状態からの起動であるコールドモードとがある。起動モード認識部 1 1 3 は、高圧蒸気タービン 3 1 に蒸気を通気する直前に、温度計 8 3 で検知された高圧蒸気タービン 3 1 の温度が例えば 4 0 0 以上の場合、ホットモードであると認識する。また、起動モード認識部 1 1 3 は、高圧蒸気タービン 3 1 に蒸気を通気する直前に、温度計 8 3 で検知された高圧蒸気タービン 3 1 の温度が例えば 4 0 0 未満の場合、コールドモードであると認識する。40

【0044】

なお、本実施形態の制御装置 1 0 0 は、コンピュータで構成されており、制御装置 1 0 0 の各部の処理は、いずれも、ハードディスクドライブ装置等の外部記憶装置やメモリ等

の記憶装置と、この記憶装置に記憶されているプログラムを実行する C P U とを有して構成されている。

【 0 0 4 5 】

次に、本実施形態のコンバインドサイクルプラントの起動過程における動作について説明する。

【 0 0 4 6 】

制御装置 1 0 0 が外部から起動指令を受け付けると、図示されていない起動装置に対して起動指令を出力し、この起動装置を起動させる。この起動装置の起動により、ガスタービン 1 0 の圧縮機ロータ及びタービンロータが回転し始める。圧縮機ロータが回転すると、圧縮機 1 1 からの圧縮空気が燃焼器 1 2 に供給され始められる。圧縮機ロータ及びタービンロータが例えれば予め定められた回転数になると、燃料流量制御器 1 0 1 は、燃料流量調節弁 7 6 に対して開指令を出力する。この結果、燃料ラインからの燃料が燃料流量調節弁 7 6 を介して燃焼器 1 2 に供給され始められる。この燃料は、圧縮機 1 1 から燃焼器 1 2 に供給された圧縮空気中で燃焼する。燃焼器 1 2 で発生した燃焼ガスは、タービン 1 3 に流れ込み、タービンロータを回転させる。

【 0 0 4 7 】

燃料流量制御器 1 0 1 は、ガスタービン 1 0 の起動過程では、燃料流量調節弁 7 6 が時間経過に伴って次第に開く予め定められたパターンに従った開度を示す開指令を出力する。このため、燃焼器 1 2 に供給される燃料の流量も次第に増加し、図 3 に示すように、タービンロータの回転数も次第に増加する。タービンロータが予め定められた回転数になると、起動装置によるタービンロータの回転補助が停止される。その後、タービンロータの回転数が定格回転数、例えは、3 6 0 0 r p m になると、発電機 3 4 が系統電力線に接続され、タービンロータ及び発電機 3 4 ロータの回転数は、この定格回転数に維持される。

【 0 0 4 8 】

タービン 1 3 を通過した燃焼ガスは、排気ガスとして排熱回収ボイラー 2 0 に送られる。排熱回収ボイラー 2 0 の各蒸気発生部 2 1, 2 3, 2 7 では、排熱回収ボイラー 2 0 を流れる排気ガスと水とを熱交換させて、水を加熱し蒸気にする。高圧蒸気発生部 2 1 で発生した高圧蒸気は、主蒸気ライン 4 1 に流入する。中圧蒸気発生部 2 3 で発生した中圧蒸気は中圧蒸気ライン 5 5 に流入する。低圧蒸気発生部 2 7 で発生した低圧蒸気は、低圧蒸気ライン 4 3 に流入する。

【 0 0 4 9 】

排熱回収ボイラー 2 0 から蒸気が発生し始める前、主蒸気止め弁 6 1、主蒸気加減弁 6 2、再熱蒸気止め弁 6 4、再熱蒸気加減弁 6 5、低圧蒸気止め弁 6 6、低圧蒸気加減弁 6 7、高圧タービンバイパス弁 6 8、中圧タービンバイパス弁 7 2、低圧タービンバイパス弁 7 3、中圧ドラム圧力調節弁 7 4 は、いずれも、閉状態である。一方、ベンチレータ弁 7 1 は、排熱回収ボイラー 2 0 から蒸気が発生し始める前、開状態である。

【 0 0 5 0 】

低圧タービンバイパス弁 7 3 は、プラントの起動過程で、低圧蒸気ライン 4 3 の圧力 P 4 が例えは低圧蒸気タービン 3 3 の定格圧力 1 M P a よりも低い 0 . 5 M P a に維持されるよう、制御装置 1 0 0 により制御される。このため、低圧蒸気圧力計 8 5 で検知される低圧蒸気の圧力 P 4 が 0 . 5 M P a になるまで、低圧タービンバイパス弁 7 3 は閉じている。低圧蒸気発生部 2 7 での低圧蒸気の発生量が増加し、低圧蒸気ライン 4 3 の圧力 P 4 が 0 . 5 M P a 以上になると、低圧タービンバイパス弁 7 3 が開き、低圧蒸気発生部 2 7 からの低圧蒸気が低圧タービンバイパスライン 5 4 を介して復水器 3 6 に流入するようになる。

