

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2016年8月11日(11.08.2016)



(10) 国際公開番号
WO 2016/125300 A1

- (51) 国際特許分類:
F01K 23/10 (2006.01) *F01D 17/10* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2015/053376
- (22) 国際出願日: 2015年2月6日(06.02.2015)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (71) 出願人: 三菱重工業株式会社 (MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD.) [JP/JP]; 〒1088215 東京都港区港南二丁目16番5号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 上地 英之 (UECHI Hideyuki); 〒1088215 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内 Tokyo (JP). 相下 秀昭 (SUGISHITA Hideaki); 〒1088215 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内 Tokyo (JP). 岡 雄一 (OKA Yuichi); 〒1088215 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 森 隆一郎, 外 (MORI Ryuichirou et al.); 〒1006620 東京都千代田区丸の内一丁目9番2号 Tokyo (JP).

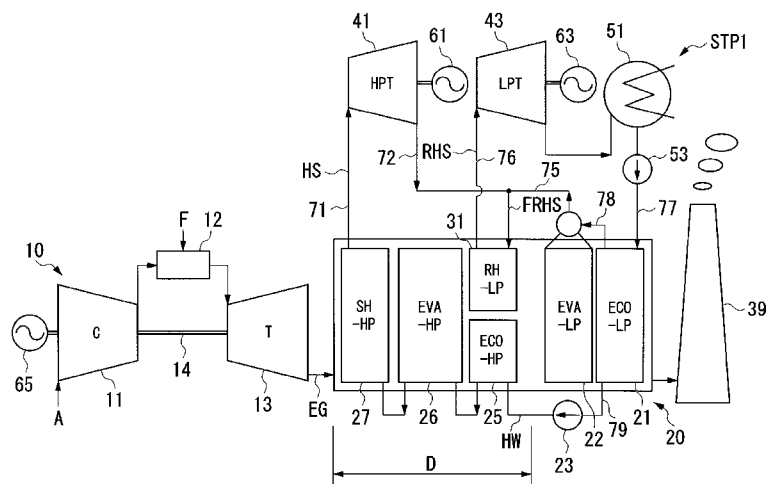
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ユーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第21条(3))

(54) Title: STEAM TURBINE PLANT, COMBINED CYCLE PLANT PROVIDED WITH SAME, AND METHOD OF OPERATING STEAM TURBINE PLANT

(54) 発明の名称: 蒸気タービンプラント、これを備えているコンバインドサイクルプラント、及び蒸気タービンプラントの運転方法



(57) Abstract: A boiler (20) includes: one or more evaporators (22, 26) which heat inflowing water using a heating fluid, to at least a specific heat at constant pressure maximum temperature at which the specific heat at constant pressure is maximized; and one or more reheaters (31) which use the heating fluid to heat steam that has come out of the boiler (20). All the reheaters (31) that supply steam to a low-pressure steam turbine (43) are disposed only on a downstream side of a high-pressure evaporator (26). All the reheaters (31) heat steam for reheating (FRHS), the temperature of which is lower than the specific heat at constant pressure maximum temperature in the high-pressure evaporator (26), including steam that has passed through a high-pressure steam turbine (41) which is supplied with steam from the high-pressure evaporator (26), to a temperature that is lower than the specific heat at constant pressure maximum temperature.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2016/125300 A1



ボイラー（２０）は、流入した水を定圧比熱が極大となる定圧比熱極大温度以上に加熱流体で加熱する１以上の蒸発器（２２，２６）と、ボイラー（２０）から出た蒸気を加熱流体で加熱する１以上の再熱器（３１）と、を有する。低圧蒸気タービン（４３）に蒸気を供給する全ての再熱器（３１）は、高圧蒸発器（２６）の下流側にのみ配置されている。全ての再熱器（３１）は、高圧蒸発器（２６）から蒸気が供給される高圧蒸気タービン（４１）を通過した蒸気を含み且つ高圧蒸発器（２６）における定圧比熱極大温度よりも温度が低い再熱用蒸気（ＦＲＨＳ）をこの定圧比熱極大温度未満まで加熱する。

明 細 書

発明の名称：

蒸気タービンプラント、これを備えているコンバインドサイクルプラント、及び蒸気タービンプラントの運転方法

技術分野

[0001] 本発明は、蒸気を発生するボイラーと、このボイラーからの蒸気で駆動する複数の蒸気タービンとを備えている蒸気タービンプラント、これを備えているコンバインドサイクルプラント、及び蒸気タービンプラントの運転方法に関する。

背景技術

[0002] 以下の特許文献 1 に記載の蒸気タービンプラントは、ガスタービンからの排気ガスの熱を利用して蒸気を発生する排熱回収ボイラーと、複数の蒸気タービンと、を備えている。

[0003] この蒸気タービンプラントでは、複数の蒸気タービンとして、高圧蒸気タービンと、高圧蒸気タービンから排気された蒸気で駆動する中圧蒸気タービンと、中圧蒸気タービンから排気されて再熱された蒸気で駆動する低圧蒸気タービンとを有する。排熱回収ボイラーは、高圧蒸気タービンに供給する水を加熱する高圧節炭器（HPEC01）と、高圧節炭器（HPEC01）で加熱された水を加熱して蒸気にする高圧蒸発器（HPEVA）と、高圧蒸発器（HPEVA）で発生した蒸気を過熱する下流側高圧過熱器（HPSH2）と、下流側高圧過熱器（HPSH2）で過熱された蒸気をさらに過熱する上流側高圧過熱器（HPSH1）と、中圧蒸気タービンから排気された蒸気を加熱する下流側再熱器（RH2）と、下流側再熱器（RH2）で加熱された蒸気をさらに加熱する上流再熱器（RH1）と、を有する。上流側高圧過熱器（HPSH1）で過熱された蒸気は、高圧蒸気として高圧蒸気タービンに供給される。また、上流側再熱器（RH1）で加熱された蒸気は、再熱蒸気として低圧蒸気タービンに供給される。

[0004] 下流側再熱器（RH2）は、排熱回収ボイラー中を流れる排気ガスの流れ方向

で、高圧蒸発器（HPEVA）よりも下流側に配置されている。また、上流側再熱器（RH1）は、排気ガスの流れ方向で、高圧蒸発器（HPEVA）よりも上流側に配置されている。よって、低圧蒸気タービンには、高圧蒸発器（HPEVA）よりも下流側に配置されている下流側再熱器（RH2）と、高圧蒸発器（HPEVA）よりも上流側に配置されている上流側再熱器（RH1）とで加熱された蒸気が供給される。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開2009-92372号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] 蒸気タービンプラントでは、プラント全体での効率を高めることが望まれている。

[0007] そこで、本発明は、プラント全体での効率を高めることができる蒸気タービンプラント、これを備えているコンバインドサイクルプラント、及び蒸気タービンプラントの運転方法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

[0008] 上記目的を達成するための発明に係る一態様としての蒸気タービンプラントは、

加熱流体で水を加熱して蒸気を発生するボイラーと、前記ボイラーからの蒸気で駆動する蒸気タービンと、を備え、前記ボイラーは、流入した水を定圧比熱が極大となる定圧比熱極大温度以上に前記加熱流体で加熱して、前記水を蒸気にする1以上の蒸発器と、前記ボイラーから出た蒸気を前記加熱流体で加熱する1以上の再熱器と、を有し、前記蒸気タービンとして、1以上の前記蒸発器のうち、流入する水の圧力が最も高い高圧蒸発器から蒸気が供給される第一蒸気タービンと、1以上の前記再熱器で加熱された蒸気が供給される第二蒸気タービンと、を有し、前記第二蒸気タービンに蒸気を供給す

る全ての前記再熱器は、前記高圧蒸発器を基準にして、前記加熱流体の流れ方向における下流側と上流側とのうちの一方側にのみ配置され、前記全ての再熱器が前記下流側にのみ配置されている場合、前記全ての再熱器は、前記第一蒸気タービンを通過した蒸気を少なくとも含み且つ前記高圧蒸発器における前記定圧比熱極大温度である高圧極大温度よりも温度が低い再熱用蒸気を前記高圧極大温度未満まで加熱し、前記全ての再熱器が前記上流側にのみ配置されている場合、前記全ての再熱器は、前記第一蒸気タービンを通過した蒸気を少なくとも含み且つ前記高圧極大温度よりも温度が高い再熱用蒸気を加熱する。

[0009] 複数の蒸気タービンの集まりである蒸気タービン群を蒸気が通過する過程で、蒸気のエネルギー落差が大きければ大きいほど、蒸気タービン群全体から得られる出力が大きくなる。蒸気タービンプラントでは、複数の蒸気タービンから排気された蒸気は、最終的に復水器で水に戻されてから、ボイラーに戻される。復水器に流入する蒸気の温度及び圧力は、この復水器で蒸気を冷却する水等の温度により必然的に定まる。高圧蒸発器で発生する蒸気は最も圧力が高く、復水器に至るまでの間に大きな圧力比で膨張し、最も大きなエネルギー落差で出力を取り出すことができる。従って、高圧蒸発器で発生する蒸気の流量を増大することは蒸気タービンプラントの出力、効率を高めるために極めて重要である。一方、高圧蒸発器では高圧極大温度付近の温度での流体の比熱が大きく、温度上昇に多くの熱を必要とする。このため、高圧蒸発器で利用できる高圧極大温度付近の温度レベルの熱量で、高圧蒸発器で発生可能な蒸気の流量が決まる。従って、高圧蒸発器に高圧極大温度付近の温度レベルの熱を多く投入し、高圧蒸発器で発生する蒸気の流量を増大することは蒸気タービンプラントの出力、効率を高めるために極めて重要なのである。そこで、第二蒸気タービンに供給する再熱用蒸気の加熱に加熱流体の熱量を効率的に利用し、高圧蒸発器に高圧極大温度付近の温度レベルの熱を多く供給して、第一蒸気タービンに対して高温の蒸気を多く供給する。この結果、蒸気が蒸気タービン群を通過する過程での蒸気のエネルギー落差が

大きくなり、蒸気タービン群全体から得られる出力が高まる。

[0010] 当該蒸気タービンプラントでは、第二蒸気タービンに蒸気を供給する全ての再熱器が、高圧蒸発器を基準にして、加熱流体の流れ方向における下流側と上流側とのうちの一方側にのみ配置されている。しかも、第二蒸気タービンに蒸気を供給する全ての再熱器では、再熱用蒸気の加熱過程で高圧蒸発器における定圧比熱極大温度である高圧極大温度を跨がぬよう、再熱用蒸気を加熱する。

[0011] 具体的に、第二蒸気タービンに蒸気を供給する全ての再熱器が、高圧蒸発器の下流側にのみ配置されている場合、この再熱器を通過する加熱流体の温度は、高圧蒸発器を通過する加熱流体の温度よりも低い。さらに、この場合、この再熱器は、高圧極大温度を跨がぬよう、高圧極大温度よりも温度が低い再熱用蒸気を高圧極大温度未満まで加熱する。よって、この場合、高圧蒸発器における定圧比熱極大温度付近の温度レベルの熱量であって、再熱器で消費される熱量を抑えることができるので、同温度レベルの熱を高圧蒸発器で多く利用し、高圧蒸発器で発生する蒸気の流量を増大させることができる。しかも、この再熱器に流入する蒸気の温度と、この蒸気を加熱する加熱流体の温度との差が小さく、加熱流体と蒸気との熱交換の効率がよく、この観点からも再熱器における加熱流体の熱を有効に利用することができる。

[0012] さらに、この場合、第二蒸気タービンに蒸気を供給する全ての再熱器が高圧蒸発器の下流側にのみ配置されているので、再熱器の存在によって高圧蒸発器を通過する加熱流体の温度は低下しない。このため、高圧蒸発器に対して高温の加熱流体の熱の多くを供給することができる。

[0013] よって、この場合、第二蒸気タービンに再熱器で加熱した蒸気を供給しつつも、第一蒸気タービンに対して高温の蒸気を多く供給することでき、蒸気タービン群全体から得られる出力を高めることができる。

[0014] また、第二蒸気タービンに蒸気を供給する全ての再熱器が、高圧蒸発器の上流側にのみ配置されている場合、この再熱器を通過する加熱流体の温度は、高圧蒸発器を通過する加熱流体の温度よりも高い。この場合、この再熱器

は、高圧極大温度を跨がぬよう、高圧極大温度よりも温度が高い再熱用蒸気を加熱する。よって、この場合、高圧蒸発器における定圧比熱極大温度付近の温度レベルの熱量であって、再熱器で消費される熱量を抑えることができるので、同温度レベルの熱を高圧蒸発器で多く利用し、高圧蒸発器で発生する蒸気の流量を増大させることができる。しかも、この再熱器に流入する蒸気の温度と、この蒸気を加熱する加熱流体の温度との差が小さく、加熱流体と蒸気との熱交換の効率がよく、この観点からも再熱器での加熱流体の熱を有効に利用することができる。

[0015] よって、この場合も、第二蒸気タービンに再熱器で加熱した蒸気を供給しつつも、第一蒸気タービンに対して高温の蒸気を多く供給することで、蒸気タービン群全体から得られる出力を高めることができる。

[0016] ここで、前記蒸気タービンプラントにおいて、前記第二蒸気タービンに蒸気を供給する前記全ての再熱器には、前記第一蒸気タービンを通過した全蒸気を含む前記再熱用蒸気を前記再熱器に送る蒸気回収ラインが接続されていてもよい。

[0017] また、以上のいずれかの前記蒸気タービンプラントにおいて、前記再熱用蒸気として、前記高圧極大温度よりも低い温度の第一再熱用蒸気と、前記高圧極大温度よりも高い温度の第二再熱用蒸気とがあり、前記第二蒸気タービンとして、第一再熱蒸気タービンと第二再熱蒸気タービンとを有し、前記第二蒸気タービンである前記第一再熱蒸気タービンに蒸気を供給する前記全ての再熱器として、前記高圧蒸発器を基準にして前記下流側のみに配置され、前記第一再熱用蒸気を前記高圧極大温度未満の温度にまで加熱する第一再熱器を有し、さらに、前記第二蒸気タービンである前記第二再熱蒸気タービンに蒸気を供給する前記全ての再熱器として、前記高圧蒸発器を基準にして前記上流側のみに配置され、前記第二再熱用蒸気を加熱する第二再熱器を有してもよい。

