

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3913328号  
(P3913328)

(45) 発行日 平成19年5月9日(2007.5.9)

(24) 登録日 平成19年2月9日(2007.2.9)

(51) Int.C1.

F 1

FO1K 23/10	(2006.01)	FO1K 23/10	B
FO2C 6/18	(2006.01)	FO2C 6/18	B
FO2C 7/18	(2006.01)	FO2C 7/18	A

請求項の数 12 (全 15 頁)

(21) 出願番号	特願平9-229998	(73) 特許権者	000003078
(22) 出願日	平成9年8月26日(1997.8.26)	株式会社東芝	
(65) 公開番号	特開平11-62515	東京都港区芝浦一丁目1番1号	
(43) 公開日	平成11年3月5日(1999.3.5)	(74) 代理人	100078765
審査請求日	平成16年8月25日(2004.8.25)	弁理士	波多野 久
		(74) 代理人	100078802
		弁理士	関口 俊三
		(72) 発明者	渋谷 幸生
			東京都港区芝浦一丁目1番1号 株式会社
		(72) 発明者	東芝 本社事務所内
			杉森 洋一
			東京都港区芝浦一丁目1番1号 株式会社
			東芝 本社事務所内
		審査官	藤原 直欣

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】コンバインドサイクル発電プラントの運転方法およびコンバインドサイクル発電プラント

## (57) 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

ガスタービンプラントに、蒸気タービンプラントおよび排熱回収ボイラを組み合せ、蒸気タービンプラントのタービン排気を上記ガスタービンプラントのガスタービン高温部に供給し、ガスタービン高温部を冷却後、上記蒸気タービンプラントに回収させるコンバインドサイクル発電プラントの運転方法において、起動運転時および部分負荷運転時のうち、いざれか一方の運転状態で、上記排熱回収ボイラを通流する蒸気の少なくとも一部分を高压過熱器の一部をバイパスさせて上記蒸気タービンプラントの高压タービンに供給するとともに、主蒸気系の弁の開度を絞り上記高压タービンに定圧運転を行わせる一方、上記排熱回収ボイラの再熱器を上記蒸気タービンプラントの中圧タービンに接続する再熱蒸気系の弁の開度を絞り当該再熱蒸気系に前圧制御を行わせ、上記高压タービンで膨張後のタービン排気に上記排熱回収ボイラの中圧ドラムから発生する蒸気を合流させ、その合流蒸気をガスタービン高温部に供給して冷却し、冷却後、その合流蒸気を蒸気再熱器からの再熱蒸気に合流させて蒸気中圧タービンに回収させることを特徴とするコンバインドサイクル発電プラントの運転方法。

## 【請求項 2】

部分負荷運転時は、複数台設置されたガスタービンプラントの運転台数を減少させた運転時であることを特徴とする請求項1記載のコンバインドサイクル発電プラントの運転方法。

## 【請求項 3】

10

20

起動運転時は、大気温度が予め定められた温度以上になった場合、またはガスタービンに供給される高圧タービンからの蒸気温度、圧力が予め定められた範囲外になった場合であることを特徴とする請求項1記載のコンバインドサイクル発電プラントの運転方法。

【請求項4】

高圧タービンの定圧運転は、排熱回収ボイラと高圧タービンとを互に接続する主蒸気系に設置した主蒸気止め弁および蒸気加減弁のいずれか一方で弁開度を絞って行うことを特徴とする請求項1から3のいずれか1項に記載のコンバインドサイクル発電プラントの運転方法。

【請求項5】

主蒸気止め弁および蒸気加減弁のいずれか一方で弁開度を絞る弁信号は、ガスタービン高温部に設けた冷却蒸気供給系および冷却蒸気回収系のいずれか一方の温度であることを特徴とする請求項1から3のいずれか1項に記載のコンバインドサイクル発電プラントの運転方法。 10

【請求項6】

再熱蒸気系の前圧制御は、再熱蒸気系に設けた再熱蒸気組み合せ弁の弁開度を絞って行うことを特徴とする請求項1から3のいずれか1項に記載のコンバインドサイクル発電プラントの運転方法。

【請求項7】

再熱蒸気組み合せ弁を絞る弁信号は、ガスタービン高温部に設けた冷却蒸気供給系および冷却蒸気回収系のいずれか一方の圧力であることを特徴とする請求項1から3のいずれか1項に記載のコンバインドサイクル発電プラントの運転方法。 20

【請求項8】

ガスタービンプラントからの排ガスを利用して蒸気を発生する排熱回収ボイラと、この排熱回収ボイラにより発生した蒸気を動力源とする蒸気タービンプラントと、上記ガスタービンプラントのガスタービン高温部の一部または全部が蒸気により冷却されるとともに、

このガスタービン高温部を冷却するガスタービン冷却蒸気を供給する系統の一つとして、上記蒸気タービンプラントの高圧タービンから排熱回収ボイラ再熱器へ低温再熱蒸気を導く低温再熱蒸気系から分岐して上記低温再熱蒸気の一部もしくは全部を上記ガスタービン高温部へ導く冷却蒸気供給系と共に。 30

排熱回収ボイラの中圧過熱器から中圧蒸気を冷却蒸気供給系に導く中圧蒸気過熱系と、上記排熱回収ボイラにおいて高圧過熱器が少なくとも二つ以上に分割されて高圧ドラムを出た蒸気は第1高圧過熱器から第2高圧過熱器に連続して導かれる構成を有するとともに、

第1高圧過熱器から第2高圧過熱器へ蒸気を導く蒸気配管から分岐して、第1高圧過熱器出口蒸気の少なくとも一部を前記第2高圧過熱器をバイパスさせるバイパス系統と当該バイパス系統に設けられた流量調整弁とを有し、

起動運転時および部分負荷運転時のうち、いずれか一方の運転状態で、ガスタービン冷却蒸気がその温度許容値を超える場合に、前記バイパス系統の流量調整弁を開弁させて第1高圧過熱器出口蒸気の一部もしくは全部を前記第2高圧過熱器をバイパスさせて前記冷却蒸気供給系に供給される前記低温再熱蒸気を前記温度許容値内とすることを特徴とするコンバインドサイクル発電プラント。 40