【 0 0 5 1 】

制御装置 1 0 0 は、中圧ドラム 2 4 a が予め定められた圧力、例えは、中圧蒸気タービン 3 2 の定格圧力 4 M P a よりもいくらか高い圧力に維持されるよう、中圧ドラム圧力調節弁 7 4 を制御する。よって、中圧ドラム 2 4 a 内の圧力が維持すべき圧力以上になると、中圧ドラム圧力調節弁 7 4 が開き、中圧ドラム 2 4 a で発生した中圧蒸気が中圧蒸気ラ

10

20

30

40

50

イン55を介して、再熱前蒸気ライン42aに流れ込むようになる。

【0052】

中圧タービンバイパス弁72は、プラントの起動過程で、再熱後蒸気ライン42bの圧力P3が例えば中圧蒸気タービン32の定格圧力4MPaよりも低い2MPaに維持されるよう、制御装置100により制御される。このため、再熱蒸気圧力計84で検知される再熱（中圧）蒸気の圧力P3が2MPaになるまで、中圧タービンバイパス弁72は閉じている。中圧蒸気発生部23での中圧蒸気の発生量や高圧タービンバイパスライン51を経てきた蒸気等の流量が増加し、再熱後蒸気ライン42bの圧力P3が2.0MPa以上になると、中圧タービンバイパス弁72が開き、再熱後蒸気ライン42bを流れる蒸気が中圧タービンバイパスライン53を介して復水器36に流入するようになる。

10

【0053】

高圧タービンバイパス弁68は、プラントの起動過程で、主蒸気ライン41の圧力P2が例えば高圧蒸気タービン31の定格圧力12MPaよりも低い5MPaに維持されるよう、制御装置100の高圧タービンバイパス弁制御器104により制御される。このため、高圧蒸気圧力計81で検知される高圧蒸気の圧力P2が5MPaになるまで、図3に示すように、高圧タービンバイパス弁68は閉じている。高圧蒸気発生部21での高圧蒸気の発生量が増加し、主蒸気ライン41の圧力P2が5MPa以上になると、高圧タービンバイパス弁68が開き、高圧蒸気発生部21からの高圧蒸気が高圧タービンバイパスライン51を介して再熱蒸気ライン42に流入するようになる。

【0054】

20

制御装置100は、プラントの起動過程で、各蒸気タービン31,32,33に供給する蒸気の供給開始条件が成立したことを認識すると、各蒸気タービン31,32,33の蒸気止め弁61,64,66及び蒸気加減弁62,65,67を開ける。蒸気の供給開始条件としては、例えば、高圧蒸気タービン31に設けられている温度計83で検知された温度が予め定められた温度になることである。この際、各蒸気加減弁62,65,67は、予め定められた開度パターンに従って徐々に開けられる。この結果、図3に示すように、各蒸気タービン31,32,33に蒸気が供給され始められ、蒸気タービン出力（高圧蒸気タービン31、中圧蒸気タービン32、低圧蒸気タービン33の合計出力）が徐々に増加する。

【0055】

30

なお、ここでは、蒸気の供給開始条件を、高圧蒸気タービン31に設けられている温度計83で検知された温度が予め定められた温度になることにしており。しかしながら、蒸気の供給開始条件を、高圧蒸気タービン31に設けられている温度計83で検知された温度が予め定められた温度になり、且つ中圧蒸気タービン32に設けられている温度計で検知された温度が予め定められた温度になることにしてよい。

【0056】

低圧蒸気止め弁66及び低圧蒸気加減弁67が開き、低圧蒸気タービン33に低圧蒸気が供給され始められると、低圧蒸気ライン43の圧力P4が低下する。そこで、制御装置100は、低圧蒸気ライン43の圧力P4を維持するため、低圧タービンバイパス弁73を徐々に閉じる。

【0057】

40

再熱蒸気止め弁64及び再熱蒸気加減弁65が開き、中圧蒸気タービン32に蒸気が供給され始められると、再熱後蒸気ライン42bの圧力P3が低下する。そこで、制御装置100は、再熱後蒸気ライン42bの圧力P3を維持するため、中圧タービンバイパス弁72を徐々に閉じる。