[0018] また、以上のいずれかの前記蒸気タービンプラントにおいて、前記ボイラーは、前記高圧蒸発器に流入する水の圧力を臨界圧よりも圧力の高い超臨界

圧にするポンプを備えていてもよい。

[0019] 当該蒸気タービンプラントでは、高圧蒸発器は、超臨界圧における擬臨界温度以上に水を加熱する。このため、当該蒸気タービンプラントでは、複数の蒸気タービンのうちで最も圧力の高い蒸気が供給される第一蒸気タービンに、高温で且つ高圧の蒸気を供給することができる。また、高圧蒸発器に流入する水の圧力が臨界圧よりも高い場合は、高圧蒸発器で発生する蒸気の圧力も高く、復水器に至るまでの間に特に大きな圧力比で膨張し、蒸気タービンのエネルギー落差が大きい。従って、再熱器における温度上昇幅も大きくなり、再熱器における高圧極大温度付近の熱量の消費も大きい。従って、本発明を適用し、再熱器で高圧極大温度を跨がぬように蒸気を再熱し、高圧極大温度付近の温度レベルの熱の消費を抑え、高圧蒸発器に供給する同温度レベルの熱量を増大させる。このように、高圧蒸発器の発生蒸気流量を増大させることで、蒸気タービン群全体からの出力を増大させることができる。

[0020] 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蒸気タービンプラントと、ガスタービンとを備え、前記ボイラーは、前記ガスタービンからの排気ガスを前記加熱流体とする排熱回収ボイラーである。

[0021] 当該コンバインドサイクルプラントでは、前記蒸気タービンプラントを備えているので、当該コンバインドサイクルプラントの効率を高めることができる。

[0022] 上記目的を達成するための発明に係る一態様としての蒸気タービンプラントの運転方法は、

加熱流体で水を加熱して蒸気を発生するボイラーと、前記ボイラーからの蒸気で駆動する蒸気タービンと、を備え、前記ボイラーは、流入した水を定圧比熱が極大となる定圧比熱極大温度以上に前記加熱流体で加熱して、前記水を蒸気にする1以上の蒸発器と、前記ボイラーから出た蒸気を前記加熱流体で加熱する1以上の再熱器と、を有し、前記蒸気タービンとして、1以上

の前記蒸発器のうち、流入する水の圧力が最も高い高圧蒸発器からの蒸気が供給される第一蒸気タービンと、1以上の前記再熱器で加熱された蒸気が供給される第二蒸気タービンと、を有する蒸気タービンプラントの運転方法において、

前記第二蒸気タービンに蒸気を供給する全ての前記再熱器を、前記高圧蒸発器を基準にして、前記加熱流体の流れ方向における下流側と上流側とのうちの一方側にのみ配置しておき、前記全ての再熱器を前記下流側にのみ配置している場合、前記全ての再熱器は、前記第一蒸気タービンを通過した蒸気を少なくとも含み且つ前記高圧蒸発器における前記定圧比熱極大温度である高圧極大温度よりも温度が低い再熱用蒸気を前記高圧極大温度未満まで加熱し、前記全ての再熱器を前記上流側にのみ配置している場合、前記全ての再熱器は、前記第一蒸気タービンを通過した蒸気を少なくとも含み且つ前記高圧極大温度よりも温度が高い再熱用蒸気を加熱する。

[0023] 当該運転方法でも、先に説明した蒸気タービンプラントと同様に、第二蒸気タービンに再熱器で加熱した蒸気を供給しつつも、第一蒸気タービンに対して高温の蒸気を多く供給することでき、蒸気タービン群全体から得られる出力を高めることができる。

[0024] ここで、前記蒸気タービンプラントの運転方法において、前記第二蒸気タービンに蒸気を供給する前記全ての再熱器には、前記第一蒸気タービンを通過した全蒸気を含む前記再熱用蒸気を供給してもよい。

[0025] また、以上のいずれかの前記蒸気タービンプラントの運転方法において、前記高圧蒸発器には、超臨界圧で擬臨界温度未満の水を供給し、前記水を前記擬臨界温度よりも高い温度にまで加熱してもよい。

発明の効果

[0026] 本発明の一態様では、第二蒸気タービンに再熱器で加熱した蒸気を供給しつつも、第一蒸気タービンに対して高温の蒸気を多く供給することできる。よって、本発明の一態様によれば、蒸気タービン群全体から得られる出力を高めることができ、蒸気タービンプラントの効率を高めることができる。

図面の簡単な説明

[0027] [図1]本発明に係る第一実施形態における蒸気タービンプラントの系統図である。

[図2]本発明に係る第一実施形態におけるボイラーでの排気ガス及び水（蒸気を含む）の流れに伴うそれぞれの熱量と温度との関係を示すTQ線図である。

[図3]比較例におけるボイラーでの排気ガス及び水（蒸気を含む）の流れに伴うそれぞれの熱量と温度との関係を示すTQ線図である。

[図4]本発明に係る第二実施形態における蒸気タービンプラントの系統図である。

[図5]本発明に係る第二実施形態におけるボイラーでの排気ガス及び水（蒸気を含む）の流れに伴うそれぞれの熱量と温度との関係を示すTQ線図である。

[図6]本発明に係る第一変形例における蒸気タービンプラントの系統図である。

[図7]本発明に係る第二変形例における蒸気タービンプラントの系統図である。

[図8]本発明に係る変形例における蒸気タービンの断面図である。

[図9]温度と水の定圧比熱との関係を示すグラフである。

発明を実施するための形態

[0028] 以下、本発明に係る蒸気タービンプラントの各種実施形態及び変形例について、図面を用いて説明する。

[0029] 「蒸気タービンプラントの第一実施形態」

まず、図1～図3を参照して、本発明に係る蒸気タービンプラントの第一実施形態について説明する。

[0030] 本実施形態の蒸気タービンプラントSTP1は、図1に示すように、ガスタービン10からの排気ガスEG（加熱流体）の熱を利用して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で発生した蒸気で駆動

する蒸気タービン41、43と、蒸気タービン41、43の駆動で発電する発電機61、63と、蒸気タービン41、43を駆動させた蒸気を水に戻す復水器51と、復水器51中の水を排熱回収ボイラー20に戻す給水ポンプ53と、排熱回収ボイラー20を通過した排気ガスEGを大気に放出する煙突39と、を備えている。なお、ここでは、ガスタービン10と蒸気タービンプラントSTP1とで、コンバインドサイクルプラントを構成している。

[0031] ガスタービン10は、空気を圧縮する圧縮機11と、圧縮機11で圧縮された空気中で燃料Fを燃焼させて燃焼ガスを生成する複数の燃焼器12と、高温高压の燃焼ガスにより駆動するタービン13と、を備えている。タービン13のタービンロータと圧縮機11の圧縮機ロータとは、同一の軸線を中心として回転するもので、相互に連結されて、ガスタービンロータ14を成している。このガスタービンロータ14には、例えば、発電機65の発電機ロータが接続されている。タービン13から排気された燃焼ガスは、排気ガスEGとして排熱回収ボイラー20に供給される。

[0032] 本実施形態の蒸気タービンプラントSTP1は、蒸気タービンとして高压蒸気タービン41（第一蒸気タービン）と低压蒸気タービン43（第二蒸気タービン）とを備えている。高压蒸気タービン41のタービンロータ、低压蒸気タービン43のタービンロータには、それぞれ、発電機61、63のロータが接続されている。

[0033] 排熱回収ボイラー20は、給水ポンプ53により送られてきた水を加熱する低压節炭器（ECO-LP）21と、低压節炭器21で加熱された水を蒸気にする低压蒸発器（EVA-LP）22と、低压節炭器21で加熱された水を昇圧する高压ポンプ23と、高压ポンプ23で昇圧された水である高压水HWを加熱する高压節炭器（ECO-HP）25と、高压節炭器25で加熱された高压水HWを蒸気にする高压蒸発器（EVA-HP）26と、高压蒸発器26で発生した蒸気を過熱して高压蒸気HSを生成する高压過熱器（SH-HP）27と、高压蒸気タービン41から排気された高压蒸気を含む再熱用蒸気FRHSを加熱する再熱器（RH-LP）31と、を有している。

[0034] ここで、排熱回収ボイラー 20 中を流れる排気ガス E G の流れ方向で、ガスタービン 10 を基準にして煙突 39 が存在する側を下流側、その反対側を上流側とする。低圧節炭器 21、低圧蒸発器 22、再熱器 31 及び高圧節炭器 25、高圧蒸発器 26、高圧過熱器 27 は、排熱回収ボイラー 20 の下流側から上流側に向かって、この順序で配置されている。なお、本実施形態で、排気ガス E G の流れ方向における再熱器 31 の位置と高圧節炭器 25 の位置とは、実質的に同じである。

[0035] 復水器 51 と低圧節炭器 21 とは、給水ライン 77 で接続されている。この給水ライン 77 には、前述の給水ポンプ 53 が設けられている。低圧節炭器 21 には、この低圧節炭器 21 で加熱された水を低圧蒸発器 22 に送る第一低圧水ライン 78 と、この低圧節炭器 21 で加熱された水を高圧節炭器 25 に送る第二低圧水ライン 79 とが接続されている。第二低圧水ライン 79 には、前述の高圧ポンプ 23 が設けられている。高圧過熱器 27 の蒸気出口と高圧蒸気タービン 41 の蒸気入口とは、高圧過熱器 27 で過熱された蒸気である高圧蒸気 H S を高圧蒸気タービン 41 に供給する高圧蒸気供給ライン 71 で接続されている。また、高圧蒸気タービン 41 の蒸気出口と再熱器 31 の蒸気入口とは、高圧蒸気回収ライン 72 で接続されている。この高圧蒸気回収ライン 72 には、低圧蒸発器 22 で発生した蒸気を再熱器 31 に送るための低圧蒸気ライン 75 が接続されている。再熱器 31 の蒸気出口と低圧蒸気タービン 43 の蒸気入口とは、再熱器 31 で加熱された蒸気である再熱蒸気 R H S を低圧蒸気タービン 43 に供給する再熱蒸気供給ライン 76 で接続されている。低圧蒸気タービン 43 の蒸気出口と復水器 51 とは、低圧蒸気タービン 43 から排気された蒸気が復水器 51 に供給されるよう互いに接続されている。

[0036] 次に、以上で説明したコンバインドサイクルプラントの動作について説明する。

[0037] ガスタービン 10 の圧縮機 11 は、大気中の空気 A を圧縮し、圧縮した空気 A を燃焼器 12 に供給する。また、燃焼器 12 には、燃料供給源からの燃

料Fも供給される。燃焼器12では、圧縮された空気A中で燃料Fが燃焼して、高温高压の燃焼ガスが生成される。この燃焼ガスは、タービン13内に送られ、このタービン13のタービンロータを回転させる。このタービンロータの回転で、ガスタービン10に接続されている発電機65は発電する。

[0038] タービン13のタービンロータを回転させた燃焼ガスは、排気ガスEGとしてガスタービン10から排気される。この排気ガスEGは、排熱回収ボイラー20内を通った後、煙突39から大気に放出される。排熱回収ボイラー20は、この排気ガスEGの熱を利用して水を蒸気にする。

[0039] 排熱回収ボイラー20中で、最も下流側の低圧節炭器21には、復水器51からの水が給水ライン77を介して供給される。低圧節炭器21は、この水を排気ガスEGと熱交換させて加熱する。低圧節炭器21で加熱された水の一部は、第一低圧水ライン78を介して、低圧蒸発器22に送られ、ここでさらに加熱されて蒸気になる。この蒸気は、低圧蒸気ライン75及び高压蒸気回収ライン72を介して、再熱器31に送られる。また、低圧節炭器21で加熱された残りの水は、高压ポンプ23で昇圧されて、高压水HWとして高压節炭器25に送られる。高压節炭器25は、高压水HWを排気ガスEGと熱交換させて加熱する。高压節炭器25で加熱された高压水HWは、高压蒸発器26でさらに加熱されて蒸気になる。この蒸気は、高压過熱器27でさらに過熱されて高压蒸気HSとなる。この高压蒸気HSは、高压蒸気供給ライン71を介して高压蒸気タービン41（第一蒸気タービン）に供給される。

[0040] 高压蒸気タービン41に供給された高压蒸気HSは、この高压蒸気タービン41のタービンロータを回転させる。このタービンロータの回転で、高压蒸気タービン41に接続されている発電機61は発電する。高压蒸気タービン41（第一蒸気タービン）を通過した高压蒸気は、高压蒸気回収ライン72を介して、再熱器31に送られる。また、前述したように、低圧蒸発器22で発生した蒸気も、低圧蒸気ライン75及び高压蒸気回収ライン72を介して、再熱器31に送られる。すなわち、高压蒸気タービン41を通過した

高压蒸気及び低压蒸発器 2 2 で発生した蒸気は、互いに合流して再熱用蒸気 F R H S として再熱器 3 1 に流入する。再熱用蒸気 F R H S は、再熱器 3 1 で加熱される。再熱器 3 1 で加熱された再熱用蒸気 F R H S は、再熱蒸気 R H S として、再熱蒸気供給ライン 7 6 を介して低压蒸気タービン 4 3（第二蒸気タービン）に供給される。

[0041] 低压蒸気タービン 4 3 に供給された再熱蒸気 R H S は、この低压蒸気タービン 4 3 のタービンロータを回転させる。このタービンロータの回転で、低压蒸気タービン 4 3 に接続されている発電機 6 3 は発電する。低压蒸気タービン 4 3 を通過した再熱蒸気は、復水器 5 1 に流入し、この復水器 5 1 で水に戻される。復水器 5 1 中の水は、給水ポンプ 5 3 により、前述したように、低压節炭器 2 1 に供給される。

[0042] ここで、本実施形態の高压蒸発器 2 6 は、図 9 に示す、所定の圧力での定圧比熱が極大となる定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ 以下の温度の水を、この定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ 以上の温度に加熱する装置である。具体的に、高压蒸発器 2 6 で加熱される水の圧力が臨界圧である場合、高压蒸発器 2 6 は、臨界圧において定圧比熱が極大となる温度、すなわち臨界温度 $T_{\max 1}$ （定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ ）以下の温度の水を臨界温度 $T_{\max 1}$ 以上の温度に加熱する装置である。高压蒸発器 2 6 で加熱される水の圧力が臨界圧よりも高い場合、高压蒸発器 2 6 は、高压蒸発器 2 6 で加熱される水の圧力において定圧比熱が極大となる温度、すなわち擬臨界温度 $T_{\max 2}$ （定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ ）以下の温度の水を擬臨界温度 $T_{\max 2}$ 以上の温度に加熱する装置である。高压蒸発器 2 6 で加熱される水の圧力が臨界圧よりも低い場合、高压蒸発器 2 6 は、高压蒸発器 2 6 で加熱される水の圧力において定圧比熱が極大となる温度、すなわち飽和温度 $T_{\max 3}$ （定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ ）以下の温度の水を飽和温度 $T_{\max 3}$ 以上の温度に加熱する装置である。よって、以上及び以下の説明で、高压蒸発器 2 6 で生成される蒸気とは、臨界圧において、臨界温度 $T_{\max 1}$ 以下の温度の水が臨界温度 $T_{\max 1}$ 以上の温度になった流体、又は、超臨界圧において、擬臨界温度 $T_{\max 2}$ 以下の温度の水が擬臨界温度 $T_{\max 2}$ 以上の温

