(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
2012 年 3 月 1 日(01.03.2012)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2012/025967 A1

(51) 国際特許分類:
F02C 7/143 (2006.01) *F24J 2/42* (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2010/005283

(22) 国際出願日: 2010 年 8 月 27 日(27.08.2010)

(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 (米国を除く全ての指定国について): 株式会社　日立製作所(**HITACHI, LTD.**) [JP/JP]; 〒1008280 東京都千代田区丸の内一丁目６番６号 Tokyo (JP).

(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 小山　一仁(**KOYAMA, Kazuhito**) [JP/JP]; 〒3191221 茨城県日立市大みか町七丁目２番１号　株式会社　日立製作所　エネルギー・環境システム研究所内 Ibaraki (JP). 幡宮　重雄(**HATAMIYA, Shigeo**) [JP/JP]; 〒3191221 茨城県日立市大みか町七丁目２番１号　株式会社　日立製作所　エネルギー・環境システム研究所内 Ibaraki (JP). 高橋　文夫(**TAKAHASHI, Fumio**) [JP/JP]; 〒3191221 茨城県日立市大みか町七丁目２番１号　株式会社　日立製作所　エネルギー・環境システム研究所内 Ibaraki (JP). 永渕　尚之(**NAGAFUCHI, Naoyuki**) [JP/JP]; 〒3191221 茨城県日立市大みか町七丁目２番１号　株式会社　日立製作所　エネルギー・環境システム研究所内 Ibaraki (JP).

(74) 代理人: 井上　学, 外(**INOUE, Manabu** et al.); 〒1008220 東京都千代田区丸の内一丁目６番１号　株式会社　日立製作所内 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, 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, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, 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, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (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, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

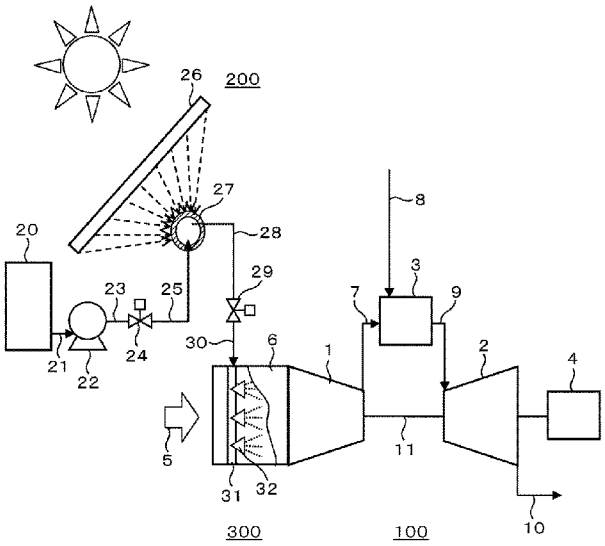
[続葉有]

(54) **Title**: SOLAR GAS TURBINE SYSTEM

(54) 発明の名称 : 太陽熱利用ガスタービンシステム

[図1]

図 1



(57) **Abstract**: The purpose of the present invention is to provide a solar gas turbine system in which the number of heat collectors is greatly reduced and the area of the site required for providing the heat collectors is reduced. The present invention is provided with a compressor (1) for compressing air, a combustor (3) for combusting fuel and the air compressed by the compressor, a gas turbine unit (100) constituted by a turbine (2) that is driven by a fuel gas generated by the combustor, and heat collectors (200) for collecting solar heat and generating pressurized hot water. The present invention is characterized by being provided with a spray unit (300) that sprays the pressurized hot water generated by the heat collectors (200) into the air to be taken into the compressor (1).

(57) 要約:　本発明の目的は、集熱装置の数を大幅に低減するとともに、集熱装置の設置に要する敷地面積を縮小化した太陽熱利用ガスタービンシステムを提供することにある。本発明は、空気を圧縮する圧縮機１と、該圧縮機で圧縮された空気と燃料とを燃焼させる燃焼器３と、該燃焼器で発生した燃焼ガスによって駆動されるタービン２により構成されるガスタービン装置１００と、太陽熱を集熱して高圧温水を生成する集熱装置２００とを備え、前記圧縮機１に取り込まれる空気に、前記集熱装置２００で生成された高圧温水を噴霧する噴霧装置３００を設けたことを特徴とする。