【請求項9】

低温再熱蒸気系は、高圧タービンから再熱器に供給するタービン排気の流量を制御する低温再熱流量調整弁を備えたことを特徴とする請求項8に記載のコンバインドサイクル発電プラント。

【請求項10】

ガスタービン高温部への入口配管およびガスタービン高温部からの出口配管の少なくとも一方に温度検出器を設け、

当該温度検出器の検出値がガスタービンの負荷に対してガスタービン冷却蒸気の温度許 50

容値を超える場合に、前記バイパス系統の流量調整弁を開弁させて第1高压過熱器出口蒸気の一部もしくは全部を第2高压過熱器をバイパスさせることを特徴とする請求項8に記載のコンバインドサイクル発電プラント。

【請求項11】

ガスタービンプラントは、排熱回収ボイラを連接して複数台に構成するとともに、蒸気タービンプラントは、上記ガスタービンプラントの軸と切り離し可能で別起に設置した1台の多軸型であることを特徴とする請求項8乃至請求項10いづれかに記載のコンバインドサイクル発電プラント。

【請求項12】

ガスタービンプラントは、蒸気タービンプラントを軸直結させた一軸型であることを特徴とする請求項8乃至請求項11のいづれかに記載のコンバインドサイクル発電プラント。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、ガスタービンプラントの高温部に、冷却媒体として蒸気を用いて冷却するコンバインドサイクル発電プラントの運転方法およびコンバインドサイクル発電プラントに関する。

【0002】

【従来の技術】

最近の火力発電プラントでは、プラント熱効率の向上を図るため、ガスタービンプラント、蒸気タービンプラントおよび排熱回収ボイラを組み合わせたコンバインドサイクル発電プラントが数多く実機として運転されている。このコンバインドサイクル発電プラントには、プラントの運用を主体に置いた、いわゆる一軸型と、定格運転時の効率を主体に置いた、いわゆる多軸型とがある。

【0003】

一軸型は、1台のガスタービンに、1台の蒸気タービンを軸直結させたもので、その軸数を計画出力に見合うように複数の軸系列になっている。また、多軸型は、1台の蒸気タービンに対し、複数のガスタービンの軸を別々に切り離して配置したものである。

【0004】

前者は、一つの軸系列と他の軸系列とが互いに干渉しないようになっているので、部分負荷運転時、複数の軸系列の出力を下げていくと、プラント熱効率を急激に低下させない点で有利である。また、後者は、蒸気タービンを主体に置いて容量（出力）を大きくしているので、その容量の大きくなっている分だけ定格運転時のプラント熱効率が一軸型に較べ高くなり、有利になっている。

【0005】

このように、一軸型といい、多軸型といい、ともに有利な点を備えているので、いづれの型式のものも、実機として運転されている。

【0006】

ところで、一軸型あるいは多軸型のいづれの型式のコンバインドサイクル発電プラントであっても、燃料の節約や発電単価の低減を求めて今以上のプラント熱効率の向上が検討されている。このプラント熱効率は、ガスタービンプラント、蒸気タービンプラントおよび排熱回収ボイラの各プラントの入熱の総和に対する各プラントの出熱の総和の比率から算出されている。プラント熱効率の向上の観点から蒸気タービンプラント、排熱回収ボイラおよびガスタービンプラントを見直した場合、蒸気タービンプラントおよび排熱回収ボイラは、既に限界に達しており、ガスタービンプラントの熱効率の改善がコンバインドサイクル発電プラントのプラント熱効率の向上につながると、期待されている。

【0007】

ガスタービンプラントは、ガスタービンの入口燃焼ガス温度が高いほど熱効率を向上させることができ、最近の耐熱材料の開発と相俟って冷却技術の進歩により、ガスタービンの

10

20

30

40

50

入口燃焼ガス温度をひところの 1000 から 1300 を経て 1500 以上に移行しつつある。

【0008】

ガスタービンの入口燃焼ガス温度を 1500 以上にする場合、耐熱材料が開発されていると言えども、ガスタービン高温部、例えば燃焼ガスに直接晒されているガスタービン静翼、ガスタービン動翼、燃焼器のライナ・トラジションピース等の許容メタル温度は既に限界に達しており、起動・停止回数の多い運転や、長時間に亘る連続運転のときに材料の破損・溶融など事故につながる危険性が出る。このため、ガスタービンの入口燃焼ガス温度を上昇させても、ガスタービン高温部の各部品の許容メタル温度以内に維持できる技術として、空気を用いてガスタービン高温部を冷却する開発が進められ、既に実用機として実現している。 10

【0009】

しかし、空気を用いたガスタービン高温部を冷却する場合、その供給源を、ガスタービンに直結した空気圧縮機から求めており、空気圧縮機からガスタービンに供給される数十%の高圧空気がガスタービン高温部の冷却用に廻され、しかもタービン翼の冷却後の高圧空気を、ガスタービン駆動ガスに吹き出すため、ガスタービン駆動ガスの温度低下、ミキシングロスを生じさせ、プラント熱効率の向上を図る上で、難しくさせていた。

【0010】

最近、ガスタービン高温部、例えばガスタービン静翼、ガスタービン動翼などに冷却媒体として蒸気の活用が見直されており、既にアメリカ機械学会誌 (ASME論文、92-GT-240) や特開平5-163961号公報などに公表されている。 20

【0011】

蒸気は、空気に較べ、比熱が 2 倍で、伝熱性能が優れており、また閉ループの冷却が可能であり、ガスタービン駆動ガスの温度低下およびミキシングロスがなく、プラント効率の改善に寄与するため実用機への適用が期待されている。

【0012】

【発明が解決しようとする課題】

このように有望視される蒸気冷却であっても、ガスタービンの高温部に適用する場合、多軸型のコンバインドサイクル発電プラントであるがゆえに、いくつかの問題点がある。

【0013】

一般に、ガスタービンの高温部を蒸気冷却する場合、蒸気タービンプラントの駆動蒸気が利用されている。 30

【0014】

しかし、多軸型のコンバインドサイクル発電プラントでは、1台の蒸気タービンプラントに対し、複数台のガスタービンプラントの組み合わせであるから、例えば部分負荷運転時、複数台のガスタービンプラントのうち、1台だけで運転すると、排熱回収ボイラから蒸気タービンプラントに供給する蒸気条件（温度、圧力、流量）が設計値から大幅に変動し、変動した蒸気条件でガスタービンの高温部を冷却させると、以下の不都合、不具合が発生する。