度になった流体、亜臨界圧において、飽和温度 $T_{\max 3}$ 以下の温度の水が飽和温度 $T_{\max 3}$ 以上の温度になった流体である。また、高圧ポンプ 23 は、低圧節炭器 21 で加熱された水の圧力を臨界圧、超臨界圧、亜臨界圧まで昇圧するポンプである。なお、図 9 に示した擬臨界温度 $T_{\max 2}$ 、飽和温度 $T_{\max 3}$ は例であり、擬臨界温度 $T_{\max 2}$ 、飽和温度 $T_{\max 3}$ は高圧蒸発器 26 で加熱される水の圧力によって変化することに注意されたい。また、ここでは定圧比熱が無限大となる場合も含めて極大と呼ぶこととする。

[0043] また、本実施形態の再熱器 31 には、排熱回収ボイラー 20 が備えている複数の蒸発器 22, 26 のうち、流入する水の圧力が最も高い高圧蒸発器 26 における定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ (高圧極大温度 $T_{\max-HP}$) よりも温度が低い再熱用蒸気 $F R H S$ が流入する。つまり、高圧蒸発器 26 に臨界圧の水が供給される場合、再熱器 31 には臨界温度 $T_{\max 1}$ よりも温度が低い再熱用蒸気 $F R H S$ が流入する。また、高圧蒸発器 26 に超臨界圧の水が供給される場合、再熱器 31 には高圧蒸発器 26 に供給される水の圧力における擬臨界温度 $T_{\max 2}$ よりも温度が低い再熱用蒸気 $F R H S$ が流入する。また、高圧蒸発器 26 に亜臨界圧の水が供給される場合、再熱器 31 には高圧蒸発器 26 に供給される水の圧力における飽和温度 $T_{\max 3}$ よりも温度が低い再熱用蒸気 $F R H S$ が流入する。再熱器 31 は、この再熱用蒸気 $F R H S$ をこの定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ (高圧極大温度 $T_{\max-HP}$) 未満の温度にまで加熱する。よって、再熱器 31 は、この再熱器 31 を通る排気ガス $E G$ の温度、この再熱器 31 に流入する蒸気の温度及び流量に対して、再熱器 31 から流出する蒸気の温度を、定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ (高圧極大温度 $T_{\max-HP}$) 未満にまで高める、伝熱面積に設定されている。

[0044] 図 2 に、本実施形態における排気ガス $E G$ 及び水 (蒸気を含む) $HW/H S$ の流れに伴うそれぞれの熱量と温度との関係を示す $T Q$ 線図を示す。この $T Q$ 線図は、排気ガス $E G$ の流れ方向で、図 1 に示すように、排熱回収ボイラー 20 中で最上流に位置している高圧過熱器 ($SH-HP$) 27 から再熱器 ($RH-LP$) 31 及び高圧節炭器 ($ECO-HP$) 25 までの間 D の $T Q$ 線図である。ま

た、図2中、実線は高圧蒸気タービン41に供給される水（蒸気を含む）HW/HSのTQ線を示し、点線は排気ガスEGのTQ線を示し、一点鎖線は再熱用蒸気FRHSのTQ線を示す。なお、このTQ線図は、排気ガスEG及び水（蒸気を含む）の流れに伴うそれぞれの熱量と温度との関係を定性的に示すものであり、定量的に示すものではない。また、図2では例として高圧蒸発器26で加熱される水が超臨界圧の場合を示す。

[0045] 排気ガスEGは、下流側に流れるに従って次第に温度が低下すると共に熱量が少なくなる。一方、高圧蒸気タービン41に供給される水（蒸気を含む）HW/HSは、排気ガスEGとの熱交換で、上流側に流れるに従って次第に温度が上昇すると共に熱量が多くなる。具体的に、高圧節炭器（EC0-HP）25に流入した高圧水HSは、この高圧節炭器（EC0-HP）25を通る過程で次第に温度が上昇すると共に熱量が多くなる。この高圧節炭器（EC0-HP）25では、高圧水HSは擬臨界温度 $T_{\max 2}$ よりも低い温度にまで加熱される。高圧節炭器（EC0-HP）25から流出し、この高圧節炭器（EC0-HP）25よりも上流側に配置されている高圧蒸発器（EVA-HP）26に流入した水も、この高圧蒸発器（EVA-HP）26を通る過程で次第に温度が上昇すると共に熱量が多くなる。この高圧蒸発器（EVA-HP）26では、水は擬臨界温度 $T_{\max 2}$ よりも低い温度から擬臨界温度 $T_{\max 2}$ よりも高い温度にまで加熱され、蒸気になる。水又は蒸気HW/HSの熱量変化に対する温度変化は、擬臨界温度 $T_{\max 2}$ の近傍で小さく、この温度の近傍の周囲で大きくなる。この高圧蒸発器（EVA-HP）26から流出し、この高圧蒸発器（EVA-HP）26よりも上流側に配置されている高圧過熱器（SH-HP）27に流入した蒸気も、この高圧過熱器（SH-HP）27を通る過程で次第に温度が上昇すると共に熱量が多くなり、高圧蒸気HSになる。この高圧蒸気HSは、高圧蒸気タービン41に供給される。

[0046] 再熱器（RH-LP）31には、前述したように、擬臨界温度 $T_{\max 2}$ （超臨界圧の場合）より低い温度の再熱用蒸気FRHSが流入する。また、この再熱器（RH-LP）31には、排気ガスEGの流れ方向で再熱器（RH-LP）31と

実質的に同じ位置に配置されている高圧節炭器 (ECO-HP) 25 を通る排気ガス EG の温度と同じ温度の排気ガス EG が通る。再熱用蒸気 FRHS は、排気ガス EG との熱交換で、再熱器 (RH-LP) 31 を通る過程で次第に温度が上昇すると共に熱量が多くなる。但し、この再熱用蒸気 FRHS は、前述したように、擬臨界温度 $T_{\max 2}$ (超臨界圧の場合) 未満の温度にまでしか加熱されない。従って、再熱器 (RH-LP) 31 における擬臨界温度 $T_{\max 2}$ (超臨界圧の場合) 付近の温度レベルの熱の消費を抑え、高圧蒸発器 (EVA-HP) 26 で利用する熱量を増大させることができる。この再熱用蒸気 FRHS は、再熱器 (RH-LP) 31 で加熱されると、再熱蒸気 RHS として、低圧蒸気タービン 43 に供給される。

[0047] ここで、「背景技術」の欄で説明した蒸気タービンプラントを比較例とし、この比較例における排気ガス EG 及び水 (蒸気を含む) HW/HS の流れに伴うそれぞれの熱量と温度との関係について、図 3 の TQ 線図を用いて説明する。この TQ 線図も、図 2 の TQ 線図と同様、排気ガス EG 及び水 (蒸気を含む) HW/HS の流れに伴うそれぞれの熱量と温度との関係を定性的に示すものであり、定量的に示すものではない。

[0048] 比較例の蒸気タービンプラントでも、排気ガス EG (点線で示す) は、下流側に流れるに従って次第に温度が低下すると共に熱量が少なくなる。一方、高圧蒸気タービンに供給される水 (蒸気を含む) HW/HS は、排気ガス EG との熱交換で、上流側に流れるに従って次第に温度が上昇すると共に熱量が多くなる。具体的に、下流側の高圧節炭器 (HPEC01) に流入した水は、この高圧節炭器 (HPEC01)、高圧蒸発器 (HPEVA)、下流側高圧過熱器 (HPSH2)、上流側高圧過熱器 (HPSH1) へと上流側に流れるに従って次第に温度が上昇すると共に熱量が多くなる。高圧蒸気タービンに供給される水 (蒸気を含む) HW/HS は、高圧蒸発器 (HPEVA) を通る過程で、擬臨界温度 $T_{\max 2}$ より低い温度から擬臨界温度 $T_{\max 2}$ よりも高い温度に加熱される。

[0049] 下流側再熱器 (RH2) には、中圧蒸気タービンから排気された蒸気 FRHS が流入する。この蒸気 FRHS は、下流側再熱器 (RH2) を通る過程で、排気

ガス E G と熱交換して、次第に温度が上昇すると共に熱量が多くなる。この蒸気 F R H S は、下流側再熱器 (RH2) で、臨界温度より低い温度から擬臨界温度 $T_{\max 2}$ より低い温度にまで加熱される。下流側再熱器 (RH2) で加熱された蒸気 F R H S は、上流側再熱器 (RH1) を通る過程で、排気ガス E G と熱交換して、次第に温度が上昇すると共に熱量が多くなる。この蒸気 F R H S は、上流側再熱器 (RH1) で、擬臨界温度 $T_{\max 2}$ よりも高い温度にまで加熱される。擬臨界温度 $T_{\max 2}$ よりも高い温度にまで加熱された蒸気 F R H S は、再熱蒸気として低圧蒸気タービンに供給される。すなわち、比較例では、低圧蒸気タービンに、下流側再熱器 (RH2) 及び上流側再熱器 (RH1) により、臨界温度よりも低い温度から擬臨界温度 $T_{\max 2}$ よりも高い温度にまで加熱された再熱蒸気 R H S が供給される。

[0050] 以上のように、比較例の蒸気タービンプラントでは、低圧蒸気タービンに蒸気を供給する全ての再熱器である下流側再熱器 (RH2) 及び上流側再熱器 (RH1) で構成される再熱器群は、擬臨界温度 $T_{\max 2}$ よりも低い温度の蒸気 F R H S を擬臨界温度 $T_{\max 2}$ よりも高い温度にまで加熱する。よって、比較例の再熱器群に流入する蒸気 F R H S の温度と、この再熱器群から流出する蒸気 F R H S の温度との差が大きく、擬臨界温度 $T_{\max 2}$ 付近の温度レベルの熱量消費が多い。従って、高圧蒸発器 (HPEVA) で利用可能な同温度レベルの熱量は少なく、高圧蒸発器 (HPEVA) で発生可能な蒸気流量は少ない。しかも、再熱器群中の上流側再熱器 (RH1) に流入する蒸気 F R H S の温度が擬臨界温度 $T_{\max 2}$ よりも低い温度の蒸気である。一方で、上流側再熱器 (RH1) 内の蒸気を加熱する排気ガス E G の温度は、上流側再熱器 (RH1) が高圧蒸発器 (HPEVA) の上流側に配置されている関係上、擬臨界温度 $T_{\max 2}$ よりも高い温度である。このため、比較例では、再熱器群中の上流側再熱器 (RH1) に流入する蒸気 F R H S の温度とこの蒸気 F R H S を加熱する排気ガス E G の温度との差 ΔT が大きい。このため、排気ガス E G と蒸気 F R H S との熱交換の効率が低く、この観点からもこの再熱器群における排気ガス E G の熱量消費が多い。

[0051] さらに、比較例では、排気ガス E G と蒸気 F R H S との熱交換の効率が低く排気ガス E G の熱量消費が多い上流側再熱器 (RH1) が、高圧蒸発器 (HPEVA) より上流側に配置されているため、上流側再熱器 (RH1) を経て高圧蒸発器 (HPEVA) に至った時点で、排気ガス E G の温度が低くなっている。

[0052] 一般的に、複数の蒸気タービンの集まりである蒸気タービン群を蒸気が通過する過程で、この蒸気のエネルギー落差が大きければ大きいほど、蒸気タービン群全体から得られる出力が大きくなる。蒸気タービンプラントでは、複数の蒸気タービンから排気された蒸気は、最終的に復水器で水に戻されてから、ボイラーに戻される。復水器に流入する蒸気の温度及び圧力は、この復水器で蒸気を冷却する水等の温度により必然的に定まる。高圧蒸発器で発生する蒸気は、最も圧力が高く、復水器に至るまでの間に大きな圧力比で膨張し、最も大きなエネルギー落差で出力を取り出すことができる。従って、高圧蒸発器で発生する蒸気の流量を増大することは蒸気タービンプラントの出力、効率を高めるために極めて重要である。一方、高圧蒸発器では、高圧極大温度付近の温度での流体の比熱が大きく、温度上昇に多くの熱を必要とする。このため、高圧蒸発器で利用できる高圧極大温度付近の温度レベルの熱量で、高圧蒸発器で発生可能な蒸気の流量が決まる。従って、高圧蒸発器に高圧極大温度付近の温度レベルの熱を多く投入し、高圧蒸発器で発生する蒸気の流量を増大することは蒸気タービンプラントの出力、効率を高めるために極めて重要なのである。

[0053] そこで、本実施形態では、低圧蒸気タービン 4 3 (第二蒸気タービン) に供給する再熱用蒸気の加熱に加熱流体の熱量を効率的に利用し、高圧蒸発器 2 6 に高圧極大温度付近の温度レベルの熱を多く供給して、高圧蒸気タービン 4 1 (第一蒸気タービン) に対して高温の蒸気を多く供給する。この結果、蒸気が蒸気タービン群を通過する過程での蒸気のエネルギー落差が大きくなり、蒸気タービン群全体から得られる出力が高まる。

[0054] 本実施形態の蒸気タービンプラント S T P 1 では、低圧蒸気タービン 4 3 (第二蒸気タービン) に再熱蒸気 R H S を供給する全ての再熱器 3 1 (本実

施形態では一基の再熱器 31) が、高圧蒸発器 26 を基準にして、排気ガス EG (加熱流体) の流れ方向における下流側にのみ配置されている。しかも、低圧蒸気タービン 43 に再熱蒸気 RHS を供給する全ての再熱器 31 では、再熱用蒸気 FRHS の加熱過程で、高圧蒸発器 26 における定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ である高圧極大温度 $T_{\max-HP}$ を跨がぬよう、再熱用蒸気 FRHS を加熱する。