WO 2012/025967 A1

添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

明　細　書

発明の名称 ： 太陽熱利用ガスタービンシステム

技術分野

[0001] 本発明は、太陽熱エネルギーをガスタービンに利用した太陽熱利用ガスタービンシステムに関する。

背景技術

[0002] 近年、地球温暖化物質のひとつである二酸化炭素（CO_2）の排出量をできる限り抑制することが求められている。このような動向の中、再生可能エネルギーを利用した発電システムが注目されている。再生可能エネルギーの代表例としては、水力，風力，地熱，太陽（光／熱）エネルギー等が存在するが、これらの中でも特に太陽熱を利用した発電システムに関する技術開発が活発化している。太陽熱利用発電システムは、集熱器で集熱して発生させた蒸気により蒸気タービンを駆動する方式が一般的である。この種の従来技術としては、例えば特許文献１に記載のものがある。

[0003] 一方、天然ガスや石油などの化石資源を燃料とするシステムとして、ガスタービンシステムが存在する。なお、ガスタービンシステムでは、夏場など大気温度が上昇する条件では圧縮機における空気の吸気量が減少し、それに伴って発電出力も低下することが知られている。大気温度の上昇に伴う出力低下を抑制する手段の一つとして、例えば特許文献２の技術がある。具体的には、再生サイクルの一種であるＨＡＴ（Humid Air Turbine）サイクルのガスタービン発電システムに関し、当該サイクル内（再生サイクル特有の機器である圧縮機出口の後置冷却器，圧縮空気を加湿する加湿器，加湿器加湿水を加熱する熱交換器等）で生成された高圧高温水を、圧縮機入口に設置した噴霧装置にて減圧沸騰を利用して噴霧する技術が開示されている。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開２００８－３９３６７号公報

特許文献2：特開２００１－２１４７５７号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] ところで、前述の太陽熱利用発電システムでは、蒸気の熱源である太陽熱を集熱するための集熱装置が必要となる。集熱方式としては、曲面鏡の前に設置した集熱管に太陽光を集光させて集熱するトラフ型、ヘリオスタットと呼ばれる複数の平面鏡で反射させた太陽光をタワーに集光させるタワー型、といった種々の方式が存在する。しかしながら、集熱方式を問わず、蒸気タービンを高効率化（高温化），高出力化するためには膨大な集熱装置（反射鏡）が必要となる。これはすなわち、集熱装置を設置するための広大な敷地が必要であることを意味する。例えば、出力５０MWの発電設備の場合、集熱装置の設置面積として１．２平方キロメートルが必要と言われている。

[0006] 一方、太陽熱利用発電システムをコストの点から着目すると、設置される集熱装置の数は膨大であるが故、システム全体を占める集光，集熱装置の割合は８０%程度となっているのが現状である。このため、コスト低減を図るには集熱装置の数を大幅に削減する必要があるが、集熱装置の設置数の削減は太陽熱利用発電システムにおける高効率化，高出力化の目的とは相反する課題となっていた。

[0007] 本発明の目的は、集熱装置の数を大幅に低減するとともに、集熱装置の設置に要する敷地面積を縮小化した太陽熱利用ガスタービンシステムを提供することにある。

課題を解決するための手段

[0008] 上記目的を達成するために、本発明の太陽熱利用ガスタービンシステムは、太陽熱で生成した高圧温水を、ガスタービンの吸気に微細液滴を噴霧する噴霧装置に供給し、噴霧装置における液滴の微細化に太陽熱エネルギーを利用するように構成したものである。

[0009] 具体的には、空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機で圧縮された空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器で発生した燃焼ガスによって駆動される

タービンにより構成されるガスタービンと、太陽熱を集熱して高圧温水を生成する集熱装置とを備え、前記圧縮機に取り込まれる空気に、前記集熱装置で生成された高圧温水を噴霧する噴霧装置を設けたことを特徴とする。

発明の効果

[0010] 本発明によれば、集熱装置の数を大幅に低減するとともに、集熱装置の設置に要する敷地面積を縮小化した太陽熱利用ガスタービンシステムを提供することが可能となる。