【0015】

例えば、ガスタービンの高温部を冷却する蒸気の温度が高いと、ガスタービン動静翼やガスタービンロータ等の材力強度の維持が図れなくなり、破損や溶融を誘発する要因になる。また、逆に、蒸気の温度が低いと、ガスタービン駆動ガスと冷却蒸気との温度差に基づく過度な熱応力がガスタービン動静翼やガスタービンロータ等の局所に発生する。さらに、蒸気の温度が低いと、ドレンになり易く、過冷却に伴う局所の熱応力の発生の要因になる。 40

【0016】

一方、蒸気の圧力が高いと、ガスタービン動静翼は、薄肉で作製されているため、いわゆるバルーニング（内圧による膨張）により破損のおそれがあり、また蒸気の圧力が低いと、ガスタービン駆動ガスの翼内への流入のおそれがある。 50

## 【0017】

また、蒸気の流量が少なくなると、ガスタービン動静翼やガスタービンロータ等は、良好な冷却ができなくなり材力強度の維持を図ることができなくなり、ガスタービンプラントの高温化への対応が難しくなる。

## 【0018】

さらに、蒸気の温度・圧力が高いとき、減温・減圧器を用いて水を投入し、適温・適圧に調整することが考えられているが、その水の清浄度の管理が不十分であると、ガスタービン動静翼内の通路にダストが堆積し目詰りが生じ、冷却性能が低下するため酸化・腐食の原因になる。

## 【0019】

10 このように、多軸型のコンバインドサイクル発電プラントでは、ガスタービン高温部を蒸気冷却する場合、蒸気タービンプラントからガスタービン高温部に供給する冷却蒸気の蒸気条件の変動とガスタービンプラントの運転台数の増減とは不離一体の関係にあるだけに、その蒸気条件を変動させないようにする必要になってきている。特に、起動運転時や部分負荷運転時、ガスタービン高温部に供給する冷却蒸気の蒸気条件を設計値の範囲内に調整することは、未開発の分野であることも手伝って難しく、現在模索中である。

## 【0020】

本発明は、このような技術的背景に基づいてなされたもので、ガスタービンプラントの運転台数に減少の変動があっても、ガスタービン高温部に適温・適圧の冷却蒸気を供給できるようにするとともに、冷却後の蒸気を蒸気タービンプラントに良好に回収させて蒸気タービンプラントの出力変動を低く抑えるように図ったコンバインドサイクル発電プラントの運転方法およびコンバインドサイクル発電プラントを提供することを目的とする。

## 【0021】

## 【課題を解決するための手段】

本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントの運転方法は、上述の目的を達成するために、請求項1に記載したように、ガスタービンプラントに、蒸気タービンプラントおよび排熱回収ボイラを組み合せ、蒸気タービンプラントのタービン排気を上記ガスタービンプラントのガスタービン高温部に供給し、ガスタービン高温部を冷却後、上記蒸気タービンプラントに回収させるコンバインドサイクル発電プラントの運転方法において、起動運転時および部分負荷運転時のうち、いずれか一方の運転状態で、上記排熱回収ボイラを通流する蒸気の少なくとも一部分を高圧過熱器の一部をバイパスさせて上記蒸気タービンプラントの高圧タービンに供給するとともに、主蒸気系の弁の開度を絞り上記高圧タービンに定圧運転を行わせる一方、上記排熱回収ボイラの再熱器を上記蒸気タービンプラントの中圧タービンに接続する再熱蒸気系の弁の開度を絞り当該再熱蒸気系に前圧制御を行わせ、上記高圧タービンで膨張後のタービン排気に上記排熱回収ボイラの中圧ドラムから発生する蒸気を合流させ、その合流蒸気をガスタービン高温部に供給して冷却し、冷却後、その合流蒸気を蒸気再熱器からの再熱蒸気に合流させて蒸気中圧タービンに回収させる方法である。

## 【0022】

本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントの運転方法は、上述の目的を達成するために、請求項2に記載したように、部分負荷運転時は、複数台設置されたガスタービンプラントの運転台数を減少させた運転時であることを特徴とする方法である。

## 【0023】

本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントの運転方法は、上述の目的を達成するために、請求項3に記載したように、起動運転時は、大気温度が予め定められた温度以上になった場合、またはガスタービンに供給される高圧タービンからの蒸気温度、圧力が予め定められた範囲外になった場合であることを特徴とする方法である。

## 【0024】

本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントの運転方法は、上述の目的を達成するために、請求項4に記載したように、高圧タービンの定圧運転は、排熱回収ボイラと高圧タ

10

20

30

40

50

ービンとを互に接続する主蒸気系に設置した主蒸気止め弁および蒸気加減弁のいずれか一方で弁開度を絞って行う方法である。

【0025】

本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントの運転方法は、上述の目的を達成するために、請求項5に記載したように、主蒸気止め弁および蒸気加減弁のいずれか一方で弁開度を絞る弁信号は、ガスタービン高温部に設けた冷却蒸気供給系および冷却蒸気回収系のいずれか一方の温度であることを特徴とする方法である。

【0026】

本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントの運転方法は、上述の目的を達成するために、請求項6に記載したように、再熱蒸気系の前圧制御は、再熱蒸気系に設けた再熱蒸気組み合せ弁の弁開度を絞って行う方法である。

10

【0027】

本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントの運転方法は、上述の目的を達成するために、請求項7に記載したように、再熱蒸気組み合せ弁を絞る弁信号は、ガスタービン高温部に設けた冷却蒸気供給系および冷却蒸気回収系のいずれか一方の圧力であることを特徴とする方法である。