[0055] 具体的に、本実施形態では、低圧蒸気タービン 43 に再熱蒸気 RHS を供給する全ての再熱器 31 を通過する排気ガス EG の温度は、高圧蒸発器 26 を通過する排気ガス EG の温度よりも低い。また、本実施形態の全ての再熱器 31 には、高圧極大温度 $T_{\max-HP}$ (臨界温度 $T_{\max 1}$ (臨界圧の場合)、擬臨界温度 $T_{\max 2}$ (超臨界圧の場合)、飽和温度 $T_{\max 3}$ (亜臨界圧の場合)) より温度が低い再熱用蒸気 FRHS が流入する。本実施形態の全ての再熱器 31 は、高圧極大温度 $T_{\max-HP}$ を跨がぬよう、高圧極大温度 $T_{\max-HP}$ よりも温度が低い再熱用蒸気 FRHS を高圧極大温度 $T_{\max-HP}$ 未満まで加熱する。よって、本実施形態では、高圧蒸発器 26 における高圧極大温度 $T_{\max-HP}$ 付近の温度レベルの熱量であって、再熱器で消費される熱量を抑えることができるので、同温度レベルの熱を高圧蒸発器 26 で多く利用し、高圧蒸発器 26 で発生する蒸気の流量を増大させることができる。しかも、図 2 に示すように、再熱器 (RH-LP) 31 に流入する再熱用蒸気 FRHS の温度と、この再熱用蒸気 FRHS を加熱する排気ガス EG の温度との差 $\Delta T 1$ が比較例の上流側再熱器 (RH1) における温度差 ΔT (図 3 参照) よりも小さく、排気ガス EG と再熱用蒸気 FRHS との熱交換の効率がよく、この観点からも再熱器 31 における排気ガス EG の熱を有効に利用することができる。

[0056] さらに、本実施形態では、低圧蒸気タービン 43 に蒸気を供給する全ての再熱器 31 が高圧蒸発器 26 の下流側にのみ配置されているので、再熱器 31 の存在によって高圧蒸発器 26 を通過する排気ガス (加熱流体) の温度は低下しない。このため、本実施形態では、高圧蒸発器 26 に対して、比較例よりも高温の排気ガスを通過させることができる。

[0057] よって、本実施形態では、低圧蒸気タービン43に再熱器31で加熱した蒸気を供給しつつも、高圧蒸気タービン41に対して効率的に高温の蒸気を多く供給することで、蒸気タービン群全体から得られる出力を高めることができる。このため、本実施形態では、蒸気タービンプラントの効率を高めることができる。

[0058] 「蒸気タービンプラントの第二実施形態」

次に、図4及び図5を参照して、本発明に係る蒸気タービンプラントの第二実施形態について説明する。

[0059] 本実施形態の蒸気タービンプラントSTP2も、第一実施形態と同様、図4に示すように、排熱回収ボイラー20a、蒸気タービン41、42、43、発電機61、62、63、復水器51、給水ポンプ53、及び煙突39を備えている。なお、本実施形態においても、第一実施形態と同様、ガスタービン10と蒸気タービンプラントSTP2とで、コンバインドサイクルプラントを構成している。

[0060] 本実施形態の蒸気タービンプラントSTP2は、蒸気タービンとして、高圧蒸気タービン41（第一蒸気タービン）と、中圧蒸気タービン42（第二蒸気タービン、第二再熱蒸気タービン）と、低圧蒸気タービン43（第二蒸気タービン、第一再熱蒸気タービン）とを備えている。高圧蒸気タービン41のタービンロータ、中圧蒸気タービン42のタービンロータ、低圧蒸気タービン43のタービンロータには、それぞれ、発電機61、62、63のロータが接続されている。

[0061] 排熱回収ボイラー20aは、給水ポンプ53により送られてきた水を加熱する低圧節炭器（ECO-LP）21と、低圧節炭器21で加熱された水を蒸気する低圧蒸発器（EVA-LP）22と、低圧節炭器21で加熱された水を昇圧する高圧ポンプ23と、高圧ポンプ23で昇圧された水である高圧水HWを加熱する高圧節炭器（ECO-HP）25と、高圧節炭器25で加熱された高圧水を蒸気にする高圧蒸発器（EVA-HP）26と、高圧蒸発器26で発生した蒸気を過熱する第一高圧過熱器（SH1-HP）27と、第一高圧過熱器27で過熱された

蒸気をさらに過熱して高圧蒸気HSとする第二高圧過熱器（SH2-HP）28と、高圧蒸気タービン41から排気された蒸気を再熱用中圧蒸気FRHS2（第二再熱用蒸気）として加熱する中圧再熱器（RH-IP）32と、中圧蒸気タービン42から排気された蒸気を含む再熱用低圧蒸気FRHS1（第一再熱用蒸気）を加熱する低圧再熱器（RH-LP）31と、を有している。

[0062] 低圧節炭器21、低圧蒸発器22、低圧再熱器31及び高圧節炭器25、高圧蒸発器26、第一高圧過熱器27、中圧再熱器32、第二高圧過熱器28は、排熱回収ボイラー20aの下流側から上流側に向かって、この順序で配置されている。なお、本実施形態で、排気ガスEGの流れ方向における低圧再熱器31の位置と高圧節炭器25の位置とは、実質的に同じである。

[0063] 第二高圧過熱器28の蒸気出口と高圧蒸気タービン41の蒸気入口とは、第二高圧過熱器28で過熱された蒸気である高圧蒸気HSを高圧蒸気タービン41に供給する高圧蒸気供給ライン71で接続されている。また、高圧蒸気タービン41の蒸気出口と中圧再熱器32の蒸気入口とは、高圧蒸気回収ライン72aで接続されている。中圧再熱器32の蒸気出口と中圧蒸気タービン42の蒸気入口とは、中圧再熱器32で加熱された蒸気である再熱中圧蒸気RHS2を中圧蒸気タービン42に供給する再熱中圧蒸気供給ライン73で接続されている。中圧蒸気タービン42の蒸気出口と低圧再熱器31の蒸気入口とは、中圧蒸気回収ライン74で接続されている。この中圧蒸気回収ライン74には、低圧蒸発器22で発生した蒸気を低圧再熱器31に送るための低圧蒸気ライン75が接続されている。低圧再熱器31の蒸気出口と低圧蒸気タービン43の蒸気入口とは、低圧再熱器31で加熱された蒸気である再熱低圧蒸気RHS1を低圧蒸気タービン43に供給する再熱低圧蒸気供給ライン76で接続されている。低圧蒸気タービン43の蒸気出口と復水器51とは、低圧蒸気タービン43から排気された蒸気が復水器51に供給されるよう互いに接続されている。

[0064] 本実施形態の高圧蒸発器26も、第一実施形態の高圧蒸発器26と同様、所定の圧力（臨界圧、超臨界圧、亜臨界圧）での定圧比熱が極大となる定圧

比熱極大温度 $T_{\max}$ （臨界温度 $T_{\max 1}$ （臨界圧の場合）、擬臨界温度 $T_{\max 2}$ （超臨界圧の場合）、飽和温度 $T_{\max 3}$ （亜臨界圧の場合））よりも低い温度の水を、この定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ よりも高い温度に加熱する装置である。また、高圧ポンプ 23 も、第一実施形態の高圧ポンプ 23 と同様、低圧節炭器 21 で加熱された水の圧力を臨界圧、超臨界圧又は亜臨界圧まで昇圧するポンプである。

[0065] 次に、以上で説明したコンバインドサイクルプラントの動作について説明する。

[0066] 第一実施形態と同様に、ガスタービン 10 からの排気ガス EG は、排熱回収ボイラー 20a を介して、煙突 39 から大気に放出される。

[0067] 排熱回収ボイラー 20a 中で、最も下流側の低圧節炭器 21 には、復水器 51 からの水が給水ライン 77 を介して供給される。低圧節炭器 21 は、この水を排気ガス EG と熱交換させて加熱する。低圧節炭器 21 で加熱された水の一部は、低圧蒸発器 22 でさらに加熱されて蒸気になる。この蒸気は、第一低圧水ライン 78 及び中圧蒸気回収ライン 74 を介して、低圧再熱器 31 に送られる。また、低圧節炭器 21 で加熱された残りの水は、高圧ポンプ 23 で臨界圧、超臨界圧又は亜臨界圧に昇圧されて、高圧水 HW として高圧節炭器 25 に送られる。高圧節炭器 25 は、高圧水 HW を排気ガス EG と熱交換させて加熱する。高圧節炭器 25 で加熱された高圧水 HW は、高圧蒸発器 26 でさらに加熱されて蒸気になる。この蒸気は、第一高圧過熱器 27 及び第二高圧過熱器 28 でさらに過熱されて高圧蒸気 HS となる。この高圧蒸気 HS は、高圧蒸気供給ライン 71 を介して高圧蒸気タービン 41 に供給される。

[0068] 高圧蒸気タービン 41 に供給された高圧蒸気 HS は、この高圧蒸気タービン 41 のタービンロータを回転させる。このタービンロータの回転で、高圧蒸気タービン 41 に接続されている発電機 61 は発電する。高圧蒸気タービン 41 を通過した高圧蒸気 HS は、再熱用中圧蒸気 FRHS2（第二再熱用蒸気）として、高圧蒸気回収ライン 72a を介して、中圧再熱器 32（第二

再熱器)に送られる。

[0069] 再熱用中圧蒸気 F R H S 2 の温度は、高圧蒸発器 2 6 における定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ (高圧極大温度 $T_{\max-HP}$) よりも高い。つまり、高圧蒸発器 2 6 に臨界圧の水が供給される場合、再熱用中圧蒸気 F R H S 2 の温度は臨界温度 $T_{\max 1}$ よりも高く、高圧蒸発器 2 6 に超臨界圧の水が供給される場合、再熱用中圧蒸気 F R H S 2 の温度は高圧蒸発器 2 6 に供給される水の圧力における擬臨界温度 $T_{\max 2}$ よりも高い。また、高圧蒸発器 2 6 に亜臨界圧の水が供給される場合、再熱用中圧蒸気 F R H S 2 の温度は高圧蒸発器 2 6 に供給される水の圧力における飽和温度 $T_{\max 3}$ よりも高い。中圧再熱器 3 2 は、この再熱用中圧蒸気 F R H S 2 を加熱する。中圧再熱器 3 2 で加熱された再熱用中圧蒸気 F R H S 2 は、再熱中圧蒸気 R H S 2 として、再熱中圧蒸気供給ライン 7 3 を介して中圧蒸気タービン 4 2 (第二蒸気タービン、第二再熱蒸気タービン)に供給される。

[0070] 中圧蒸気タービン 4 2 に供給された再熱中圧蒸気 R H S 2 は、この中圧蒸気タービン 4 2 のタービンロータを回転させる。このタービンロータの回転で、中圧蒸気タービン 4 2 に接続されている発電機 6 2 は発電する。中圧蒸気タービン 4 2 を通過した再熱中圧蒸気 R H S 2 は、中圧蒸気回収ライン 7 4 を介して、低圧再熱器 3 1 に送られる。前述したように、低圧蒸発器 2 2 で発生した蒸気も、低圧蒸気ライン 7 5 及び中圧蒸気回収ライン 7 4 を介して、低圧再熱器 3 1 に送られる。すなわち、中圧蒸気タービン 4 2 を通過した再熱中圧蒸気及び低圧蒸発器 2 2 で発生した蒸気は、互いに合流して再熱用低圧蒸気 F R H S 1 (第一再熱用蒸気)として低圧再熱器 3 1 (第一再熱器)に流入する。

[0071] 再熱用低圧蒸気 F R H S 1 の温度は、高圧蒸発器 2 6 における定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ (高圧極大温度 $T_{\max-HP}$) よりも低い。つまり、高圧蒸発器 2 6 に臨界圧の水が供給される場合、再熱用低圧蒸気 F R H S 1 の温度は臨界温度 $T_{\max 1}$ よりも低く、高圧蒸発器 (EVA-HP) 2 6 に超臨界圧の水が供給される場合、再熱用低圧蒸気 F R H S 1 の温度は高圧蒸発器 2 6 に供給される

水の圧力における擬臨界温度 $T_{\max 2}$ よりも低い。また、高圧蒸発器 26 に亜臨界圧の水が供給される場合、再熱用中圧蒸気 $F R H S 2$ の温度は高圧蒸発器 26 に供給される水の圧力における飽和温度 $T_{\max 3}$ よりも低い。低圧再熱器 31 は、この再熱用低圧蒸気 $F R H S 1$ を定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ （高圧極大温度 $T_{\max-HP}$ ）未満の温度にまで加熱する。よって、低圧再熱器 31 は、この低圧再熱器 31 を通る排気ガス $E G$ の温度、この低圧再熱器 31 に流入する再熱用低圧蒸気 $F R H S 1$ の温度及び流量に対して、低圧再熱器 31 から流出する再熱用低圧蒸気 $F R H S 1$ の温度を、定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ （高圧極大温度 $T_{\max-HP}$ ）未満にまで昇温する、伝熱面積に設定されている。低圧再熱器 31 で加熱された再熱用低圧蒸気 $F R H S 1$ は、再熱低圧蒸気 $R H S 1$ として、再熱低圧蒸気供給ライン 76 を介して低圧蒸気タービン（第二蒸気タービン、第一再熱蒸気タービン）43 に供給される。

[0072] 低圧蒸気タービン 43 に供給された再熱低圧蒸気 $R H S 1$ は、この低圧蒸気タービン 43 のタービンロータを回転させる。このタービンロータの回転で、低圧蒸気タービン 43 に接続されている発電機 63 は発電する。低圧蒸気タービン 43 を通過した再熱低圧蒸気は、復水器 51 に流入し、この復水器 51 で水に戻される。復水器 51 中の水は、給水ポンプ 53 により、前述したように、低圧節炭器 21 に供給される。

[0073] 次に、本実施形態の蒸気タービンプラント $S T P 2$ における排気ガス $E G$ 及び水（蒸気を含む）の流れに伴うそれぞれの熱量と温度との関係について、図 5 の $T Q$ 線図を用いて説明する。この $T Q$ 線図は、排気ガス $E G$ の流れ方向で、図 4 に示すように、排熱回収ボイラー 20a 中で最上流に位置している第二高圧過熱器（ $S H 2-HP$ ）28 から低圧再熱器（ $R H-LP$ ）31 及び高圧節炭器（ $E C O-HP$ ）25 までの間 D の $T Q$ 線図である。なお、この $T Q$ 線図も、図 2 及び図 3 の $T Q$ 線図と同様、排気ガス $E G$ 及び水（蒸気を含む）の流れに伴うそれぞれの熱量と温度との関係を定性的に示すものであり、定量的に示すものではない。また、図 5 では例として高圧蒸発器 26 で加熱される水が超臨界圧の場合を示す。