図面の簡単な説明

[0011] [図1]太陽熱利用ガスタービン発電システムの構成図である（実施例１）。

[図2]従来型ガスタービン発電システムの大気温度－発電出力特性図である。

[図3]圧縮機入口部の断面図である。

[図4]水温と飽和圧力，運用圧力例の関係図である。

[図5]太陽熱利用ガスタービン発電システムの構成図である（実施例２）。

[図6]圧縮機内の圧縮空気の温度分布を示す図である。

[図7]圧縮過程における空気温度と絶対湿度の関係を示す図である。

[図8]吸気温度と吸気重量流量の関係を示す図である。

[図9]熱サイクルの比較図である。

[図10]ガスタービンの詳細構造図である。

[図11]水滴噴霧量とガスタービン出力の増加率との関係図である。

[図12]噴霧前後の圧縮機出口温度差の概略図である。

[図13]太陽熱利用ガスタービンシステムの構成図である（実施例３）。

[図14]太陽熱利用ガスタービンシステムの構成図である（実施例４）。

発明を実施するための形態

[0012] 先ず、本発明者等による本発明に至るまでの検討の経緯、並びに本発明の基本的思想について説明する。

[0013] 本発明者等は、集熱装置の数並びに敷地面積の低減を検討するに際して、太陽熱の集熱装置のみならず、太陽熱の利用機器（発電装置）側も含めたシステム全体について総合的な検討を行った。先ず、検討の基礎となる一般的

な集熱装置を熱源とする蒸気タービン方式では、駆動用蒸気の熱源として数百℃（例えば３００℃程度）の蒸気を発生させる必要がある。ここで、水の蒸発過程に着目すると、水を蒸気に状態変化させる際には、蒸発潜熱（気化潜熱，気化熱とも言う）として大量の熱量が必要となる。たとえば、３００℃蒸気における保有熱量の内訳は、常温１５℃から１００℃までの顕熱，１００℃時の蒸発潜熱，１００℃蒸気から３００℃までの蒸気の顕熱の三者の熱量比率は、１．３％：８３．８％：１４．９％というように、蒸発潜熱が全体の８０％以上を占める。よって、蒸気タービン方式では、その原理上、蒸気が必要であり、且つ、蒸気を発生させるための蒸発潜熱として大量のエネルギーが必要となる構成と言える。実際、蒸気タービン方式においては、集熱装置で収集した熱量全体の７０～８０％を蒸発潜熱として消費している計算となる。これが、集熱装置の数、並びに集熱装置の設置に必要とする敷地面積が膨大となる要因である。

[0014] そこで、本発明者等は、太陽が有する熱エネルギーは有効利用すると共に、従来の太陽熱利用発電システムにおいて課題となっていた蓄熱装置の数並びに設置面積を大幅に低減するものとして、以下の発明を行った。すなわち、蒸気タービン方式では蒸気発生のために大量のエネルギー（蒸発潜熱）が必要であるとの知見に基づき、太陽熱で蒸気を発生させるシステムではなく、集熱装置では蒸発潜熱を必要としない高圧温水（例えば１５０～２００℃）の生成に留め、これを有効利用することが可能な技術との観点で種々検討した。その結果、従来の太陽熱利用発電システムよりも低温であり、且つ液相状態である高圧温水でも有効利用が可能なシステムとして、ガスタービンシステムへの適用が可能であるとの結論に至ったものである。

[0015] 具体的には、太陽熱で生成した高圧温水を、ガスタービンの吸気を冷却する噴霧装置の噴霧水として適用するとともに、噴霧装置における液滴の微細化に高圧温水として蓄熱された太陽熱エネルギーを利用するように構成したものである。特に、噴霧液滴の微細化には、その原理として高温水を減圧沸騰させることにより実現するものである。

[0016] 上記の方式により、本発明では、太陽熱は高圧温水を生成ための顕熱（物質の状態を変化させずに温度を変化させるための熱量）分を集熱すれば済む太陽熱利用システムとなるため、従来システムで必須であった、蒸発潜熱としての大量のエネルギーを不用とすることができる。この結果、大量のエネルギーを集熱するために設置していた集熱装置の数、並びに集熱装置の設置のための敷地面積を大幅に低減することが可能となる。

[0017] 次に、本発明において太陽熱エネルギーを適用するガスタービンシステムについて説明する。ガスタービンシステムの基本的な構成要素は、空気を圧縮する圧縮機と、この圧縮機で圧縮された空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、当該燃焼器で生成した燃焼ガスによって駆動されるタービンとなる。通常、ガスタービンには負荷機器として被駆動機器が接続される。特に、ガスタービン発電システムの場合には、上述した構成要件に対して、上記タービンの回転によって駆動される発電機が加えられることになる。以下では、太陽熱利用発電システムとして、ガスタービン発電システムを代表例として説明するが、発電機以外の被駆動機器（ポンプ，圧縮機等）を駆動するガスタービンシステムに適用することも可能である。