【0028】

本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントは、上述の目的を達成するために、請求項8に記載したように、ガスタービンプラントからの排ガスを利用して蒸気を発生する排熱回収ボイラと、この排熱回収ボイラにより発生した蒸気を動力源とする蒸気タービン  
プラントと、上記ガスタービンプラントのガスタービン高温部の一部または全部が蒸気に  
より冷却されるとともに、このガスタービン高温部を冷却するガスタービン冷却蒸気を供  
給する系統の一つとして、上記蒸気タービンプラントの高圧タービンから排熱回収ボイラ  
再熱器へ低温再熱蒸気を導く低温再熱蒸気系から分岐して上記低温再熱蒸気の一部もしく  
は全部を上記ガスタービン高温部へ導く冷却蒸気供給系と共に、排熱回収ボイラの中圧過  
熱器から中圧蒸気を冷却蒸気供給系に導く中圧蒸気過熱系と、上記排熱回収ボイラにおい  
て高圧過熱器が少なくとも二つ以上に分割されて高圧ドラムを出た蒸気は第1高圧過熱器  
から第2高圧過熱器に連続して導かれる構成を有するとともに、第1高圧過熱器から第2  
高圧過熱器へ蒸気を導く蒸気配管から分岐して、第1高圧過熱器出口蒸気の少なくとも一  
部を前記第2高圧過熱器をバイパスさせるバイパス系統と当該バイパス系統に設けられた  
流量調整弁とを有し、起動運転時もしくは部分負荷運転時におけるガスタービン冷却蒸気  
がその温度許容値を超える場合に、前記バイパス系統の流量調整弁を開弁させて第1高圧  
過熱器出口蒸気の一部もしくは全部を前記第2高圧過熱器をバイパスさせて前記冷却蒸気  
供給系に供給される前記低温再熱蒸気を前記温度許容値内とすることを特徴とするもの  
である。

20

【0029】

本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントは、上述の目的を達成するために、請求項9に記載したように、低温再熱蒸気系は、高圧タービンから再熱器に供給するタービン排気の流量を制御する低温再熱流量調整弁を備えたものである。

【0030】

30

本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントは、上述の目的を達成するために、請求項10に記載したように、ガスタービン高温部への入口配管およびガスタービン高温部  
からの出口配管の少なくとも一方に温度検出器を設け、当該温度検出器の検出値がガスタ  
ービンの負荷に対してガスタービン冷却蒸気の温度許容値を超える場合に、前記バイパス  
系統の流量調整弁を開弁させて第1高圧過熱器出口蒸気の一部もしくは全部を第2高圧過  
熱器をバイパスさせることを特徴とするものである。

【0031】

本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントは、上述の目的を達成するために、請求項11に記載したように、ガスタービンプラントは、排熱回収ボイラを連接して複数台に構成するとともに、蒸気タービンプラントは、上記ガスタービンプラントの軸と切り離

40

50

し可能で別起に設置した1台の多軸型であることを特徴とするものである。

【0032】

本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントは、上述の目的を達成するために、請求項12に記載したように、ガスタービンプラントは、蒸気タービンプラントを軸直結させた一軸型であることを特徴とするものである。

【0033】

【発明の実施の形態】

以下、本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントの運転方法およびコンバインドサイクル発電プラントの実施の形態を添付図面およびその図中に付した部品番号を引用して説明する。なお、本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントの運転方法の説明に先立ち、その構成について説明する。

10

【0034】

図1は、本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントを多軸型に適用した第1実施形態を示す概略系統図である。なお、本実施形態に係るコンバインドサイクル発電プラントは、蒸気タービンプラント1台とガスタービンプラントおよび排熱回収ボイラの2台の組み合わせを例示として示している。

【0035】

全体を符号1で示すコンバインドサイクル発電プラントは、第1ガスタービンプラント2aに連接させた第1排熱回収ボイラ3aと、軸を知り離した別置の蒸気タービンプラント4と、さらに蒸気タービンプラント4の軸と切り離した別置きの第2ガスタービンプラント2bに連接させた第2排熱回収ボイラ3bとを備えた構成になっている。

20

【0036】

第1ガスタービンプラント2aは、発電機5a、空気圧縮機6a、ガスタービン燃焼器7a、ガスタービン8aを備え、空気圧縮機6aで吸い込んだ大気ARを高圧化してガスタービン燃焼器7aに案内し、その高圧空気に燃料を加えて燃焼ガスを生成し、その燃焼ガスをガスタービン8aに案内して膨張仕事をさせ、その際発生する回転トルクで発電機5aを回転駆動するとともに、その排ガス(排熱)を蒸気発生源として第1排熱回収ボイラ3aに供給するようになっている。なお、第2ガスタービンプラント2bは、各構成部品が第1ガスタービンプラント2aのそれと同一なので、部品番号に添字bを付し、その重複説明を省略する。

30

【0037】

第1排熱回収ボイラ3aは、軸方向に沿って延びるケーシング9aを備え、ケーシング9a内を流れる排ガスの流れ方向に沿って順に、第3高圧過熱器10a、再熱器11a、第2高圧過熱器12a、第1高圧過熱器13a、高圧ドラム14aに連通させた高圧蒸発器15a、中圧過熱器16a、第3高圧節炭器17a、低圧過熱器18a、中圧ドラム19aに連通させた中圧蒸発器20a、第2中圧節炭器21a、第2高圧節炭器22a、低圧ドラム23aに連通させた低圧蒸発器24a、第1高圧節炭器25a、第1中圧節炭器26aを備え、高、中、低の各蒸発器15a、20a、24aで蒸発した飽和蒸気を高、中、低の各蒸気ドラム14a、19a、23aにより気液分離を図っている。なお、第2排熱回収ボイラ3bは、各構成部品が第1排熱回収ボイラ3aのそれと同一なので、部品番号に添字bを付し、その重複説明を省略する。

40

【0038】

一方、蒸気タービンプラント4は、高圧タービン27、中圧タービン28、低圧タービン29、発電機30を共通軸で互に連結させており、第1排熱回収ボイラ3aの第3高圧過熱器10aおよび第2排熱回収ボイラ3bの第3高圧過熱器10bのそれぞれから発生する過熱蒸気を、第1主蒸気系31aおよび第2主蒸気系31bの合流点Aで合流させ、その合流蒸気を主蒸気止め弁32、蒸気加減弁33を介して高圧タービン27に供給するようになっている。

【0039】

高圧タービン27は、合流蒸気に膨張仕事をさせた後、タービン排気として分岐点Bで分

50

流させ、各分流蒸気を第1低温再熱蒸気系34aの第1高圧排気分配弁35aおよび第2低温再熱蒸気系34bの第2高圧排気分配弁35bのそれぞれを介して分岐点Cに供給するようになっている。