【0058】

主蒸気止め弁61及び主蒸気加減弁62が開き、高圧蒸気タービン31に高圧蒸気が供給され始められると、主蒸気ライン41の圧力P2が低下する。そこで、高圧タービンバイパス弁制御器104は、主蒸気ライン41の圧力P2を維持するため、図3に示すように、高圧タービンバイパス弁68を徐々に閉じる。

【0059】

50

制御装置 100 は、その後、各蒸気タービン 31, 32, 33 に供給する蒸気について切替条件が成立したことを認識すると、各蒸気タービン 31, 32, 33 に蒸気を供給する蒸気ラインの維持圧力を変更する。具体的に、制御装置 100 は、低圧蒸気ライン 43 の圧力 P4 が例えば低圧蒸気タービン 33 の定格圧力 1 MPa よりも僅かに高い 1.1 MPa に維持されるよう、低圧タービンバイパス弁 73 を制御する。このため、上記切替条件が一旦満たされると、低圧蒸気ライン 43 の圧力 P4 が 1.1 MPa 以上にならない限り、低圧タービンバイパス弁 73 は開かない。また、制御装置 100 は、上記切替条件が成立したと認識すると、再熱後蒸気ライン 42b の圧力 P3 が例えば中圧蒸気タービン 32 の定格圧力 4 MPa よりも僅かに高い 4.1 MPa に維持されるよう、中圧タービンバイパス弁 72 を制御する。このため、上記切替条件が一旦満たされると、再熱後蒸気ライン 42b の圧力 P3 が 4.1 MPa 以上にならない限り、中圧タービンバイパス弁 72 は開かない。また、制御装置 100 の高圧タービンバイパス弁制御器 104 は、上記切替条件が成立したと認識すると、主蒸気ライン 41 の圧力 P2 が例えば高圧蒸気タービン 31 の定格圧力 12 MPa よりも僅かに高い 12.1 MPa に維持されるよう、高圧タービンバイパス弁 68 を制御する。このため、上記切替条件が一旦満たされると、主蒸気ライン 41 の圧力 P2 が 12.1 MPa 以上にならない限り、高圧タービンバイパス弁 68 は開かない。10

#### 【0060】

前述したように、主蒸気加減弁 62 が徐々に開き、高圧蒸気タービン 31 に高圧蒸気が徐々に供給されている過程では、高圧蒸気タービン 31 から排気される蒸気の温度が風損による上昇する。そこで、本実施形態では、高圧蒸気タービン 31 の起動過程では、図 3 に示すように、ベンチレータ弁 71 を開けておき、高圧蒸気タービン 31 から排気された蒸気をベンチレータライン 52 を介して復水器 36 に送るようにしている。このため、本実施形態では、高圧蒸気タービン 31 の蒸気入口での圧力と蒸気出口の圧力との圧力差が大きくなり、高圧蒸気タービン 31 内での蒸気の仕事量が多くなって、高圧蒸気タービン 31 から排気される蒸気の温度上昇を抑えることができる。20

#### 【0061】

ベンチレータ弁 71 は、ベンチレータ弁制御器 110 の判断部 111 により、高圧蒸気タービン 31 に供給される高圧蒸気の流量が規定流量になったと判断されときに閉じる。具体的に、ベンチレータ弁制御器 110 の判断部 111 は、高圧蒸気タービン 31 に供給される高圧蒸気の流量が規定流量になったか否かを流入蒸気圧力計 82 で検知された圧力 P1 により判断する（判断工程）。高圧蒸気タービン 31 に供給される高圧蒸気の流量と流入蒸気圧力計 82 で検知される圧力 P1 とは、正の相関性をもつ。このため、流入蒸気圧力計 82 で検知される圧力 P1 で、高圧蒸気の流量に関する規定流量に対応する圧力をしきい値として定めておくことで、判断部 111 は、流入蒸気圧力計 82 で検知された圧力 P1 がしきい値になったか否かにより、高圧蒸気の流量が規定流量になったか否かを判断することができる。30

#### 【0062】

このしきい値は、ベンチレータ弁制御器 110 のしきい値変更部 114 により、排熱回収ボイラ 20 の起動モードに応じて変更される。起動モード認識部 113 は、高圧蒸気タービン 31 に蒸気を通気される直前に、高圧蒸気タービン 31 に設けられている温度計 83 で検知された高圧蒸気タービン 31 の温度が例えば 400 以上の場合ホットモードであると認識し、温度計 83 で検知された高圧蒸気タービン 31 の温度が例えば 400 未満の場合コールドモードであると認識する（起動モード認識工程）。しきい値変更部 114 は、起動モード認識部 113 により認識された起動モードがホットモードである場合、しきい値を例えば 4 MPa に設定する。また、しきい値変更部 114 は、起動モード認識部 113 により認識された起動モードがコールドモードである場合、しきい値を例えば 2 MPa に設定する（しきい値変更工程）。