[0074] 本実施形態の蒸気タービンプラントSTP2でも、排気ガスEG（点線で示す）は、下流側に流れるに従って次第に温度が低下すると共に熱量が少なくなる。一方、高圧蒸気タービン41に供給される水（蒸気を含む）HW/HSは、排気ガスEGとの熱交換で、上流側に流れるに従って次第に温度が上昇すると共に熱量が多くなる。具体的に、下流側の高圧節炭器（EC0-HP）25に流入した水は、この高圧節炭器（EC0-HP）25、高圧蒸発器（EVA-HP）26、第一高圧過熱器（SH-HP）27、第二高圧過熱器（SH2-HP）28へと上流側に流れるに従って次第に温度が上昇すると共に熱量が多くなる。高圧蒸気タービン41に供給される水（蒸気を含む）HW/HSは、高圧蒸発器（EVA-HP）26を通る過程で、この水に応じた定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ （高圧極大温度 $T_{\max-HP}$ ）より高い温度に加熱される。

[0075] 低圧再熱器（RH-LP）31には、前述したように、高圧蒸発器（EVA-HP）26における定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ （高圧極大温度 $T_{\max-HP}$ ）より低い温度の再熱用低圧蒸気FRHS1が流入する。また、この低圧再熱器（RH-LP）31には、排気ガスEGの流れ方向で低圧再熱器（RH-LP）31と実質的に同じ位置に配置されている高圧節炭器（EC0-HP）25を通る排気ガスEGの温度と同じ温度の排気ガスEGが通る。再熱用低圧蒸気FRHS1は、排気ガスEGとの熱交換で、低圧再熱器（RH-LP）31を通る過程で次第に温度が上昇すると共に熱量が多くなる。但し、この再熱用低圧蒸気FRHS1は、前述したように、高圧蒸発器（EVA-HP）26における定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ （高圧極大温度 $T_{\max-HP}$ ）未満の温度にまでしか加熱されない。この再熱用低圧蒸気FRHS1は、低圧再熱器（RH-LP）31で加熱されると、再熱低圧蒸気RHS1として、低圧蒸気タービン43に供給される。

[0076] 本実施形態の蒸気タービンプラントSTP2でも、低圧蒸気タービン43（第二蒸気タービン）に再熱低圧蒸気RHS1を供給する全ての再熱器（本実施形態では一基の低圧再熱器（RH-LP）31）が、高圧蒸発器（EVA-HP）26を基準にして、排気ガスEG（加熱流体）の流れ方向における下流側のみ配置されている。しかも、低圧蒸気タービン43に再熱低圧蒸気RHS

1 を供給する全ての低圧再熱器 (RH-LP) 31 では、再熱低圧蒸気 R H S 1 になる再熱用低圧蒸気 F R H S 1 の加熱過程で高圧蒸発器 (EVA-HP) 26 における定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ (高圧極大温度 $T_{\max-HP}$) を跨がぬよう、再熱用蒸気 F R H S を加熱する。

[0077] よって、本実施形態でも、高圧蒸発器 (EVA-HP) 26 における定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ (高圧極大温度 $T_{\max-HP}$) 付近の温度レベルの熱量であって、低圧再熱器 (RH-LP) 31 で消費される熱量を抑えることができるので、同温度レベルの熱を高圧蒸発器 (EVA-HP) 26 で多く利用し、高圧蒸発器 (EVA-HP) 26 で発生する蒸気の流量を増大させることができる。しかも、低圧再熱器 (RH-LP) 31 に流入する再熱用低圧蒸気 F R H S 1 の温度と、この再熱用低圧蒸気 F R H S 1 を加熱する排気ガス E G の温度との差 ΔT_1 が小さく、排気ガス E G と再熱用低圧蒸気 F R H S 1 との熱交換の効率がよく、この観点からも低圧再熱器 (RH-LP) 31 における排気ガス E G の熱を有効に利用することができる。

[0078] 中圧再熱器 (RH-IP) 32 には、前述したように、高圧蒸発器 (EVA-HP) 26 における定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ (高圧極大温度 $T_{\max-HP}$) より高い温度の再熱用中圧蒸気 F R H S 2 が流入する。再熱用中圧蒸気 F R H S 2 は、排気ガス E G との熱交換で、中圧再熱器 (RH-IP) 32 を通る過程で次第に温度が上昇すると共に熱量が多くなる。この再熱用中圧蒸気 F R H S 2 は、中圧再熱器 (RH-IP) 32 で加熱されると、再熱中圧蒸気 R H S 2 として、中圧蒸気タービン 42 に供給される。

[0079] 本実施形態の蒸気タービンプラント S T P 2 では、中圧蒸気タービン 42 (第二蒸気タービン) に再熱中圧蒸気 R H S 2 を供給する全ての再熱器 (本実施形態では一基の中圧再熱器 (RH-IP) 32) が、高圧蒸発器 (EVA-HP) 26 を基準にして、排気ガス E G (加熱流体) の流れ方向における上流側にのみ配置されている。しかも、中圧蒸気タービン 42 に再熱中圧蒸気 R H S 2 を供給する全ての中圧再熱器 (RH-IP) 32 は、高圧蒸発器 (EVA-HP) 26 における定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ (高圧極大温度 $T_{\max-HP}$) より高い温

度の再熱用中圧蒸気 F R H S 2 を加熱する。つまり、中圧蒸気タービン 4 2 に再熱中圧蒸気 R H S 2 を供給する全ての中圧再熱器 (R H - I P) 3 2 による再熱用中圧蒸気 F R H S 2 の加熱過程で、高圧蒸発器 (E V A - H P) 2 6 における定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ (高圧極大温度 $T_{\max-HP}$) を跨がない。

[0080] よって、本実施形態では、高圧蒸発器 (E V A - H P) 2 6 における定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ (高圧極大温度 $T_{\max-HP}$) 付近の温度レベルの熱量であって、中圧再熱器 (R H - I P) 3 2 で消費される熱量を抑えることができるので、同温度レベルの熱を高圧蒸発器 (E V A - H P) 2 6 で多く利用し、高圧蒸発器 (E V A - H P) 2 6 で発生する蒸気の流量を増大させることができる。しかも、中圧再熱器 (R H - I P) 3 2 に流入する再熱用中圧蒸気 F R H S 2 の温度と、この再熱用中圧蒸気 F R H S 2 を加熱する排気ガス E G の温度との差 ΔT_2 が小さく、排気ガス E G と再熱用中圧蒸気 F R H S 2 との熱交換の効率がよく、この観点からも中圧再熱器 (R H - I P) 3 2 における排気ガス E G の熱を有効に利用することができる。

[0081] よって、本実施形態では、低圧蒸気タービン 4 3 に低圧再熱器 3 1 で加熱した蒸気を供給し、さらに、中圧蒸気タービン 4 2 に中圧再熱器 3 2 で加熱した蒸気を供給しつつも、高圧蒸気タービン 4 1 に対して効率的に高温の蒸気を多く供給することで、蒸気タービン群全体から得られる出力を高めることができる。このため、本実施形態では、蒸気タービンプラントの効率を高めることができる。

[0082] 「蒸気タービンプラントの第一変形例」

次に、図 6 を参照して、蒸気タービンプラントの第一変形例について説明する。

[0083] 本変形例の蒸気タービンプラント S T P 3 は、第二実施形態の蒸気タービンプラント S T P 2 の変形例で、第二実施形態の中圧再熱器 (R H - I P) 3 2 を第一中圧再熱器 (R H 1 - I P) 3 2 b とこの第一中圧再熱器 3 2 b よりも上流側の第二中圧再熱器 (R H 2 - I P) 3 3 b とで構成したもので、他の構成に関しては、基本的に、第二実施形態と同様である。

[0084] 第一中圧再熱器 32b は、第二実施形態の中圧再熱器 32 と同様、排熱回収ボイラー 20b における排気ガス EG が流れる方向で、第一高圧過熱器 27 と第二高圧過熱器 28b との間に配置されている。第二中圧再熱器 33b は、排気ガス EG が流れる方向で、第一中圧再熱器 32b の上流側に配置されている第二高圧過熱器 28b と実質的に同じ位置に配置されている。第一中圧再熱器 32b の蒸気入口は、第二実施形態の中圧再熱器 32 と同様、高圧蒸気タービン 41 の蒸気出口と高圧蒸気回収ライン 72a で接続されている。また、第二中圧再熱器 33b の蒸気出口は、第二実施形態の中圧再熱器 32 と同様、中圧蒸気タービン 42 の蒸気入口と再熱中圧蒸気供給ライン 73 で接続されている。

[0085] 本変形例では、以上で説明したように、第二実施形態の中圧再熱器 32 を第一中圧再熱器 32b と第二中圧再熱器 33b との二基の中圧再熱器で構成している。しかしながら、中圧蒸気タービン 42（第二蒸気タービン）に再熱中圧蒸気 RHS2 を供給する全ての再熱器である第一中圧再熱器 32b 及び第二中圧再熱器 33b は、いずれも、高圧蒸発器 26 を基準にして、排気ガス EG（加熱流体）の流れ方向における上流側にのみ配置されている。しかも、中圧蒸気タービン 42 に再熱中圧蒸気 RHS2 を供給する全ての再熱器 32b, 33b は、高い温度の排気ガス EG により、高圧蒸発器 26 における定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ （高圧極大温度 $T_{\max-HP}$ ）より高い温度の再熱用中圧蒸気 FRHS2 を加熱する。

[0086] よって、本変形例の蒸気タービンプラント STP3 でも、第二実施形態の蒸気タービンプラント STP2 と同様の効果を得ることができる。

[0087] 以上のように、ある蒸気タービンに再熱蒸気を供給する再熱器は、複数基あっても、これら全ての再熱器が高圧蒸発器 26 の上流側にのみ又は下流側にのみ配置され、且つ高圧蒸発器 26 における定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ （高圧極大温度 $T_{\max-HP}$ ）を跨がぬよう再熱用蒸気を加熱するのであれば、以上の各実施形態と同様の効果を得ることができる。すなわち、本変形例では、高圧蒸発器 26 における定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ （高圧極大温度 $T_{\max-HP}$ ）付近

の温度レベルの熱量であって、これら全ての再熱器で消費される熱量を抑えることができるので、同温度レベルの熱を高圧蒸発器 26 で多く利用し、高圧蒸発器 26 で発生する蒸気の流量を増大させることができる。従って、高圧蒸気タービン 41 に対して効率的に高温の蒸気を多く供給することで、蒸気タービン群全体から得られる出力を高めることができる。このため、本変形例では、蒸気タービンプラントの効率を高めることができる。

[0088] なお、ここでは、ある蒸気タービンに再熱蒸気を供給する複数の再熱器は、直列に接続されているが、並列に接続されていてもよい。

[0089] 「蒸気タービンプラントの第二変形例」

次に、図 7 を参照して、蒸気タービンプラントの第二変形例について説明する。

[0090] 本変形例の蒸気タービンプラント S T P 4 も、以上の各実施形態及び第一変形例の蒸気タービンプラントと同様、ボイラー 20 c と、ボイラー 20 c で発生した蒸気で駆動する蒸気タービン 41, 42, 43 とを備えている。

[0091] 本変形例の蒸気タービンプラント S T P 4 は、蒸気タービンとして、高圧蒸気タービン 41 と、中圧蒸気タービン 42 と、低圧蒸気タービン 43 とを備えている。高圧蒸気タービン 41 のタービンロータ、中圧蒸気タービン 42 のタービンロータ、低圧蒸気タービン 43 のタービンロータには、それぞれ、発電機 61, 62, 63 のロータが接続されている。

[0092] 以上の各実施形態及び第一変形例の蒸気タービンプラントにおけるボイラーは、火炉を有さず、ガスタービン 10 からの排気ガス E G の熱を利用して蒸気を発生させる排熱回収ボイラー 20, 20 a, 20 b である。一方、本変形例の蒸気タービンプラント S T P 4 におけるボイラーは、火炉 38 c を有するボイラー 20 c である。このボイラー 20 c 内には、火炉 38 c で発生した燃焼ガスが流れる。ボイラー 20 c は、この燃焼ガスにより水等を加熱し、蒸気を生成する。ボイラー 20 c から排気された燃焼ガスは、煙突 39 を経由して大気に放出される。

[0093] 本変形例のボイラー 20 c は、油やガス等の燃料を燃焼させる火炉 38 c

と、水を加熱する節炭器 21c と、節炭器 21c で加熱された水を蒸気にする蒸発器 22c と、蒸発器 22c で発生した熱を過熱して高圧蒸気 HS を生成する過熱器 27c と、高圧蒸気タービン 41 から排気された蒸気を再熱用中圧蒸気 FRHS2 として加熱する中圧再熱器 32c と、中圧蒸気タービン 42 から排気された蒸気を含む再熱用低圧蒸気 FRHS1 を加熱する低圧再熱器 31c と、を有している。

[0094] ここで、ボイラー 20c 内を流れる燃焼ガスの流れ方向で、火炉 38c を基準にして煙突 39 が存在する側を下流側、その反対側を上流側とする。節炭器 21c、低圧再熱器 31c、蒸発器 22c、中圧再熱器 32c、過熱器 27c、火炉 38c は、ボイラー 20c の下流側から上流側に向かって、この順序で配置されている。

[0095] 本変形例の蒸気タービンプラント STP4 は、さらに、低圧蒸気タービン 43 から排気された蒸気を水に戻す復水器 51 と、復水器 51 からの水を昇圧する復水ポンプ 54 と、復水ポンプ 54 で昇圧された水をさらに昇圧してボイラー 20c に送る給水ポンプ 53c と、復水器 51 からの水を加熱する給水加熱器 81、82、83 と、を備えている。

[0096] 給水加熱器 81、82、83 には、復水器 51 からの水を一次加熱する一次給水加熱器 81 と、一次給水加熱器 81 で加熱された水をさらに加熱する二次給水加熱器 82 と、二次給水加熱器 82 で加熱された水をさらに加熱する三次給水加熱器 83 とがある。給水ポンプ 53c は、一次給水加熱器 81 と二次給水加熱器 82 との間に配置され、一次給水加熱器 81 で加熱された水を昇圧し、この水を二次給水加熱器 82 及び三次給水加熱器 83 を介してボイラー 20c に送る。

[0097] 過熱器 27c の蒸気出口と高圧蒸気タービン 41 の蒸気入口とは、過熱器 27c で過熱された蒸気である高圧蒸気 HS を高圧蒸気タービン 41 に供給する高圧蒸気供給ライン 71 で接続されている。高圧蒸気タービン 41 の蒸気出口と中圧再熱器 32c の蒸気入口とは、高圧蒸気回収ライン 72a で接続されている。中圧再熱器 32c の蒸気出口と中圧蒸気タービン 42 の蒸気