【0040】

分岐点Cに供給されたタービン排気のうち、その一部は低温再熱流量調整弁36aで適量に流量コントロールされた後、第1排熱回収ボイラ3aの再熱器11aに供給され、ここで加熱された後、再熱蒸気として再熱蒸気系37aに供給される。また、タービン排気の残りは、低温再熱逆止弁36cを介して合流点Dで、第1排熱回収ボイラ3aの中圧ドラム19aから中圧過熱器16a、中圧過熱蒸気系38aを介して供給される全流量の中圧過熱蒸気に合流し、その合流蒸気を冷却蒸気として冷却蒸気供給系39aを介してガスタービン8aの高温部40aに供給される。 10

【0041】

ガスタービン8aは、その高温部40aを冷却させた後の冷却蒸気を、回収蒸気として冷却蒸気回収系41aを介して再熱蒸気系37aの合流点Eで再熱蒸気に合流させるようになっている。

【0042】

合流点Eで再熱器11aからの再熱蒸気と冷却蒸気回収系41からの回収蒸気を合流させた再熱蒸気系37aは、合流点Fで再び第2排熱回収ボイラ3bの再熱器11bからの再熱蒸気と合流させ、その合流蒸気を再熱蒸気組み合わせ弁42、インタセプト弁43を介して中圧タービン28に供給する。 20

【0043】

中圧タービン28は、合流蒸気に膨張仕事をさせた後、タービン排気として低圧タービン29に供給する。また、中圧タービン28は、第1排熱回収ボイラ3aの低圧過熱器18aおよび第2排熱回収ボイラ3bの低圧過熱器18bのそれぞれから供給された低圧過熱蒸気を合流点Gで合流させ、その合流低圧過熱蒸気を低圧蒸気組み合せ弁44、低圧加減弁45を介して合流点Hで再び上述のタービン排気と合流させて低圧タービン29に供給する。なお、第2排熱回収ボイラ3bの個々の蒸気の流は、上述第1排熱回収ボイラ3aのそれと同一なので、その説明を省略する。

【0044】

低圧タービン29は、合流蒸気に膨張仕事をさせ、その際、発生する回転トルクにより発電機30を回転駆動するとともに、膨張仕事後の合流蒸気をタービン排気として復水器46に供給する。 30

【0045】

復水器46には、第1復水・給水系47aと第2復水・給水系47bとが設けられている。

【0046】

第1復水・給水系47aは、復水器46で低圧タービン29からのタービン排気を凝縮させた復水を、復水ポンプ48で昇圧させ、分岐点Iで分流させた後、その一部を給水として第1給水ポンプ49aに供給する。第1給水ポンプ49aは、給水の一部を途中段落で、いわゆる中段抽水し、その抽水を第1排熱回収ボイラ3aの第1中圧節炭器26aに供給するとともに、給水の残りを第1排熱回収ボイラ3aの第1高圧節炭器25aに供給する。なお、第2復水・給水系47bは、第1復水・給水系47aの構成と同一なので、部品番号に添字bを付し、その重複説明を省略する。 40

【0047】

第1排熱回収ボイラ3aは、第1復水・給水系47aからの第1中圧節炭器26aおよび第1高圧節炭器25aのそれぞれに供給された給水を、第1ガスタービンプラント2aからの排ガスと熱交換させ、低、中、高の各蒸気ドラム23a, 19a, 14aで気液分離をさせた後、その過熱蒸気を蒸気タービンプラント4の駆動蒸気として、またガスタービン18aの高温部40の冷却蒸気としてそれぞれ供給するようになっている。この場合、第1排熱回収ボイラ3aは、第1高圧過熱器13aの出口から第2高圧過熱器12aの入 50

口に接続する過熱蒸気管 50 a の途中から分岐し、流量調整弁 51 a を備えたバイパス系 52 a を第 2 高圧過熱器 12 a の出口に接続させ、第 2 高圧過熱器 12 a から発生する過熱蒸気が設計値の温度・圧力を超えているとき、流量調整弁 51 で流量制御し、適温・適圧の過熱蒸気にして第 3 高圧過熱器 10 a 、第 1 主蒸気系 31 a を介して高圧タービン 27 に供給するようになっている。なお、第 2 高圧過熱器 12 a の出口側にバイパス系 52 a を設けたのは、第 2 高圧過熱器 12 a から発生した過熱蒸気が高い場合、例えば第 1 復水・給水系 47 a の給水を投入し、適温・適圧に調整することも考えられるが、その適温・適圧に調整した過熱蒸気が高圧タービン 27 の駆動蒸気として使用された後、ガスタービン 8 a の高温部 40 a の冷却蒸気として使用することを勘案すると、上述の給水の清浄度の管理が不十分であり、ガスタービン 8 a の高温部 40 a にダストが堆積して目詰りを引き起すおそれがあることを考慮したものである。

#### 【0048】

次に、起動運転時または部分負荷運転時、ガスタービン 8 a の高温部 40 a を蒸気で冷却し、回収させる際の本実施形態に係るコンバインドサイクル発電プラントの運転方法を説明する。

#### 【0049】

多軸型のコンバインドサイクル発電プラント 1 は、1 台の蒸気タービンプラント 4 に複数台のガスタービンプラント 2 a , 2 b を組み合わせた構造ゆえに、ガスタービンプラント 2 a , 2 b の運転台数が少なくなると、高圧タービン 27 の駆動蒸気や流量が減少するため圧力が変動し、必然的にタービン排気としての冷却蒸気の圧力も変動する。

#### 【0050】

例えば、起動運転時あるいは部分負荷運転時、第 1 ガスタービンプラント 2 a および第 2 ガスタービンプラント 2 b のうち、1 台を運転させる場合（以下 1 台運転と呼ぶ）、高圧タービン 27 は、ガスタービン 8 a の高温部 40 a を供給する冷却蒸気の流量が 2 台運転のときに較べ半分になり、その圧力も 2 台運転時の設計圧力、例えば 3.63 MPa が 1.8 MPa の圧力に半減する。このため、高圧タービン 27 は、そのタービン排気を冷却蒸気としてガスタービン 8 a の高温部 40 a に供給する場合、ガスタービン 8 a の高温部 40 a の圧力損失を考慮すると冷却蒸気の流れが悪くなり、冷却が難しくなる。また、高圧タービン 27 は、冷却蒸気の流量が半減すると、タービン排気の温度が高くなり、ガスタービン 8 a の高温部 40 a を冷却するに必要な冷却蒸気の温度が許容値を超え、ガスタービン 8 a の高温部 40 a を冷却させることができなくなる。