#### 【0063】

判断部 111 が、高圧蒸気タービン 31 に流入する高圧蒸気の流量が規定流量になった40

50

、つまり流入蒸気圧力計 8 2 で検知された圧力 P 1 がしきい値になったと判断すると、ベンチレータ弁制御器 1 1 0 の指令出力部 1 1 2 がベンチレータ弁 7 1 に対して閉指令を出力する（指令出力工程）。この閉指令には、ベンチレータ弁 7 1 の単位時間当たりの開度変化量である開度変化率を予め定められた開度変化率にする内容も含まれている。ベンチレータ弁 7 1 は、この閉指令を受けると、予め定められた開度変化率で徐々に閉じられる。

#### 【 0 0 6 4 】

ここで、起動モードがホットモードの場合とコールドモードの場合とにおける各弁の動作タイミングの相違について、図 3 及び図 4 を用いて説明する。なお、図 3 は起動モードがホットモードの場合のタイミングチャートを示し、図 4 は起動モードがコールドモードの場合のタイミングチャートを示す。 10

#### 【 0 0 6 5 】

ガスタービン 1 0 の出力が得られ始めるタイミング t 1 は、基本的に、ホットモードの場合とコールドモードの場合とで同じである。但し、ガスタービン 1 0 の出力が定格出力に至るまでの時間は、ホットモードの場合よりコールドモードの場合の方が長くなる。

#### 【 0 0 6 6 】

各蒸気タービン 3 1 , 3 2 , 3 3 の蒸気止め弁 6 1 , 6 4 , 6 6 及び蒸気加減弁 6 2 , 6 5 , 6 7 を開ける条件、つまり、各蒸気タービン 3 1 , 3 2 , 3 3 に供給する蒸気の供給開始条件は、ホットモードの場合とコールドモードの場合とで同じである。しかしながら、コールドモードの場合、ホットモードの場合よりも排熱回収ボイラ 2 0 に滞留している水の温度や各蒸気タービン 3 1 , 3 2 , 3 3 のメタル温度が低いため、各蒸気タービン 3 1 , 3 2 , 3 3 に供給する蒸気の供給開始条件が成立するタイミングがホットモードの場合のタイミングよりも遅くなる。よって、コールドモードの場合に各蒸気タービン 3 1 , 3 2 , 3 3 の蒸気止め弁 6 1 , 6 4 , 6 6 及び蒸気加減弁 6 2 , 6 5 , 6 7 が開くタイミング、さらに、蒸気タービン 3 1 , 3 2 , 3 3 の出力が得られ始めるタイミング t 2 ( c ) は、ホットモードの場合の同タイミング t 2 ( h ) より遅くなる。 20

#### 【 0 0 6 7 】

さらに、各蒸気タービン 3 1 , 3 2 , 3 3 の蒸気加減弁 6 2 , 6 5 , 6 7 の単位時間当たりの開度変化量である開度変化率が、ホットモードの場合よりもコールドモードの場合の方が小さい。言い換えると、ホットモードの場合よりもコールドモードの場合の方が、各蒸気タービン 3 1 , 3 2 , 3 3 の蒸気加減弁 6 2 , 6 5 , 6 7 はゆっくりと開く。このため、蒸気タービン 3 1 , 3 2 , 3 3 の出力は、ホットモードの場合よりもコールドモードの場合の方がゆっくりと増加する。 30

#### 【 0 0 6 8 】

プラントの起動過程で、各蒸気ラインで維持すべき圧力は、ホットモードの場合とコールドモードの場合とで同じである。すなわち、プラントの起動過程では、ホットモードの場合でもコールドモードの場合でも、主蒸気ライン 4 1 の圧力 P 2 が 5 M P a に維持されるように高圧タービンバイパス弁 6 8 が制御され、再熱後蒸気ライン 4 2 b の圧力 P 3 が 2 M P a に維持されるように中圧タービンバイパス弁 7 2 が制御され、低圧蒸気ライン 4 3 の圧力 P 4 が 0 . 5 M P a に維持されるように低圧タービンバイパス弁 7 3 が制御される。 40