入口とは、中圧再熱器 3 2 c で加熱された蒸気である再熱中圧蒸気 R H S 2 を中圧蒸気タービン 4 2 に供給する再熱中圧蒸気供給ライン 7 3 で接続されている。中圧蒸気タービン 4 2 の蒸気出口と低圧再熱器 3 1 c の蒸気入口とは、中圧蒸気回収ライン 7 4 で接続されている。低圧再熱器 3 1 c の蒸気出口と低圧蒸気タービン 4 3 の蒸気入口とは、低圧再熱器 3 1 c で加熱された蒸気である再熱低圧蒸気 R H S 1 を低圧蒸気タービン 4 3 に供給する再熱低圧蒸気供給ライン 7 6 で接続されている。低圧蒸気タービン 4 3 の蒸気出口と復水器 5 1 とは、低圧蒸気タービン 4 3 から排気された蒸気が復水器 5 1 に供給されるよう互いに接続されている。低圧蒸気タービン 4 3 の蒸気抽気口と一次給水加熱器 8 1 とは、この蒸気抽気口から抽気された蒸気を、一次給水加熱器 8 1 での熱源として一次給水加熱器 8 1 に送る低圧抽気ライン 8 5 で接続されている。中圧蒸気タービン 4 2 の蒸気抽気口と二次給水加熱器 8 2 とは、この蒸気抽気口から抽気された蒸気を、二次給水加熱器 8 2 での熱源として二次給水加熱器 8 2 に送る中圧抽気ライン 8 6 で接続されている。高圧蒸気タービン 4 1 の蒸気抽気口と三次給水加熱器 8 3 とは、この蒸気抽気口から抽気された蒸気を、三次給水加熱器 8 3 での熱源として三次給水加熱器 8 3 に送る高圧抽気ライン 8 7 で接続されている。

[0098] 本変形例の蒸発器 2 2 c は、以上の各実施形態及び第一変形例の高圧蒸発器 2 6 と同様、定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ （高圧極大温度 $T_{\max-HP}$ ）よりも低い温度の水を、この定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ よりも高い温度に加熱する装置である。また、本変形例の給水ポンプ 5 3 c は、以上の各実施形態及び第一変形例の高圧ポンプ 2 3 と同様、水の圧力を臨界圧、超臨界圧又は亜臨界圧まで昇圧するポンプである。

[0099] 次に、本変形例の蒸気タービンプラント S T P 4 の動作について説明する。

[0100] ボイラー 2 0 c 中で、最も下流側の節炭器 2 1 c には、複数の給水加熱器 8 1, 8 2, 8 3 で加熱された水が供給される。節炭器 2 1 c は、この水を燃焼ガスと熱交換させて加熱する。節炭器 2 1 c で加熱された水は、火炉 3

8 c に設けられている水管等を経由して蒸発器 2 2 c に送られる。蒸発器 2 2 c では、この水をさらに加熱して蒸気にする。この蒸気は、火炉 3 8 c に設けられている水管等を経由して過熱器 2 7 c に送られる。過熱器 2 7 c では、この蒸気を過熱して高圧蒸気 H S にする。この高圧蒸気 H S は、高圧蒸気供給ライン 7 1 を介して高圧蒸気タービン 4 1 に供給される。

[0101] 高圧蒸気タービン 4 1 を通過した高圧蒸気 H S は、再熱用中圧蒸気 F R H S 2 として、高圧蒸気回収ライン 7 2 a を介して、中圧再熱器 3 2 c に送られる。再熱用中圧蒸気 F R H S 2 の温度は、蒸発器 2 2 c における定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ (高圧極大温度 $T_{\max-HP}$) よりも高い。中圧再熱器 3 2 c は、この再熱用中圧蒸気 F R H S 2 を加熱する。中圧再熱器 3 2 c で加熱された再熱用中圧蒸気 F R H S 2 は、再熱中圧蒸気 R H S 2 として、再熱中圧蒸気供給ライン 7 3 を介して中圧蒸気タービン 4 2 に供給される。

[0102] 中圧蒸気タービン 4 2 を通過した再熱中圧蒸気 R H S 2 は、再熱用低圧蒸気 F R H S 1 として、中圧蒸気回収ライン 7 4 を介して、低圧再熱器 3 1 c に送られる。再熱用低圧蒸気 F R H S 1 の温度は、蒸発器 2 2 c における定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ (高圧極大温度 $T_{\max-HP}$) よりも低い。低圧再熱器 3 1 c は、この再熱用低圧蒸気 F R H S 1 を定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ (高圧極大温度 $T_{\max-HP}$) 未満の温度にまで加熱する。低圧再熱器 3 1 c で加熱された再熱用低圧蒸気 F R H S 1 は、再熱低圧蒸気 R H S 1 として、再熱低圧蒸気供給ライン 7 6 を介して低圧蒸気タービン 4 3 に供給される。

[0103] 低圧蒸気タービン 4 3 を通過した再熱低圧蒸気 R H S 1 は、復水器 5 1 に流入し、この復水器 5 1 で水に戻される。復水器 5 1 中の水は、復水ポンプ 5 4 により、一次給水加熱器 8 1 に送られる。一次給水加熱器 8 1 では、低圧蒸気タービン 4 3 から抽気された蒸気との熱交換により、加熱される。一次給水加熱器 8 1 で加熱された水は、給水ポンプ 5 3 c で昇圧された後、二次給水加熱器 8 2 に送られる。二次給水加熱器 8 2 では、中圧蒸気タービン 4 2 から抽気された蒸気との熱交換により、加熱される。二次給水加熱器 8 2 で加熱された水は、三次給水加熱器 8 3 に送られる。三次給水加熱器 8 3

では、高圧蒸気タービン41から抽気された蒸気との熱交換により、加熱される。三次給水加熱器83で加熱された水は、ボイラー20cの節炭器21cに送られる。

[0104] 本変形例の蒸気タービンプラントSTP4でも、低圧蒸気タービン43（第二蒸気タービン）に再熱低圧蒸気RHS1を供給する全ての再熱器（本変形例では一基の低圧再熱器31c）が、蒸発器22cを基準にして、燃焼ガス（加熱流体）の流れ方向における下流側にのみ配置されている。しかも、低圧蒸気タービン43に再熱低圧蒸気RHS1を供給する全ての低圧再熱器31cでは、再熱用低圧蒸気FRHS1の加熱過程で蒸発器22cにおける定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ （高圧極大温度 $T_{\max-HP}$ ）を跨がぬよう、再熱用蒸気FRHSを加熱する。

[0105] また、本変形例の蒸気タービンプラントSTP4でも、中圧蒸気タービン42（第二蒸気タービン）に再熱中圧蒸気RHS2を供給する全ての再熱器（本変形例では一基の中圧再熱器32c）が、蒸発器22cを基準にして、燃焼ガスの流れ方向における上流側にのみ配置されている。しかも、中圧蒸気タービン42に再熱中圧蒸気RHS2を供給する全ての中圧再熱器32cでは、蒸発器22cにおける定圧比熱極大温度 $T_{\max}$ より高い温度の再熱用中圧蒸気FRHS2を加熱する。

[0106] よって、本変形例でも、低圧蒸気タービン43に低圧再熱器31cで加熱した蒸気を供給し、さらに、中圧蒸気タービン42に中圧再熱器32cで加熱した蒸気を供給しつつも、高圧蒸気タービン41に対して効率的に高温の蒸気を多く供給することで、蒸気タービン群全体から得られる出力を高めることができる。このため、本変形例でも、蒸気タービンプラントの効率を高めることができる。

[0107] 以上のように、蒸気を発生するボイラーは、ガスタービン10からの排気ガスEGの熱を利用して蒸気を発生させる排熱回収ボイラーでなくてもよく、例えば、本変形例のように、火炉38cを有するボイラー20cであってもよい。また、排熱回収ボイラーは、ガスタービン10からの排気ガスEG

を利用するものではなく、例えば、セメントプラント、高炉等からの排気ガスEGを利用するものであってもよい。

[0108] なお、以上の各実施形態及び各変形例で、最も高圧の水が流入する蒸発器には、臨界圧又は超臨界圧の水で、且つ臨界温度（臨界温度の場合）又は擬臨界温度（超臨界圧の場合）より温度が低い水が流入し、この蒸発器は、この水を臨界温度（臨界温度の場合）又は擬臨界温度（超臨界圧の場合）より高い温度に加熱するものであることが好ましい。これは、蒸発器から高圧蒸気タービンに供給される蒸気の温度及び圧力が高くなり、蒸気タービン群を蒸気が通過する過程での蒸気のエネルギー落差を大きくすることができるからである。さらに、再熱器から流出する再熱蒸気の温度及び圧力が高まるからである。

[0109] 「蒸気タービンの変形例」

次に、図8を参照して、蒸気タービンの変形例について説明する。

[0110] 以上の各実施形態及び各変形例の蒸気タービンプラントが備えている複数の蒸気タービンは、いずれも、蒸気タービン毎に、タービンロータを有している。しかしながら、一の蒸気タービンは、他の蒸気タービンと共有するタービンロータを有してもよい。すなわち、複数の蒸気タービンは、タービンロータを互いに共有するコンパウンド型蒸気タービンであってもよい。

[0111] 本変形例の蒸気タービンは、図8に示すように、二基の蒸気タービン41a、43bが互いでタービンロータ46を共有するコンパウンド型蒸気タービン45である。このコンパウンド型蒸気タービン45を構成する二基の蒸気タービン41a、43bのうち、一基の蒸気タービンは例えば高圧蒸気タービン41aで、残りの一基の蒸気タービンは例えば低圧蒸気タービン43bである。

[0112] このコンパウンド型蒸気タービン45は、タービンロータ46と、タービンケーシング47とを有する。タービンロータ46は、その軸方向の一方側が高圧ロータ部46aを成し、他方側が低圧ロータ部46bを成す。タービンケーシング47は、タービンロータ46の高圧ロータ部46aを覆う高圧

ケーシング部 47a と、タービンロータ 46 の低圧ロータ部 46b を覆う低圧ケーシング部 47b とを有する。高圧蒸気タービン 41a は、高圧ロータ部 46a と高圧ケーシング部 47a とを有する。低圧蒸気タービン 43b は、低圧ロータ部 46b と低圧ケーシング部 47b とを有する。このコンパウンド型蒸気タービン 45 のタービンロータ 46 には、1 基の発電機が接続されている。すなわち、複数の蒸気タービンをコンパウンド化した場合、以上の各実施形態及び各変形例のように、複数の蒸気タービン毎に発電機を接続する必要はない。

[0113] 高圧ケーシング部 47a には、高圧ケーシング部 47a 内に蒸気を導く高圧蒸気入口 48a と、高圧ケーシング部 47a 内の蒸気をタービンケーシング 47 外に排気する高圧蒸気出口 49a とが形成されている。また、低圧ケーシング部 47b には、低圧ケーシング部 47b 内に蒸気を導く低圧蒸気入口 48b と、低圧ケーシング部 47b 内の蒸気をタービンケーシング 47 外に排気する低圧蒸気出口 49b とが形成されている。

[0114] 高圧蒸気タービン 41a の高圧蒸気入口 48a は、例えば、第一実施形態の高圧蒸気タービン 41 の蒸気入口と同様、高圧過熱器 27 の蒸気出口と接続される。高圧蒸気タービン 41a の高圧蒸気出口 49a は、例えば、第一実施形態の高圧蒸気タービン 41 の蒸気出口と同様、再熱器 31 の蒸気入口と接続される。低圧蒸気タービン 43b の低圧蒸気入口 48b は、例えば、第一実施形態の低圧蒸気タービン 43 の蒸気入口と同様、再熱器 31 の蒸気出口と接続されている。低圧蒸気タービン 43 の低圧蒸気出口 49b は、例えば、第一実施形態の低圧蒸気タービン 43 の蒸気出口を同様、復水器 51 に接続される。

[0115] なお、以上では、高圧蒸気タービンと低圧蒸気タービンとをコンパウンド化した例であるが、高圧蒸気タービン、中圧蒸気タービン及び低圧蒸気タービンをコンパウンド化してもよい。高圧蒸気タービン、中圧蒸気タービン及び低圧蒸気タービンに対するコンパウンド型としては、一つのタービンロータを高圧蒸気タービン、中圧蒸気タービン及び低圧蒸気タービンで共有するタ

ンデムコンパウンド型と、二つのタービンロータのうち、一方のタービンロータのみをいずれか二基の蒸気タービンで共有するクロスコンパウンド型とがある。タンデムコンパウンド型とクロスコンパウンド型のいずれを採用するかは、設置条件、運用条件、保守条件等に応じて定められる。

[0116] 「その他の変形例」

以上の各実施形態及び各変形例の蒸気タービンやガスタービンの駆動対象は、いずれも発電機である。しかしながら、蒸気タービンやガスタービンの駆動対象は、発電機でなくてもよく、例えば、ポンプ等の回転機械であってもよい。

産業上の利用可能性

[0117] 本発明の一態様によれば、蒸気タービンプラントの効率を高めることができる。

符号の説明

[0118] 10 : ガスタービン、20, 20a, 20b : 排熱回収ボイラー（ボイラー）、20c : ボイラー、21 : 低圧節炭器、21c : 節炭器、22 : 低圧蒸発器、22c : 蒸発器、23 : 高圧ポンプ、25 : 高圧節炭器、26 : 高圧蒸発器、27 : （第一）高圧過熱器、27c : 過熱器、28, 28b : 第二高圧過熱器、31, 31c : 低圧再熱器（第一再熱器）、32, 32c : 中圧再熱器（第二再熱器）、32b : 第一中圧再熱器（第二再熱器）、33b : 第二中圧再熱器（第二再熱器）、39 : 煙突、41, 41a : 高圧蒸気タービン、42 : 中圧蒸気タービン（第二蒸気タービン、第二再熱蒸気タービン）、43, 43b : 低圧蒸気タービン（第二蒸気タービン、第一再熱蒸気タービン）、45 : コンパウンド型蒸気タービン、51 : 復水器、53, 53c : 給水ポンプ、54 : 復水ポンプ、61, 62, 63, 65 : 発電機、71 : 高圧蒸気供給ライン、72, 72a : 高圧蒸気回収ライン、73 : 再熱中圧蒸気供給ライン、74 : 中圧蒸気回収ライン、76 : 再熱（低圧）蒸気供給ライン、77 : 給水ライン、STP1, STP2, STP3, STP4 : 蒸気タービンプラント、EG : 排気ガス（加熱流体）、HS : 高圧蒸気、RHS : 再