#### 【0051】

このように、第 1 ガスタービンプラント 2 a および第 2 ガスタービンプラント 2 b のうち、いずれかが 1 台運転に入ると、例えば、ガスタービン 8 a の高温部 40 a の冷却が難しくなるので、ガスタービン 8 a の高温部 40 a に適温・適圧の冷却蒸気を供給するには、高圧タービン 27 のタービン排気圧力を「高」にする運転と、そのタービン排気温度を「低」にする運転とが必要とされる。もっとも、タービン排気圧力「高」とタービン排気温度「低」とは、熱力学的に見て相反する関係になっているから、これら技術事項は互に独立して取り扱わなければならず、以下の運転方法が必要とされる。

#### 【0052】

##### (1) 高圧タービンのタービン排気圧力を「高」に運転する方法

1 台運転の場合、本実施形態は、高圧タービン 27 から第 1 低温再熱蒸気系 34 a を介してガスタービン 8 a の高温部 40 a に供給されるタービン排気に、合流点 D で第 1 排熱回収ボイラ 3 a の中圧ドラム 19 a から中圧過熱器 16 a 、中圧過熱蒸気系 38 a を介して供給される過熱蒸気を合流させ、その合流蒸気を冷却蒸気供給系 39 a を介してガスタービン 8 a の高温部 40 a に供給し、冷却後、その回収蒸気を冷却蒸気回収系 41 a を介して合流点 E で再熱蒸気系 37 a からの再熱蒸気に合流させ、その合流蒸気を再熱蒸気組み合せ弁 42 、インタセプト弁 43 を介して中圧タービン 28 に回収させているので、中圧過熱蒸気系 38 a 、高温部 40 a 、冷却蒸気回収系 41 a を流れる中圧過熱蒸気の圧力は、再熱蒸気系 37 a の再熱蒸気組み合せ弁 42 の入口側における合流蒸気の圧力によって

10

20

30

40

50

決まる。つまり、再熱蒸気組み合せ弁 4 2 の弁開度を調整すると、中圧蒸気過熱系 3 8 a、冷却蒸気供給系 3 9 a、高温部 4 0 a、冷却蒸気回収系 4 1 a の蒸気圧力が変動する関係になっている。

#### 【0053】

本実施形態は、この点に着目したもので、1台運転時、再熱蒸気組み合せ弁 4 2 の弁開度を絞ることにより中圧蒸気過熱系 3 8 a、冷却蒸気供給系 3 9 a、高温部 4 0 a、冷却蒸気回収系 4 1 a からの中圧過熱蒸気の圧力を「高」にし、適圧にしてガスタービン 8 a の高温部 4 0 a に供給したものである。なお、再熱蒸気組み合せ弁 4 2 は、冷却蒸気供給系 3 9 a および冷却蒸気回収系 4 1 a のいずれかに設けた圧力検出器（図示せず）の検出圧力信号に基づいて弁開度が設定されている。

10

#### 【0054】

このように、本実施形態では、高圧タービン 2 7 から第 1 低温再熱蒸気系 3 4 a、冷却蒸気供給系 3 9 a を介してガスタービン 8 a の高温部 4 0 a に供給するタービン排気が圧力不足のとき、再熱蒸気組み合せ弁 4 2 の弁開度を絞って中圧蒸気過熱系 3 8 a、冷却蒸気供給系 3 9 a、高温部 4 0 a、冷却蒸気回収系 4 1 a の中圧過熱蒸気の圧力を「高」にし、適圧な冷却蒸気としてガスタービン 8 a の高温部 4 0 a を確実に冷却することができる。

#### 【0055】

また、本実施形態では、ガスタービン 8 a の高温部 4 0 a の冷却後の蒸気を中圧タービン 2 8 に回収させてるので、蒸気タービンプラント 4 の出力変動を低く抑えることができる。

20

#### 【0056】

（2）高圧タービン 2 7 のタービン排気温度を「低」に運転する方法

通常、高圧タービン 2 7 は、1台運転を行うと、そのタービン排気の温度を高くする。また、高圧タービン 2 7 は、上述の再熱蒸気組み合せ弁 4 2 の弁開度を絞って再熱蒸気系 3 7 a の圧力を「高」にする、いわゆる前圧制御（Inlet Pressure Control, 略して IPC）を行うと、そのタービン排気の温度をさらに高くなる。このため、高圧タービン 2 7 のタービン排気温度を「低」に運転するには、第 1 排熱回収ボイラ 3 a の第 1 高圧過熱器 1 3 a から第 2 高圧過熱器 1 2 a、第 3 高圧過熱器 1 0 a、第 1 主蒸気系 3 1 a を介して高圧タービン 2 7 に供給される主蒸気（過熱蒸気）の温度を「低」にし、かつ第 1 主蒸気系 3 1 a の主蒸気止め弁 3 2 または蒸気加減弁 3 3 の弁開度を絞ってタービン効率を増加させながらタービン排気温度を「低」にする定圧運転が必要となる。

30

#### 【0057】

本実施形態に係る運転方法は、先ず、第 1 高圧過熱器 1 3 a の出口と第 2 高圧過熱器 1 2 a の入口とを接続する過熱蒸気管 5 0 a から分岐したバイパス系 5 2 a の流量調整弁 5 1 a を開弁させる。流量調整弁 5 1 a を開弁させると、第 1 高圧過熱器 1 3 a から第 3 高圧過熱器 1 0 a、主蒸気系 3 1 a を介して高圧タービン 2 7 に供給する主蒸気は、第 2 高圧過熱器 1 2 a をバイパスさせているので、その温度を下げることができる。