#### 【 0 0 6 9 】

ホットモードでの起動過程では、高圧蒸気タービン 3 1 の第一段静翼環の温度が 4 0 0 以上である。このため、ホットモードでの起動過程では、ベンチレータ弁制御器 1 1 0 の起動モード認識部 1 1 3 は、起動モードがホットモードであると認識する。しきい値変更部 1 1 4 は、前述したように、起動モード認識部 1 1 3 により認識された起動モードがホットモードである場合、しきい値を例えば 4 M P a に設定する。よって、ホットモードでの起動過程では、流入蒸気圧力計 8 2 で検知される圧力 P 1 が 4 M P a になると、判断部 1 1 1 は、高圧蒸気タービン 3 1 に流入する高圧蒸気の流量が規定流量になったと判断する。判断部 1 1 1 が規定流量になったと判断すると、ベンチレータ弁制御器 1 1 0 の指 50

令出力部 112 がベンチレータ弁 71 に対して閉指令を出力する。ベンチレータ弁 71 は、図 3 に示しように、この閉指令を受けると、予め定められた開度変化率で閉じられる( $t_3(h)$ )。

【0070】

また、コールドモードでの起動過程では、高圧蒸気タービン 31 の第一段静翼環の温度が 400 未満である。このため、コールドモードでの起動過程では、ベンチレータ弁制御器 110 の起動モード認識部 113 は、起動モードがコールドモードであると認識する。しきい値変更部 114 は、前述したように、起動モード認識部 113 により認識された起動モードがコールドモードである場合、しきい値を例えば 2 MPa に設定する。よって、コールドモードでの起動過程では、流入蒸気圧力計 82 で検知される圧力  $P_1$  が 2 MPa になると、判断部 111 は、高圧蒸気タービン 31 に流入する高圧蒸気の流量が規定流量になったと判断する。判断部 111 が規定流量になったと判断すると、前述したように、ベンチレータ弁制御器 110 の指令出力部 112 がベンチレータ弁 71 に対して閉指令を出力する。ベンチレータ弁 71 は、図 4 に示すように、この閉指令を受けると、予め定められた開度変化率で閉じられる( $t_3(c)$ )。

10

【0071】

仮に、本実施形態において、ホットモードの場合にベンチレータ弁 71 が閉じ始める直前の高圧蒸気発生部 21 における高圧蒸気の発生量が 200 t/h であるとする。さらに、この高圧蒸気のうち、高圧タービンバイパス弁 68 及び排熱回収ボイラー 20 の再熱部 26 を経て再熱後蒸気ライン 42b に流入する高圧蒸気の流量が 100 t/h であり、ベンチレータ弁 71 を介して復水器 36 に流入する高圧蒸気の流量が 100 t/h であるとする。この場合、再熱後蒸気ライン 42b に流れる蒸気の流量は、中圧蒸気発生部 23 で発生した中圧蒸気を無視すると、ベンチレータ弁 71 を閉じる前後で、100 t/h から 200 t/h に変化する。

20

【0072】

また、仮に、本実施形態において、コールドモードの場合にベンチレータ弁 71 が閉じ始める直前の高圧蒸気発生部 21 における高圧蒸気の発生量が 150 t/h であるとする。さらに、この高圧蒸気のうち、高圧タービンバイパス弁 68 及び排熱回収ボイラー 20 の再熱部 26 を経て再熱後蒸気ライン 42b に流入する高圧蒸気の流量が 100 t/h であり、ベンチレータ弁 71 を介して復水器 36 に流入する高圧蒸気の流量が 50 t/h であるとする。この場合、再熱後蒸気ライン 42b に流れる蒸気の流量は、前述と同様、中圧蒸気発生部 23 で発生した中圧蒸気を無視すると、ベンチレータ弁 71 を閉じる前後で、100 t/h から 150 t/h に変化する。

30

【0073】

ここで、比較例として、コールドモードの場合に、高圧蒸気タービン 31 に流入する高圧蒸気の流量が規定流量になったか否かを判断するしきい値が、ホットモードの場合と同じある例について説明する。この比較例においても、本実施形態のコールドモードの場合と同様、コールドモードの場合にベンチレータ弁 71 が閉じ始める直前の高圧蒸気発生部 21 における高圧蒸気の発生量が、150 t/h であるとする。この比較例では、高圧蒸気タービン 31 に流入する高圧蒸気の流量が規定流量になったか否かを判断するしきい値(規定流量が 100 t/h 相当の 4 MPa)が、コールドモードの場合でもホットモードの場合と同じであるため、ベンチレータ弁 71 が閉じ始める直前でベンチレータ弁 71 を介して復水器 36 に流入する高圧蒸気の流量が 100 t/h になる。言い換えると、図 4 に示すように、比較例でベンチレータ弁 71 を閉じるタイミング  $t_3(cc)$  は、本実施形態でベンチレータ弁 71 を閉じるタイミング  $t_3(c)$  よりも遅くなる。この結果、高圧蒸気発生部 21 における高圧蒸気の発生量のうち、高圧タービンバイパス弁 68 及び排熱回収ボイラー 20 の再熱部 26 を経て再熱後蒸気ライン 42b に流入する高圧蒸気の流量が 50 t/h (= 150 t/h - 100 t/h) になる。よって、この比較例では、コールドモードの場合、再熱後蒸気ライン 42b に流れる蒸気の流量は、中圧蒸気発生部 23 で発生した中圧蒸気を無視すると、ベンチレータ弁 71 を閉じる前後で、50 t/h か