熱蒸気、RHS 1 : 再熱低圧蒸気、RHS 2 : 再熱中圧蒸気、FRHS : 再熱用蒸気、FRHS 1 : 再熱用低圧蒸気（第一再熱用蒸気）、FRHS 2 : 再熱用中圧蒸気（第二再熱用蒸気）

請求の範囲

[請求項1] 加熱流体で水を加熱して蒸気を発生するボイラーと、前記ボイラーからの蒸気で駆動する蒸気タービンと、を備え、

前記ボイラーは、流入した水を定圧比熱が極大となる定圧比熱極大温度以上に前記加熱流体で加熱して、前記水を蒸気にする1以上の蒸発器と、前記ボイラーから出た蒸気を前記加熱流体で加熱する1以上の再熱器と、を有し、

前記蒸気タービンとして、1以上の前記蒸発器のうち、流入する水の圧力が最も高い高圧蒸発器から蒸気が供給される第一蒸気タービンと、1以上の前記再熱器で加熱された蒸気が供給される第二蒸気タービンと、を有し、

前記第二蒸気タービンに蒸気を供給する全ての前記再熱器は、前記高圧蒸発器を基準にして、前記加熱流体の流れ方向における下流側と上流側とのうちの一方側にのみ配置され、

前記全ての再熱器が前記下流側にのみ配置されている場合、前記全ての再熱器は、前記第一蒸気タービンを通過した蒸気を少なくとも含み且つ前記高圧蒸発器における前記定圧比熱極大温度である高圧極大温度よりも温度が低い再熱用蒸気を前記高圧極大温度未満まで加熱し、前記全ての再熱器が前記上流側にのみ配置されている場合、前記全ての再熱器は、前記第一蒸気タービンを通過した蒸気を少なくとも含み且つ前記高圧極大温度よりも温度が高い再熱用蒸気を加熱する、蒸気タービンプラント。

[請求項2] 前記第二蒸気タービンに蒸気を供給する前記全ての再熱器には、前記第一蒸気タービンを通過した全蒸気を含む前記再熱用蒸気を前記再熱器に送る蒸気回収ラインが接続されている、

請求項1に記載の蒸気タービンプラント。

[請求項3] 前記再熱用蒸気として、前記高圧極大温度よりも低い温度の第一再熱用蒸気と、前記高圧極大温度よりも高い温度の第二再熱用蒸気とが

あり、

前記第二蒸気タービンとして、第一再熱蒸気タービンと第二再熱蒸気タービンとを有し、

前記第二蒸気タービンである前記第一再熱蒸気タービンに蒸気を供給する前記全ての再熱器として、前記高圧蒸発器を基準にして前記下流側のみに配置され、前記第一再熱用蒸気を前記高圧極大温度未満の温度にまで加熱する第一再熱器を有し、

さらに、前記第二蒸気タービンである前記第二再熱蒸気タービンに蒸気を供給する前記全ての再熱器として、前記高圧蒸発器を基準にして前記上流側のみに配置され、前記第二再熱用蒸気を加熱する第二再熱器を有する、

請求項 1 又は 2 に記載の蒸気タービンプラント。

[請求項4] 前記ボイラーは、前記高圧蒸発器に流入する水の圧力を臨界圧よりも圧力の高い超臨界圧にするポンプを備えている、

請求項 1 から 3 のいずれか一項に記載の蒸気タービンプラント。

[請求項5] 請求項 1 から 4 のいずれか一項に記載の蒸気タービンプラントと、ガスタービンとを備え、

前記ボイラーは、前記ガスタービンからの排気ガスを前記加熱流体とする排熱回収ボイラーである、

コンバインドサイクルプラント。

[請求項6] 加熱流体で水を加熱して蒸気を発生するボイラーと、前記ボイラーからの蒸気で駆動する蒸気タービンと、を備え、

前記ボイラーは、流入した水を定圧比熱が極大となる定圧比熱極大温度以上に前記加熱流体で加熱して、前記水を蒸気にする 1 以上の蒸発器と、前記ボイラーから出た蒸気を前記加熱流体で加熱する 1 以上の再熱器と、を有し、

前記蒸気タービンとして、1 以上の前記蒸発器のうち、流入する水の圧力が最も高い高圧蒸発器からの蒸気が供給される第一蒸気タービ

ンと、1以上の前記再熱器で加熱された蒸気が供給される第二蒸気タービンと、を有する蒸気タービンプラントの運転方法において、

前記第二蒸気タービンに蒸気を供給する全ての前記再熱器を、前記高圧蒸発器を基準にして、前記加熱流体の流れ方向における下流側と上流側とのうちの一方側にのみ配置しておき、

前記全ての再熱器を前記下流側にのみ配置している場合、前記全ての再熱器は、前記第一蒸気タービンを通過した蒸気を少なくとも含み且つ前記高圧蒸発器における前記定圧比熱極大温度である高圧極大温度よりも温度が低い再熱用蒸気を前記高圧極大温度未満まで加熱し、

前記全ての再熱器を前記上流側にのみ配置している場合、前記全ての再熱器は、前記第一蒸気タービンを通過した蒸気を少なくとも含み且つ前記高圧極大温度よりも温度が高い再熱用蒸気を加熱する、

蒸気タービンプラントの運転方法。

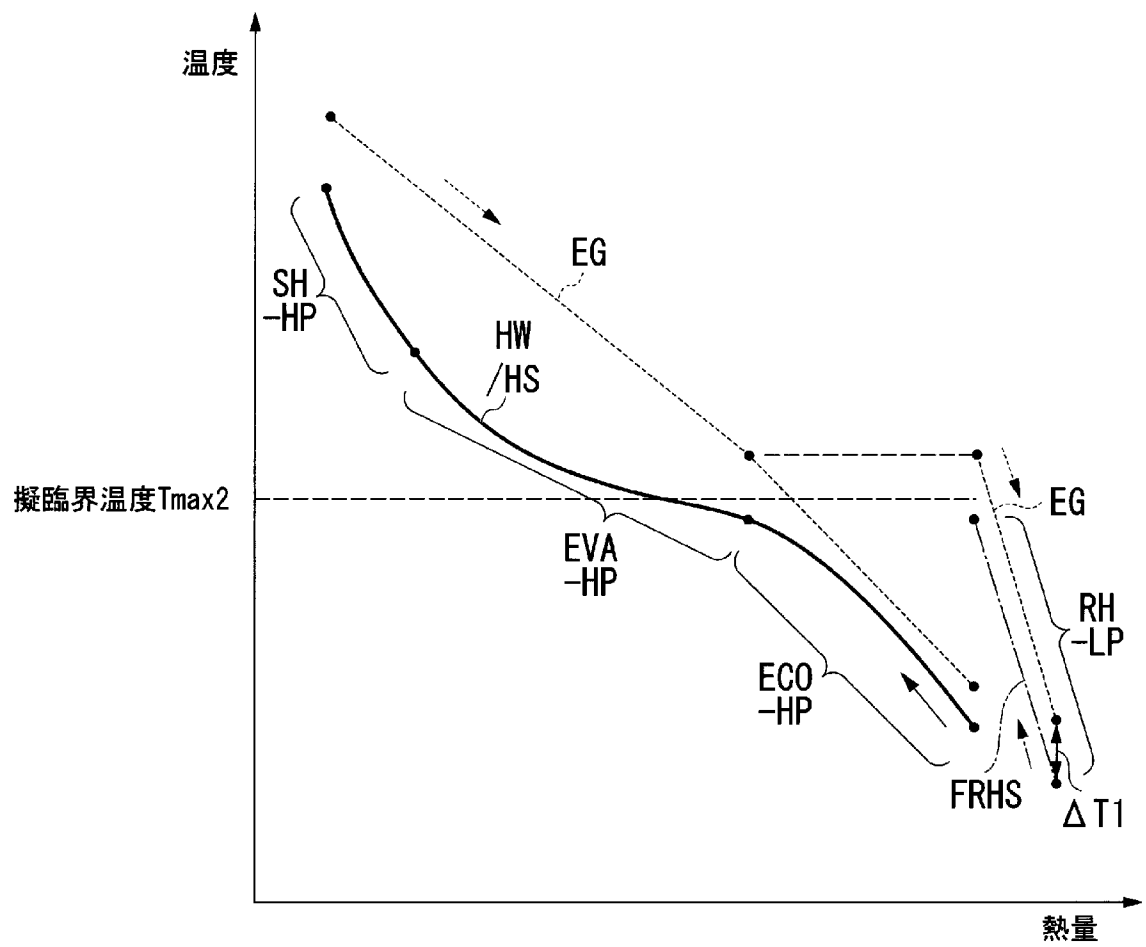
[請求項7] 前記第二蒸気タービンに蒸気を供給する前記全ての再熱器には、前記第一蒸気タービンを通過した全蒸気を含む前記再熱用蒸気を供給する、

請求項6に記載の蒸気タービンプラントの運転方法。

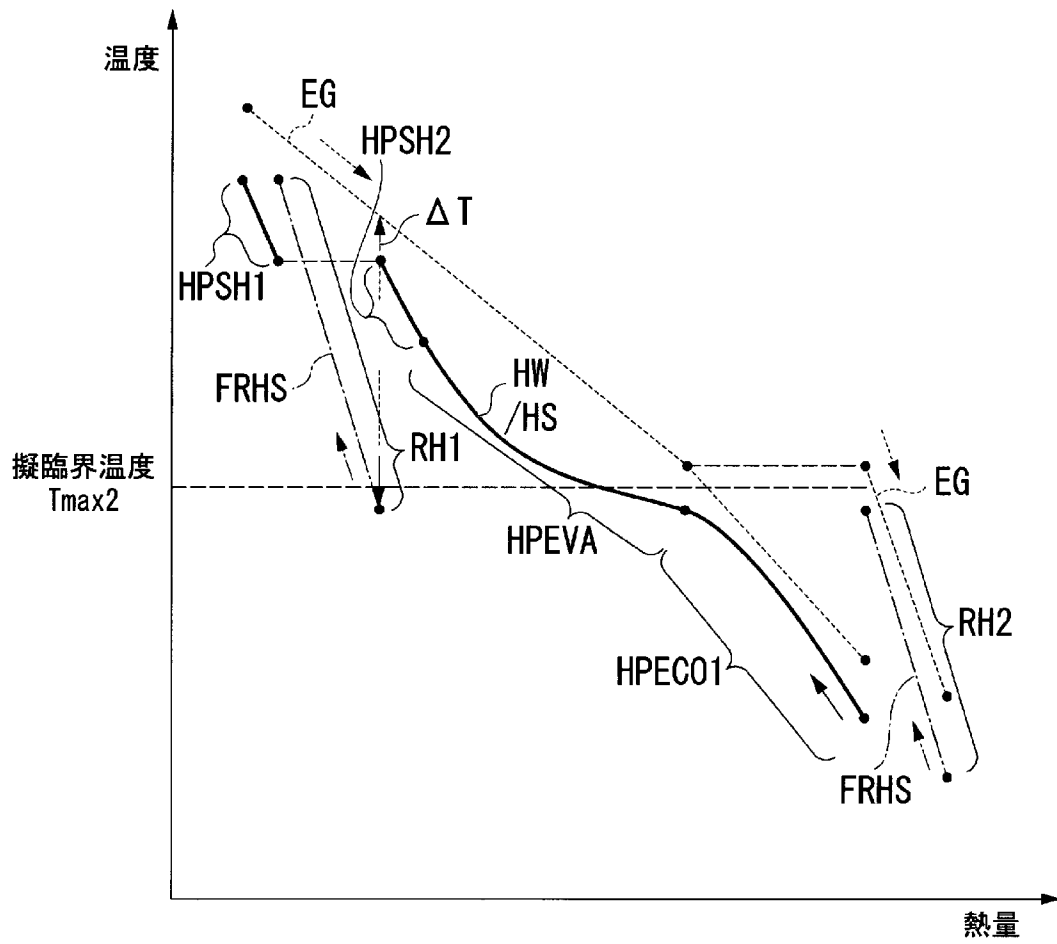
[請求項8] 前記高圧蒸発器には、超臨界圧で擬臨界温度未満の水を供給し、
前記高圧蒸発器は、前記水を前記擬臨界温度よりも高い温度にまで加熱する、

請求項6又は7に記載の蒸気タービンプラントの運転方法。

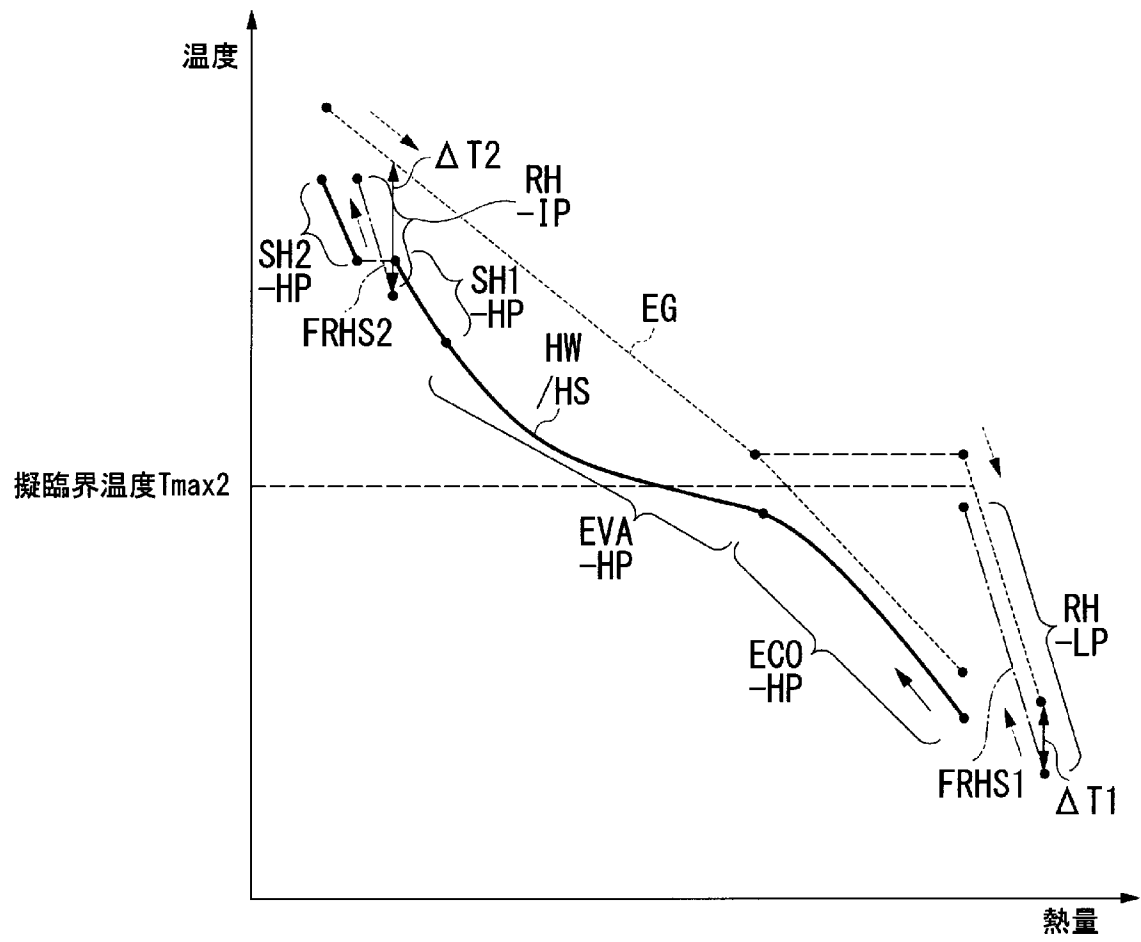
[図2]