[0018] 上述したガスタービンシステムに太陽熱エネルギーを適用する各実施例の共通概念としては、以下のようになる。空気を圧縮する圧縮機において、空気を吸い込む吸気ダクト内部もしくは吸気ダクトの上流側にて空気温度を大気温度以下に下げるため、圧縮機入口空気に高圧温水を噴霧し混入する。ここで、高圧温水は集熱装置の集熱管内の水を太陽熱で加熱して生成し、圧縮機上流部へ供給する構成である。一般に常温の水噴霧でも圧縮機入口空気温度を低下できることが知られているが、回転機である圧縮機内部では、水滴などを形成させず、速やかに噴霧水を気化させることが吸気性能および機器信頼性（回転機バランス）の観点から望ましい。その観点から本実施例では、圧縮機入口空気温度を下げる目的とは一見逆方向となる温水を噴霧することを特徴としている。すなわち、高圧温水の有する熱量の約７０から８０％が気化潜熱であることを利用して、高圧状態（集熱管内部および噴霧ノズル

内部）から大気圧状態（圧縮機入口部）へと急激に減圧させて温水を減圧沸騰させる。この場合、常温水では気化潜熱による吸熱作用で氷点下となり圧縮機入口部で氷結し易い上に、噴霧後の粒径が小さくなりにくく、圧縮機内部での速やかな気化が望めない状態が生じ得る。そこで本実施例のように、減圧沸騰時に微粒化が促進するように高圧温水として噴霧する形態を取っている。本実施例は、高圧温水の生成に太陽熱を利用しているので、新たな化石燃料を使わず、地球温暖化の一因となっているCO_2の増加を抑制できる効果がある。

[0019] 以下、本発明を実施するための形態について、図面を用いて詳細に説明する。

実施例 1

[0020] 本発明の実施例１を図１により説明する。図１は、太陽熱で生成した高圧温水を噴霧する噴霧装置をガスタービン発電システムに適用した太陽熱利用ガスタービン発電システムの構成図を示す。

[0021] 図１において、本実施例の太陽熱利用ガスタービン発電システムは、大別して、ガスタービン装置１００、太陽熱を集熱して高圧温水を生成する集熱装置２００、集熱装置２００で生成した高圧温水を吸気に噴霧する噴霧装置３００によって構成される。

[0022] ガスタービン装置１００は、圧縮機１の上流側には吸気ダクト６が設けられている。なお、吸気ダクト６の上流側には空気を取り込む吸気室（図示せず）が設けられる場合もある。大気条件の空気５は、吸気ダクト６を通して圧縮機１に導かれる。圧縮機１で加圧された圧縮空気７は燃焼器３へ流入する。燃焼器３では圧縮空気７と燃料８が燃焼し、高温の燃焼ガス９が発生する。燃焼ガス９はタービン２へ流入し、タービン２と軸１１を介して発電機４を回転させ、その駆動により発電する。タービン２を駆動した燃焼ガス９は、燃焼排ガス１０としてタービン２より排出される。

[0023] 集熱装置２００は、主に太陽光を集光する集光板２６と、集光板２６で集光及び集熱された太陽光によって被加熱媒体を加熱する集熱管２７により構

成される。なお、集熱管２７には、被加熱媒体である水を貯蔵する水タンク２０が、水タンク２０の貯蔵水を昇圧する水ポンプ２２、送水する給水の流量を調整する流量調整弁２４を介して接続される。また、水タンク２０，水ポンプ２２，流量調整弁２４，集熱管２７の間は給水管２１，２３，２５によって接続される。また、集熱管２７は後述する噴霧装置３００に対して、集熱管２７で加熱された温水を供給する配管２８，送水する温水の圧力を調整する圧力調整弁２９，圧力調整された温水を供給する配管３０を介して接続される。

[0024] なお、集熱装置２００は狭義には集光板２６及び集熱管２７の集合体であるが、広義には水タンク２０，水ポンプ２２，流量調整弁２４及びこれらの機器を接続する配管２１，２３，２５により構成される集熱管への給水系統、並びに圧力調整弁２９，配管２８，３０により構成される噴霧ノズルへの給水系統を含めて集熱装置と称することもできる。以下の説明では、狭義及び広義の両方を含めて集熱装置２００と称する。