40

50

ら 150 t/h に変化する。

【0074】

従って、比較例でのコールドモードの場合は、本実施形態のコールドモード及びホットモードの場合よりも、ベンチレータ弁 71 を閉じる前後での再熱後蒸気ライン 42b に流れる蒸気の流量変化率が大きくなる。このため、比較例でのコールドモードの場合、再熱蒸気ライン 42 に関する制御系、より具体的には、再熱後蒸気ライン 42b を通る蒸気の状態量等に基づいて制御する制御系が不安定になる可能性が高くなる。

【0075】

しかしながら、本実施形態では、以上で説明したように、高圧蒸気タービン 31 に流入する高圧蒸気の流量が規定流量になったか否かを判断するしきい値を、ホットモードの場合に 4 MPa (規定流量が 100 t/h 相当) とし、コールドモードの場合に 2 MPa (規定流量が 50 t/h 相当) にしている。このため、本実施形態では、コールドモードの場合でも、ベンチレータ弁 71 を閉じる前後での再熱後蒸気ライン 42b に流れる蒸気の流量変化率をホットモードの場合と同様に比較的小さくすることができ、再熱蒸気ライン 42 に関する制御系が不安定になることを抑えることができる。

【0076】

プラントの起動過程では、高圧蒸気発生部 21 からの高圧蒸気の温度とこの高圧蒸気の発生量とには、正の相関性がある。つまり、プラントの起動過程では、高圧蒸気発生部 21 からの高圧蒸気の温度が高くなると、この高圧蒸気の発生量が多くなり、高圧蒸気発生部 21 からの高圧蒸気の温度が低くなると、この高圧蒸気の発生量が少なくなる。また、プラントの起動過程では、高圧蒸気の温度が高くなると、高圧蒸気タービン 31 に供給する高圧蒸気の流量が多くなる。このため、プラントの起動過程では、高圧蒸気の温度と高圧蒸気タービン 31 へ供給する高圧蒸気の流量とには、正の相関性がある。発明者は、係る点に着目して、本実施形態において、判断部 111 が規定流量になったか否かを判断するしきい値を、高圧蒸気の温度に対して正の相関性を持たせて変更している。このため、本実施形態では、高圧蒸気発生部 21 からの高圧蒸気の発生量が少ないときには規定流量が小さくなり、ベンチレータ弁 71 の閉じる前後での再熱後蒸気ライン 42b に流れる蒸気の流量変化率を小さくすることができる。

【0077】

なお、以上の実施形態では、高圧蒸気タービン 31 に設けた温度計 83 で検知された温度に応じて、排熱回収ボイラー 20 の起動モードを認識している。しかしながら、今回のガスタービン 10 の起動が前回のガスタービン 10 の停止から予め定められた時間以内の場合に、排熱回収ボイラー 20 の起動モードがホットモードであると認識し、予め定められた時間を超える場合に、排熱回収ボイラー 20 の起動モードがコールドモードであると認識するようにしてもよい。

【0078】

また、以上の実施形態では、排熱回収ボイラー 20 の起動モードに応じて、しきい値を変更している。しかしながら、図 1 中で想像線で示すように、主蒸気ライン 41 に温度計 89 を設け、この温度計 89 で検知される高圧蒸気の温度に応じて、しきい値を変更してもよい。この場合、高圧蒸気の温度が高いときにはしきい値を大きくし、高圧蒸気の温度が低いときにはしきい値を小さくする。すなわち、この場合、ベンチレータ弁制御器 110 は、排熱回収ボイラー 20 の起動モードを認識しない。