#### 【0058】

しかし、主蒸気の温度が下ったと言っても、高圧タービン 2 7 からガスタービン 8 a の高温部 4 0 a に供給される冷却蒸気としてのタービン排気は、適温範囲の上限値にとどまっている。このため、高圧タービン 2 7 の運転幅を広げ、より一層安定運転を行わせるには、第 1 主蒸気系 3 1 a の IPC による定圧運転が行われる。高圧タービン 2 7 は、第 1 主蒸気系 3 1 a の主蒸気止め弁 3 2 または蒸気加減弁 3 3 に弁開度を絞らせて定圧運転を行うと、主蒸気の温度が若干高くなるが、その高くなつた分、より多く膨張仕事をしてタービン効率を向上させるので、その結果、タービン排気の温度をより低く下げ、安定運転を確保することができる。なお、主蒸気止め弁 3 2 または蒸気加減弁 3 3 は、冷却蒸気供給系 3 9 a および冷却蒸気回収系 4 1 a のいずれかに設けた温度検出器（図示せず）の検出温度信号に基づいて弁開度が設定されている。

40

#### 【0059】

50

このように本実施形態では、第1高压過熱器13aに設けたバイパス系52aを利用して主蒸気温度を下げ、かつ主蒸気止め弁32または蒸気加減弁33の弁開度を絞って高压タービン27に定圧運転させ、タービン排気温度をガスタービン8aの高温部40aに必要な適温に確実に下げる所以、ガスタービン8aの高温部40aを確実に冷却することができる。

#### 【0060】

なお、本実施例では2台のプラントのみで説明したが、3台以上の複数のプラントにおいて、その台数を減少させた運転にも適用させることができるのは勿論である。

#### 【0061】

図2は、本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントを一軸型に適用した第2実施形態を示す概略系統図である。なお、第1実施形態の構成部品または対応する部分には、添字aを付した同一番号を使用する。 10

#### 【0062】

一般に、一軸型は、1台のガスタービンプラントに対し、1台の蒸気タービンプラントおよび1台の排熱回収ボイラをペアにして組み合わせ、ガスタービンプラントから排熱回収ボイラに供給される排ガス量の変動と、排熱回収ボイラから蒸気タービンプラントに供給される蒸気流量の変動とが追従関係になっているから、多軸型に較べて複雑な蒸気流量制御を行う必要がない。

#### 【0063】

しかし、ガスタービンプラントは、その性質上、夏場のように高気温になると、設計値通りの出力が出ないにもかかわらず排ガス温度が高くなり、これに伴って排熱回収ボイラから蒸気タービンプラントに供給される主蒸気の温度が高くなり、蒸気タービンプラントからガスタービン高温部に供給される冷却蒸気としてのタービン排気の温度・圧力も適温の運転範囲を超えることがある。特に、夏場、ガスタービンプラントに部分負荷運転を行わせると、この傾向は強い。 20

#### 【0064】

このように夏場のように大気温が予め定められた所定温度になった場合の問題点に対処するため、本実施形態では、第1実施形態と同様に、第1排熱回収ボイラ3aの第1高压過熱器13aの出口と第2高压過熱器12aの入口とを接続する過熱蒸気管50aに、流量調整弁51aを備えたバイパス系52aを設け、第1高压過熱器13aから発生した過熱蒸気を、バイパス系52a、第3高压過熱器10a、主蒸気系31aを介して比較的温度の低い主蒸気として高压タービン27に供給し、膨張後のタービン排気を第1低温再熱蒸気系34aを介して分流点Cで分流させ、その分流蒸気の一方を低温再熱流量調整弁36aで適正量にコントロールして再熱器11aに供給するとともに、残りの分流蒸気を低温再熱逆止弁36c、流量調整弁53aを備えた冷却蒸気供給系39を介してガスタービン8aの高温部40aに供給し、冷却後、回収冷却蒸気を流量調整弁54aを備えた冷却蒸気回収系41aを介して再熱蒸気系37aの合流点Eで再熱器11aからの再熱蒸気と合流させ、その合流蒸気を再熱蒸気組み合せ弁42、インタセプト弁43を介して中圧タービン28に回収させたものである。なお、高压タービン27のタービン排気が何らかの事情でガスタービン8aの高温部40aに供給する冷却蒸気として適温・適圧の予め定められた運転範囲をはずれている場合、第1主蒸気系39aの主蒸気止め弁32または蒸気加減弁33の弁開度を絞り、高压タービン27に定圧運転をさせても良く、また、再熱蒸気系37aの再熱蒸気組み合せ弁42の弁開度を絞り、第1排熱回収ボイラ3aの中圧ドラム19aから発生する中圧過熱蒸気の圧力を高め、その中圧過熱蒸気を中圧過熱蒸気系38aを介して合流点Dで高压タービン27からのタービン排気に合流させて良い。 30

#### 【0065】

このように、本実施形態では、夏場のように気温が高く、第1排熱回収ボイラ3aから高压タービン29に供給される主蒸気温度が高いとき、第1排熱回収ボイラ3aのバイパス系52aを利用し、第1高压過熱器13aから発生する過熱蒸気を比較的低い主蒸気温度にして高压タービン27に供給する所以、高压タービン27で膨張後のタービン排気の温 50

度もガスタービン 8 a の高温部 4 0 a を冷却するに必要な適温の運転範囲にすることができる。

【0066】

したがって、本実施形態では、高圧タービン 2 7 のタービン排気を適温の運転範囲にしているので、ガスタービン 8 a の高温部 4 0 a を確実に冷却することができ、ガスタービン 8 a の高温化に対処することができる。

【0067】

また、本実施形態では、ガスタービン 8 a の高温部 4 0 a の冷却後の蒸気を中圧タービン 2 8 に回収させるので、蒸気タービンプラント 4 の出力増となるためプラント熱効率向上を実現することができる。

10

【0068】

【発明の効果】

以上の説明の通り、本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントの運転方法およびコンバインドサイクル発電プラントは、高圧タービンのタービン排気をガスタービンの高温部に冷却蒸気として供給する際、そのタービン排気が適温・適圧の運転範囲からはずれているとき、中圧タービンの再熱蒸気系に前圧制御を行わせ、中圧ドラムから発生する中圧過熱蒸気の圧力を高め、その中圧過熱蒸気をタービン排気に合流させて適圧に調整するとともに、排熱回収ボイラの第 1 高圧過熱器から発生する過熱蒸気をバイパス系を利用して低い温度の主蒸気として高圧タービンに供給し、その際、高圧タービンに定圧運転を行わせ、そのタービン排気を適温に調整しているので、ガスタービンの高温部を確実に冷却することができ、ガスタービンの高温化に充分に対処することができる。