[0025] また、噴霧装置３００は、圧縮機１の上流側に位置する吸気ダクト６の内部に設置された噴霧母管３１と、噴霧母管３１に接続された複数の噴霧ノズル３２により構成される。噴霧母管３１は前述した配管３０と接続され、集熱装置２００から高圧温水が供給される。なお、図１では噴霧装置３００の噴霧ノズル３２を吸気ダクト６内に配置した例を図示したが、図示しない吸気室に設置することも可能である。吸気室にサイレンサを配置している場合は、サイレンサの下流側に位置するようにすることが望ましい。また、スクリーン等が配置されている場合は、スクリーンの下流側に噴霧ノズル３２を設置することが、噴霧液滴のスクリーンへの付着の観点から望ましい。

[0026] 上記のように構成された本実施例の構成において、水タンク２０内の水は給水管２１，水ポンプ２２，給水管２３，流量調整弁２４，給水管２５の順に送水されて集熱管２７に圧送される（図１の集熱管２７は管の一断面として図示してある。実際の集熱管２７は長さ数ｍ以上のものが複数本あるが、図１では代表管のみ図示。）。集熱管２７には集光板２６によって集光され

た太陽光が照射される。その太陽光照射によって集熱管２７内に供給された水は加熱され、高圧温水となる。集熱管２７内の高圧温水は配管２８および圧力調整弁２９，配管３０の順に圧送される。配管３０の下流は吸気ダクト６の内部に設置された噴霧母管３１に接続されており、さらに噴霧母管３１には複数の噴霧ノズル３２が設けられている。配管３０に通水された高圧温水は噴霧母管３１を経由し噴霧ノズル３２から吸気ダクト６内部に噴霧される（図１の吸気ダクト６は、噴霧ノズル３２の状況を表すため、部分断面図で示してある。）。

[0027] （動作・作用・効果）

次に、図１の実施例の動作を説明する。

[0028] 本実施例では、水ポンプ２２によって集熱管２７内部に加圧水を供給し、流量調整弁２４と圧力調整弁２９を制御することにより、太陽光で熱せられた集熱管２７内部の水圧と水温を適正範囲に保ち、吸気ダクト６内部の噴霧母管３１に送る。集熱管２７内部の適正な水圧は数ＭＰａ、水温は１００℃以上２００℃程度であり、本実施例では、水圧２ＭＰａ、水温１５０℃での運用を例に取った。

[0029] 図２は、比較例として従来型ガスタービン発電システムにおける大気温度と発電出力の関係を示した図である。たとえば、ガスタービン圧縮機入口の大気温度１５℃を基準に考えると、夏場の例として３５℃時のガスタービン発電出力比率は約１０％低下することになる。このように圧縮機入口温度が大気条件のままであれば、夏場などの気温が高い場合、空気密度が低下するため吸入空気流量が減少した分だけ、タービン出力の低下と共に外部に取り出せる発電出力が減少する。

[0030] そこで上記のような大気温度の上昇による発電出力低下を抑制するため、圧縮機入口の空気温度を低下させる手段として、温水が気化する際に周囲から熱を奪う蒸発潜熱を利用すると共に、その噴霧液滴の微細化に太陽熱エネルギーを利用したのが本実施例の特徴である。すなわち、図３の圧縮機入口部の断面図に示すように、集熱管２７で生成した高圧温水を吸気ダクト６内

に設けた噴霧装置３００の噴霧母管３１に導き、噴霧母管３１に複数個設置した噴霧ノズル３２より吸気ダクト６内で噴霧させる。たとえば、高圧温水の噴霧流量は、圧縮機入口の空気５の流量の１％（質量流量比）である。このとき、噴霧ノズル３２の上流で２ＭＰａ、１５０℃の高圧温水は、噴霧ノズル３２から噴出した直後に大気圧下に減圧されるため、吸気ダクト６内部に導入している空気５の気流内にて減圧沸騰し、液滴３３の一部が気化することにより周囲の流体より吸熱（－Ｑ）する。そして、３５℃の空気５と温水が気化した液滴の一部の気化により温度が低下（－１５℃）した空気５と、未気化の液滴３３の混合流体３４は圧縮機１内に導入される。また、圧縮機に導入されるまでの間に気化しなかった残りの液滴は、圧縮機１の内部を流下中に全て気化する。この混合流体３４は圧縮機１の静翼３５と動翼３６の間隙を流れ圧縮空気７として燃焼器３へ導かれる。なお、噴霧ノズル３２の上流圧力は、図４に示したように、水温に対して飽和圧力以上になるように、たとえば運用圧力線以上の圧力に設定され、高圧温水の状態が維持される。なお、集熱装置２００は昇圧された水の温度を大気圧における沸点より高く、且つ昇圧された圧力下における沸点より低い温度まで加熱して、噴霧用の高圧温水を生成するものと説明することもできる。