【0079】

また、以上では、しきい値として二つの値を採用しているが、三つ以上の値を採用してもよい。例えば、排熱回収ボイラー 20 の起動モードとして、高圧蒸気タービン 31 の温度が 450 以上のホットモードと、高圧蒸気タービン 31 の温度が 450 未満で 350 以上のウォームモードと、高圧蒸気タービン 31 の温度が 350 未満のコールドモードがある場合、ホットモードのときにしきい値として 4 MPa、ウォームモードのときのしきい値として 3 MPa、コールドモードのときのしきい値として 2 MPa を設定するようにしてもよい。

10

20

30

40

50

## 【0080】

以上では、高圧蒸気タービン31に流入する高圧蒸気の特定の圧力を、判断部111が規定流量になったか否かを判断するしきい値にしている。しかしながら、高圧蒸気タービン31に流入する高圧蒸気の流量を検知する流量計を設け、この流量計で検知される特定の流量を、判断部111が規定流量になったか否かを判断するしきい値にしてもよい。

## 【0081】

また、以上では、ベンチレータ弁71に対する閉指令に、ベンチレータ弁71の単位時間当たりの開度変化量である開度変化率を予め定められた開度変化率にする内容が含まれている。そこで、この開度変化率に関しても、高圧蒸気の温度に対して正の相関性を持たせて変更してもよい。すなわち、高圧蒸気の温度が高い場合には、開度変化率を大きくし、高圧蒸気の温度が低い場合には、開度変化率を小さくしてもよい。

10

## 【0082】

また、本実施形態のコンバインドサイクルプラントは、高圧蒸気タービン31と中圧蒸気タービン32と低圧蒸気タービン33の3台の蒸気タービンを備えている。しかしながら、本実施形態の高圧蒸気タービン31に相当する第一蒸気タービンと本実施形態の中圧蒸気タービン32に相当する第二蒸気タービンとを備え、本実施形態の低圧蒸気タービン33に相当する蒸気タービンを備えていない場合でも、本発明を適用することができる。

## 【符号の説明】

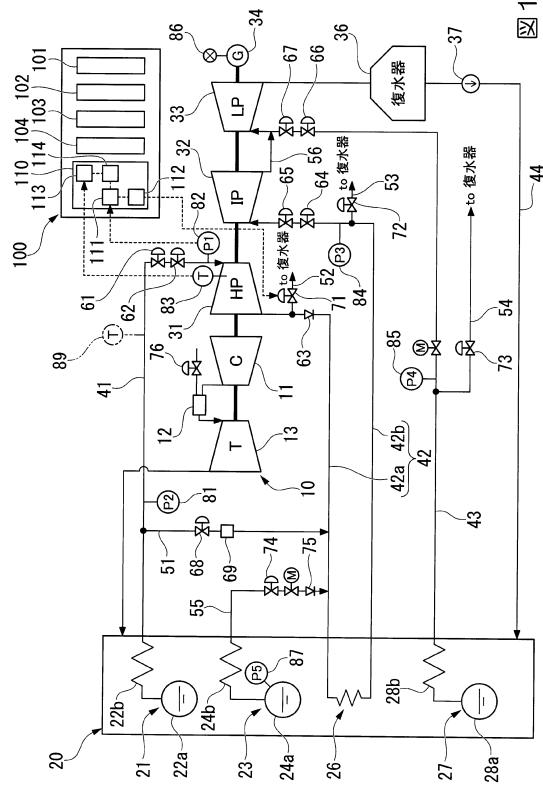
## 【0083】

10 : ガスタービン、11 : 圧縮機、12 : 燃焼器、20 : 排熱回収ボイラー、21 : 高圧蒸気発生部(第一蒸気発生部)、23 : 中圧蒸気発生部、26 : 再熱部、27 : 低圧蒸気発生部、31 : 高圧蒸気タービン(第一蒸気タービン)、32 : 中圧蒸気タービン(第二蒸気タービン)、33 : 低圧蒸気タービン、34 : 発電機、36 : 復水器、41 : 主蒸気ライン(第一蒸気ライン)、42 : 再熱蒸気ライン、42a : 再熱前蒸気ライン、42b : 再熱後蒸気ライン、43 : 低圧蒸気ライン、44 : 給水ライン、51 : 高圧タービンバイパスライン(第一バイパスライン)、52 : ベンチレータライン(第二バイパスライン)、53 : 中圧タービンバイパスライン、54 : 低圧タービンバイパスライン、61 : 主蒸気止め弁、62 : 主蒸気加減弁、64 : 再熱蒸気止め弁、65 : 再熱蒸気加減弁、66 : 低圧蒸気止め弁、67 : 低圧蒸気加減弁、68 : 高圧タービンバイパス弁、71 : ベンチレータ弁、72 : 中圧タービンバイパス弁、73 : 低圧タービンバイパス弁、81 : 高圧蒸気圧力計、82 : 流入蒸気圧力計、83, 89 : 温度計、84 : 再熱蒸気圧力計、85 : 低圧蒸気圧力計、86 : 出力計、100 : 制御装置、110 : ベンチレータ弁制御器、111 : 判断部、112 : 指令出力部、113 : 起動モード認識部、114 : しきい値変更部