20

【0069】

また、本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントの運転方法およびコンバインドサイクル発電プラントは、ガスタービンの高温部を冷却後の蒸気を、排熱回収ボイラの再熱器から供給される再熱蒸気に合流させて中圧タービンに回収させるので、蒸気タービンプラントの出力増となり、プラント熱効率を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントを多軸型に適用した第 1 実施形態を示す概略系統図。

【図 2】本発明に係るコンバインドサイクル発電プラントを一軸型に適用した第 2 実施形態を示す概略系統図。

30

【符号の説明】

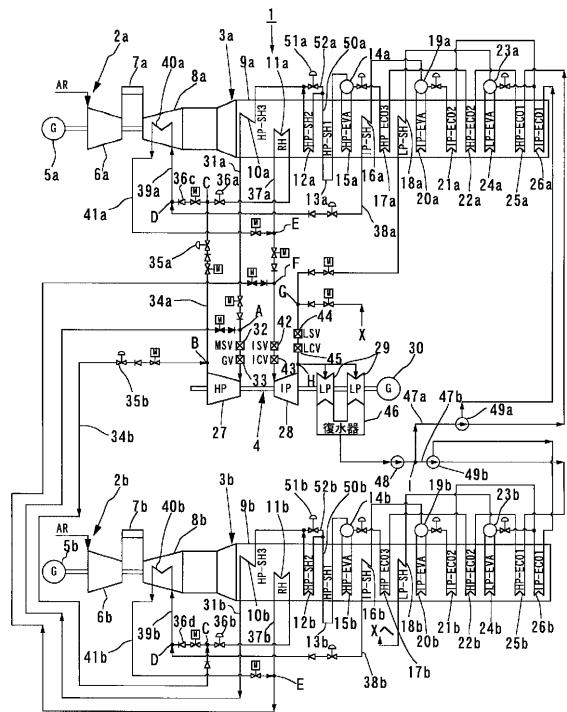
- 1 コンバインドサイクル発電プラント
- 2 a 第 1 ガスタービンプラント
- 2 b 第 2 ガスタービンプラント
- 3 a 第 1 排熱回収ボイラ
- 3 b 第 2 排熱回収ボイラ
- 4 蒸気タービンプラント
- 5 a , 5 b 発電機
- 6 a , 6 b 空気圧縮機
- 7 a , 7 b ガスタービン燃焼器
- 8 a , 8 b ガスタービン
- 9 a , 9 b ケーシング
- 10 a , 10 b 第 3 高圧過熱器
- 11 a , 11 b 再熱器
- 12 a , 12 b 第 2 高圧過熱器
- 13 a , 13 b 第 1 高圧過熱器
- 14 a , 14 b 高圧ドラム
- 15 a , 15 b 高圧蒸発器
- 16 a , 16 b 中圧過熱器

40

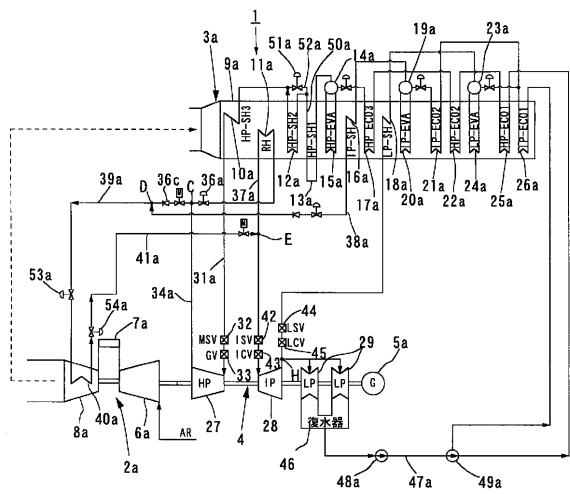
50

1 7 a , 1 7 b	第 3 高圧節炭器	
1 8 a , 1 8 b	低圧過熱器	
1 9 a , 1 9 b	中圧ドラム	
2 0 a , 2 0 b	中圧蒸発器	
2 1 a , 2 1 b	第 2 中圧節炭器	
2 2 a , 2 2 b	第 2 高圧節炭器	
2 3 a , 2 3 b	低圧ドラム	
2 4 a , 2 4 b	低圧蒸発器	
2 5 a , 2 5 b	第 1 高圧節炭器	
2 6 a , 2 6 b	第 1 中圧節炭器	10
2 7	高圧タービン	
2 8	中圧タービン	
2 9	低圧タービン	
3 0	発電機	
3 1 a	第 1 主蒸気系	
3 1 b	第 2 主蒸気系	
3 2	主蒸気止め弁	
3 3	蒸気加減弁	
3 4 a	第 1 低温再熱蒸気系	
3 4 b	第 2 低温再熱蒸気系	20
3 5 a	第 1 高圧排気分配弁	
3 5 b	第 2 高圧排気分配弁	
3 6 a , 3 6 b	低温再熱流量調整弁	
3 6 c , 3 6 d	低温再熱逆止弁	
3 7 a , 3 7 b	再熱蒸気系	
3 8 a , 3 8 b	中圧過熱蒸気系	
3 9 a , 3 9 b	冷却蒸気供給系	
4 0 a , 4 0 b	高温部	
4 1 a , 4 1 b	冷却蒸気回収系	
4 2	再熱蒸気組み合せ弁	30
4 3	インタセプト弁	
4 4	低圧蒸気組み合せ弁	
4 5	低圧加減弁	
4 6	復水器	
4 7 a	第 1 復水・給水系	
4 7 b	第 2 復水・給水系	
4 8	復水ポンプ	
4 9 a	第 1 給水ポンプ	
4 9 b	第 2 給水ポンプ	
5 0 a , 5 0 b	過熱蒸気管	40
5 1 a , 5 1 b	流量調整弁	
5 2 a , 5 2 b	バイパス系	
5 3 a	流量調整弁	
5 4 a	流量調整弁	

【 図 1 】



【 図 2 】



---

フロントページの続き

(56)参考文献 特開平09-112292(JP,A)  
特開平09-004417(JP,A)  
特開平08-270408(JP,A)  
特開平09-013917(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F01K 23/10

F02C 7/12-18

F02C 6/18