[0031] そして、この高圧温水を得るための加熱量は水の顕熱分であるので、太陽光の集光板２６の面積は、蒸発潜熱までの加熱量を必要とする蒸気そのものを得る場合に比較して数分の一の設置スペースで済む。

[0032] 本実施例の噴霧装置３００により、ガスタービンの出力を増加することができる。この理由は、吸気噴霧の増出力メカニズムから以下のように説明することができる。

[0033] １）吸気が圧縮機に流入するまでの間に冷却されて密度が大きくなり、圧縮機に流入する空気の重量流量が増え、タービン出力が増加する効果。

[0034] ２）圧縮機内で液滴が蒸発する際に蒸発潜熱を周囲の気体から奪い、圧縮され温度が上昇する空気の温度上昇が抑えられることにより圧縮機の圧縮仕事が低減する効果。

[0035] ３）液滴蒸発量相当分だけタービン側で流量が増え、タービン出力が増加する効果。

[0036] ４）空気に比べ比熱が大きな水蒸気が混入されたことにより混合気体の比熱が大きくなり圧縮された混合気体がタービンで膨張する際に取り出せる仕事が増大する効果。

[0037] （吸気噴霧冷却による出力低下の抑制の原理）

次に、微細液滴の噴霧により出力低下を抑制することの原理について詳細に説明する。

[0038] 本実施例において用いる噴霧装置の特徴は、圧縮機に供給される気体に液滴を噴霧し、圧縮機に入る気体の温度を外気温度より低下させて、この気体と共に圧縮機内に導入され、圧縮機内を流下中に前記噴霧された液滴が気化するものである。これにより、実用に適する簡単な設備によって、圧縮機の入口に導入される吸気中に液滴を噴霧して出力の向上と熱効率の向上の双方を実現できる。

[0039] これにより、実用に適する簡単な設備によって微細液滴を圧縮機吸気に供給でき、圧縮機に供給する吸気気流に水滴を良好に乗せることができるので、効率良く液滴を含む気体を圧縮機入口から圧縮機内に搬送できる。さらに圧縮機内に導入された液滴は良好な状態で気化させることができる。これによりガスタービンの出力向上及び熱効率を向上できる。

[0040] 図６に圧縮機内の圧縮空気の温度分布を示す。圧縮機１出口の空気温度Ｔは、水噴霧し圧縮機１内で水滴気化させた場合５１の方が、水滴を混入しない場合５０よりも低下する。圧縮機内においても連続的に低下している。

[0041] 本実施例による増出力機構は定性的には、以下のように整理できる。

[0042] １）圧縮機１に導入される吸気室内での、等湿球温度線上での吸気の冷却、２）圧縮機１内に導入された液滴の気化による内部ガスの冷却、３）圧縮機１内での気化量に相当するタービン２と圧縮機１を通過する作動流体量の差、４）定圧比熱の大きい水蒸気の混入による混合気の低圧比熱の増大、等である。

[0043] 図１０は、本発明を具備したガスタービンの詳細構造図を示す。噴霧ノズル３２により吸気中に噴出された噴霧液滴は、気流に乗って圧縮機入口から流入する。吸気室を流れる吸気の平均空気流速は例えば２０ｍ／ｓである。液滴３３は、流線に沿って圧縮機１の翼間を移動する。圧縮機内では断熱圧縮により吸気は加熱され、この熱で液滴は表面から気化しながら粒径を減少しつつ後段翼側へ輸送される。この過程で、気化に必要な気化潜熱は、圧縮機内の空気から賄われるために圧縮機内の空気の温度は本発明を適用しない場合よりも低下する（図６参照）。液滴は粒径が大きいと圧縮機１の翼やケーシングに衝突し、メタルから熱を得て気化することになるので作動流体の減温効果が阻害されるおそれがある。このため、このような観点からは、液滴の粒径は小さい方が好ましい。