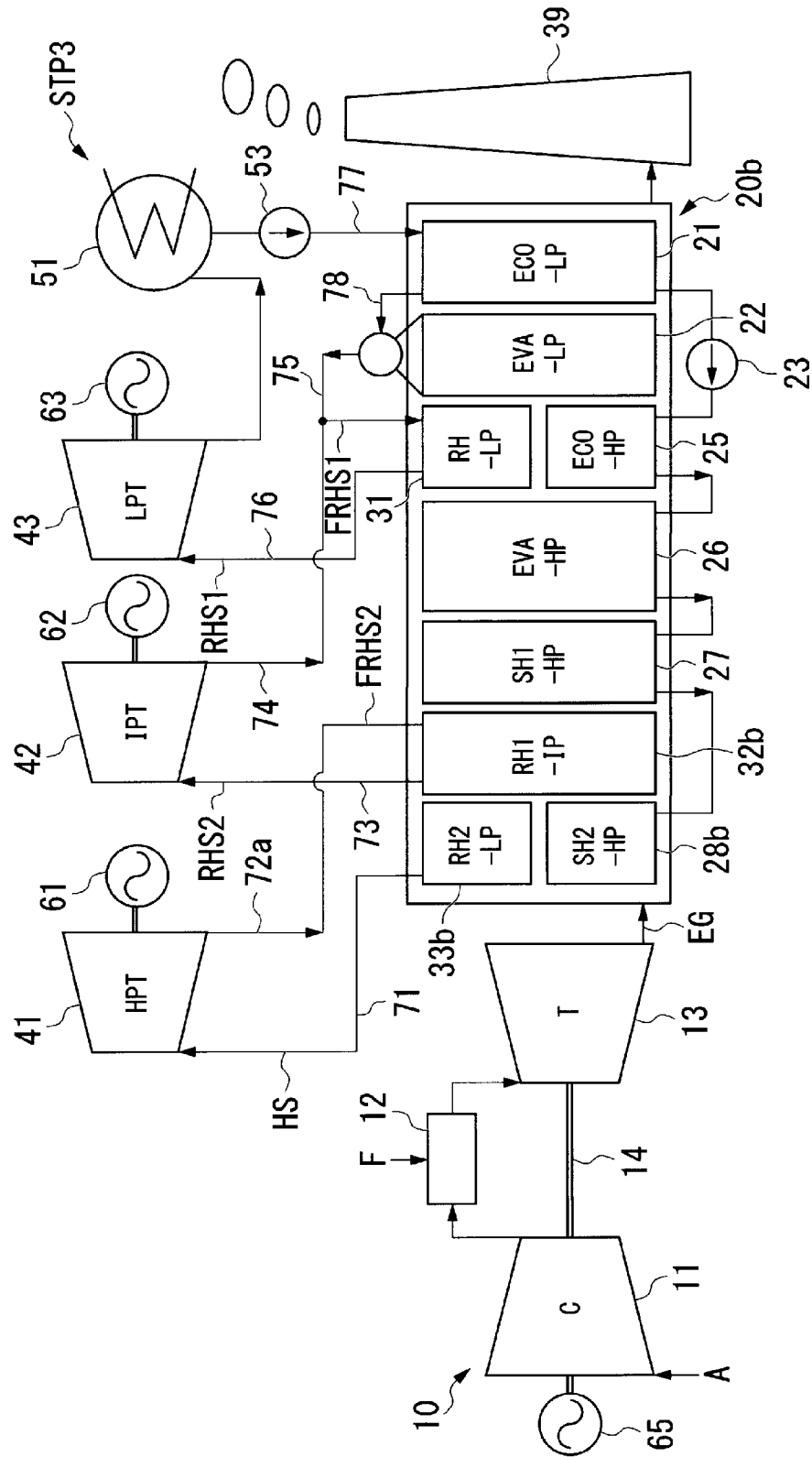
[図3]



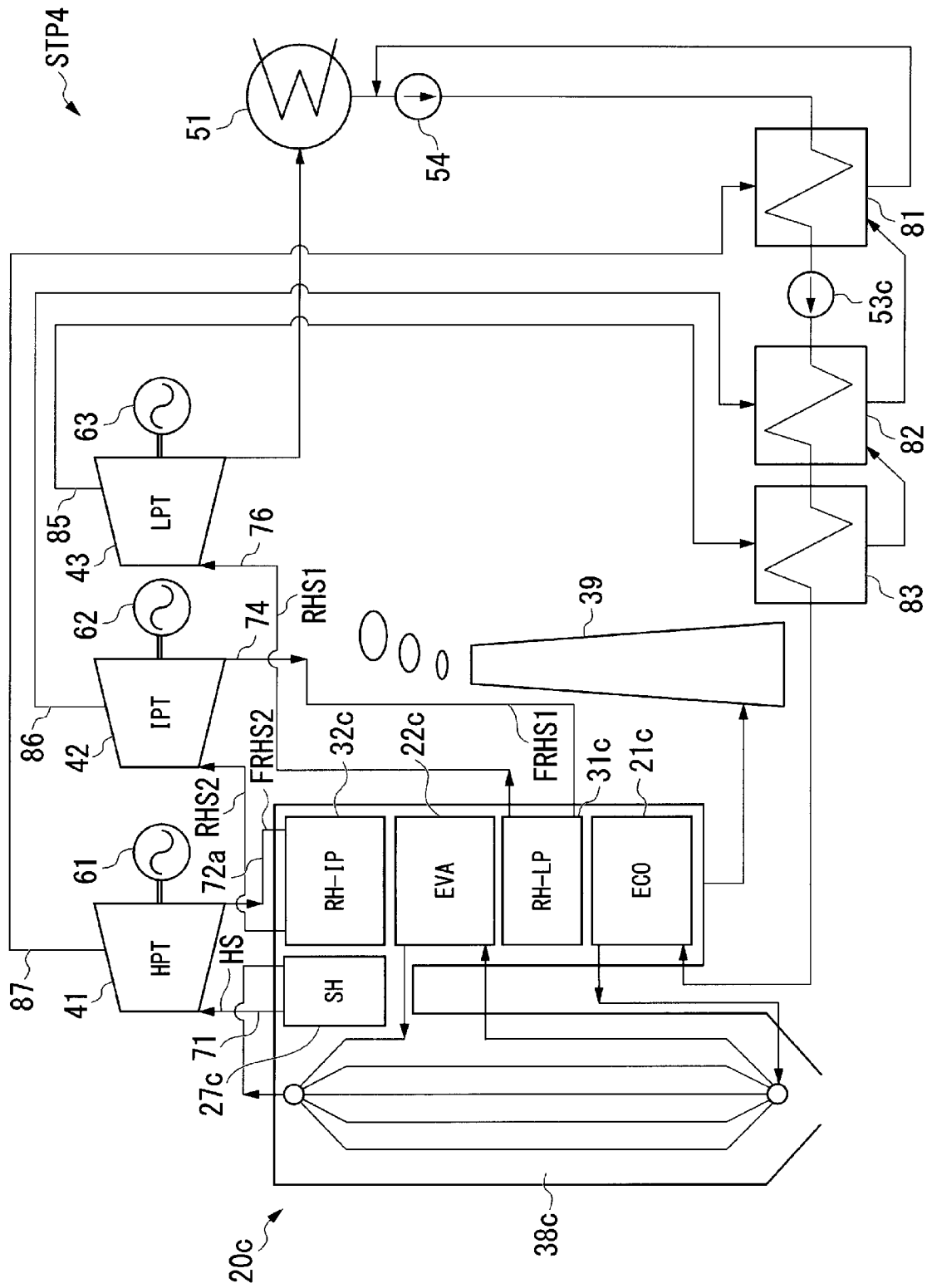
[図5]



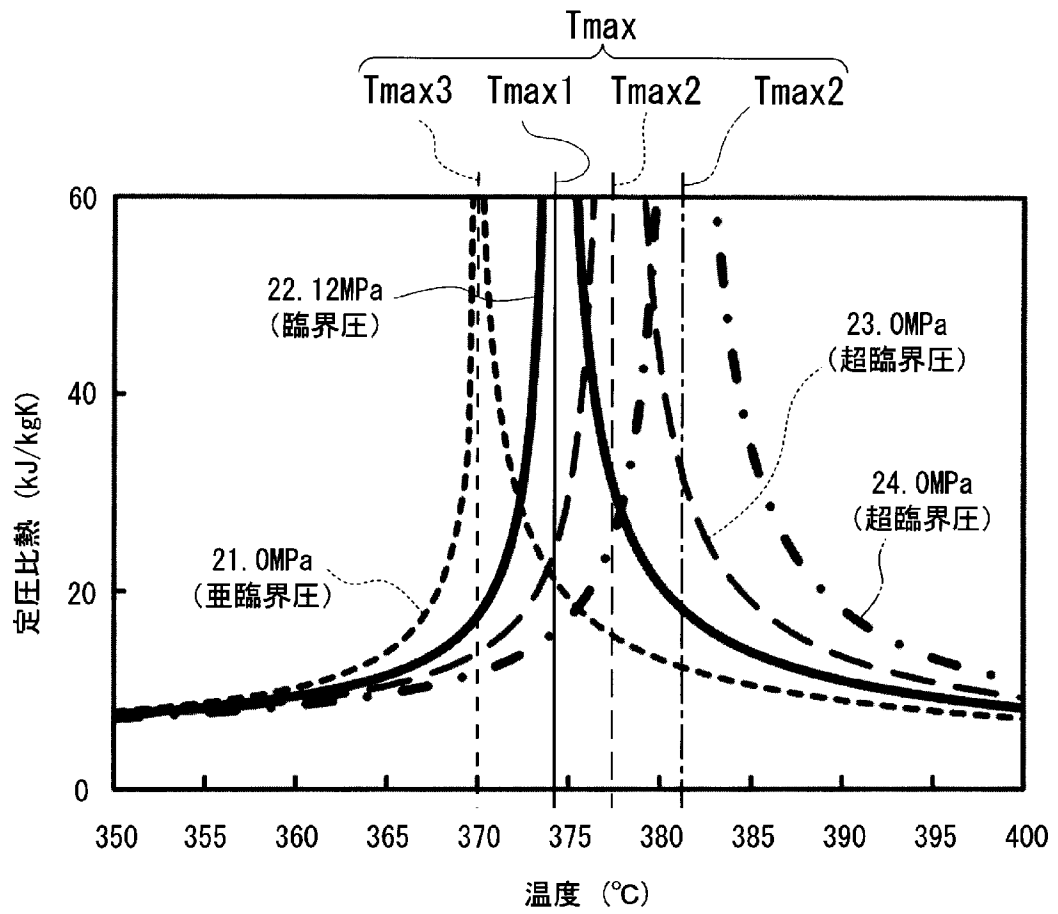
[図6]



[図7]



[図9]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/053376

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F01K23/10(2006.01)i, F01D17/10(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F01K23/10, F01D17/10

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2015
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2015	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2015

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2006-194550 A (Hitachi, Ltd.), 27 July 2006 (27.07.2006), paragraphs [0026] to [0030]; fig. 1 to 2 & US 2006/0200325 A1	1-8
A	JP 2014-190195 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 06 October 2014 (06.10.2014), paragraphs [0050] to [0065]; fig. 1 to 2 (Family: none)	1-8
A	JP 2014-51944 A (The Tokyo Electric Power Co., Inc.), 20 March 2014 (20.03.2014), paragraphs [0006] to [0012]; fig. 22 (Family: none)	1-8

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
01 May 2015 (01.05.15)

Date of mailing of the international search report
19 May 2015 (19.05.15)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/053376

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2002-349801 A (Babcock-Hitachi Kabushiki Kaisha), 04 December 2002 (04.12.2002), paragraphs [0032] to [0047]; fig. 1 to 2, 9 to 10 (Family: none)	1-8
A	JP 2001-82110 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 27 March 2001 (27.03.2001), paragraphs [0021] to [0044]; fig. 1, 3 (Family: none)	1-8
A	JP 11-247669 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 14 September 1999 (14.09.1999), paragraphs [0032] to [0049]; fig. 1 to 3 & US 6212873 B1 & EP 940563 A2	1-8

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F01K23/10(2006.01)i, F01D17/10(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F01K23/10, F01D17/10

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 5 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 5 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 5 年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2006-194550 A（株式会社日立製作所）2006.07.27, 段落[0026]-[0030], 図 1-2 & US 2006/0200325 A1	1-8
A	JP 2014-190195 A（三菱重工業株式会社）2014.10.06, 段落[0050]-[0065], 図 1-2（ファミリーなし）	1-8
A	JP 2014-51944 A（東京電力株式会社）2014.03.20, 段落[0006]-[0012], 図 22（ファミリーなし）	1-8

☒ C 欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

0 1 . 0 5 . 2 0 1 5

国際調査報告の発送日

1 9 . 0 5 . 2 0 1 5

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）

郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

米澤 篤

3 G

4 1 3 2

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 5 5

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2002-349801 A (バブコック日立株式会社) 2002. 12. 04, 段落[0032]-[0047], 図 1-2, 9-10 (ファミリーなし)	1-8
A	JP 2001-82110 A (三菱重工業株式会社) 2001. 03. 27, 段落[0021]-[0044], 図 1, 3 (ファミリーなし)	1-8
A	JP 11-247669 A (三菱重工業株式会社) 1999. 09. 14, 段落[0032]-[0049], 図 1-3 & US 6212873 B1 & EP 940563 A2	1-8