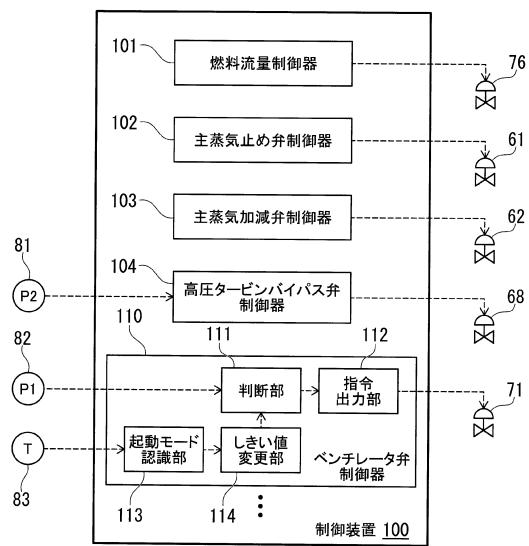
20

30

【 図 1 】

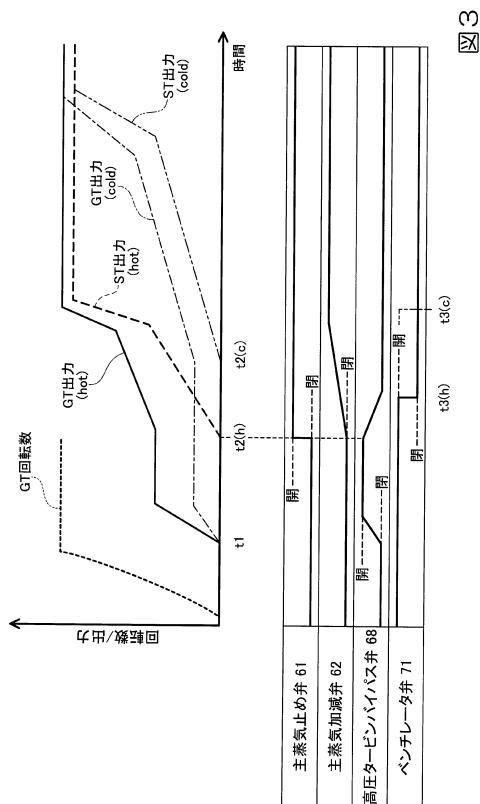


【 図 2 】

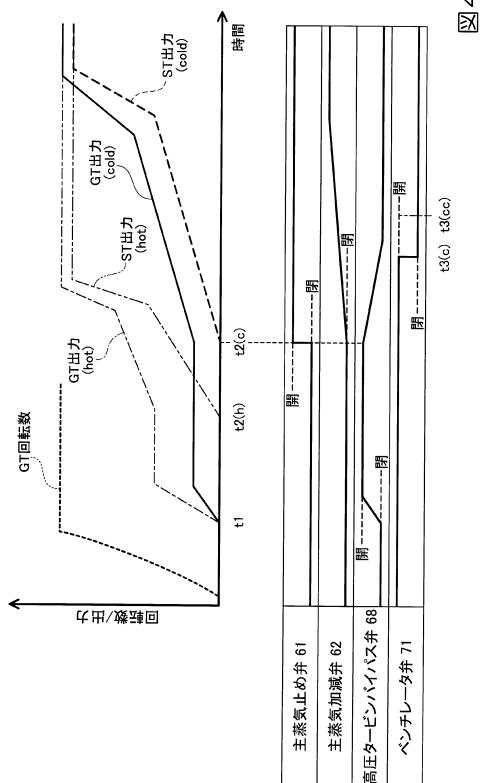


2

【図3】



【 図 4 】



---

フロントページの続き

(72)発明者 村上 雅幸

神奈川県横浜市西区みなとみらい三丁目3番1号 三菱日立パワーシステムズ株式会社内

審査官 高吉 統久

(56)参考文献 特開2013-015043 (JP, A)

特開昭61-098908 (JP, A)

特開昭60-228711 (JP, A)

特開平07-166814 (JP, A)

米国特許第4184324 (US, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F01D 19/00

F01K 7/24

F01K 13/02

F01K 23/10