[0044] 噴霧液滴には粒経の分布が存在する。圧縮機１の翼やケーシングに衝突することを抑制することや、翼のエロージョンを防止するという観点から、噴霧される液滴は主に５０μｍ以下の粒径になるようにする。翼に作用する影響をより少なくする観点からは、最大粒径で５０μｍ以下にすることが好ましい。

[0045] 更に、粒径が小さい方が流入空気中に液滴をより均一に分布させることができ、圧縮機内の温度分布が生じることを抑制する観点から、Ｓautor平均粒径（Ｓ．Ｄ．Ｍ）で３０μｍ以下にすることが好ましい。噴霧ノズルから噴出される液滴は粒度の分布があることから前記最大粒径では計測が容易ではないので、実用上は前述のようにＳautor平均粒径（Ｓ．Ｄ．Ｍ）で測定したものを適応できる。尚、粒径は小さい方が好ましいが、小さい粒径の液滴を作る噴霧ノズルは高精度な製作技術が要求されるので、技術的に小さくできる下限までが、前記粒径の実用範囲となる。よって、係る観点からは、例えば、前記主な粒径，最大粒径、或いは平均粒径がそれぞれ１μｍが下限となる。又、細粒径の液滴になる程製造するためのエネルギーが大きくなることが多いので、液滴製造のための使用エネルギーを考慮して前記下限を定めてもよい。大気中に浮遊し落下し難い程度の大きさにすると、一般に、接触表面の

状態も良い。

[0046] 液滴が気化することにより作動流体の重量流量が増加する。圧縮機内で気化が完了すると、圧縮機１内の気体はさらに断熱圧縮を受ける。その際水蒸気の定圧比熱は圧縮機内の代表的な温度（３００℃）付近では、空気の約２倍の値を有するので、熱容量的には空気換算で、気化する水滴の重量の約２倍の空気が作動流体として増したのと等価な効果がある。すなわち圧縮機の出口空気温度Ｔ２′低下に効果（昇温仰制効果）がある。このようにして圧縮機内での水滴の気化により圧縮機出口の空気温度が低下する作用が生じる。圧縮機の動力は、圧縮機出入口の空気のエンタルピの差に等しく空気エンタルピは温度に比例するので、圧縮機出口の空気温度が下がると、圧縮機の所要動力を低減することができる。

[0047] 圧縮機で加圧された作動流体（空気）は、燃焼器で燃料の燃焼により昇温された後タービンに流入して膨張仕事を行う。この仕事はタービンの軸出力と呼ばれタービンの出入口空気のエンタルピ差に等しい。燃料の投入量は、タービン入口のガス温度が所定の温度を越えない様に制御される。例えば、タービン出口の排ガス温度と圧縮機出口の圧力Ｐｃｄの実測値からタービン入口温度が計算され、計算値が本実施例の適用前の値と等しくなる様に燃焼器３への燃料流量が制御される。このような燃焼温度一定制御が行われると、先に述べた様に、圧縮機出口のガス温度Ｔ２′が低下している分だけ燃料投入量が増すことになる。また、燃焼温度が不変かつ水噴霧の重量割合が吸気の数パーセント程度であれば、タービン入口部の圧力と圧縮機出口圧力は噴霧の前後で近似的に変わらないので、タービン出口のガス温度Ｔ４も変化しない。よって、タービンの軸出力は噴霧の前後で変化しないことになる。一方、ガスタービンの正味出力は、タービンの軸出力から圧縮機の動力を差し引いたものであるから、結局、本発明を適用することで圧縮機の動力が低減した分だけガスタービンの正味出力を増すことができる。

[0048] タービン２の電気出力ＱＥは、タービン２の軸出力Ｃｐ（Ｔ３－Ｔ４）から圧縮機１の仕事Ｃｐ（Ｔ２－Ｔ１）を差し引いて得られ、近似的には次式

で表わせる。

[0049] [数1]

$$QE/Cp=T3-T4-(T2-T1) \quad \cdots(数1)$$

[0050] 通常、燃焼温度Ｔ３は一定となるように運転されるので、ガスタービン出口温度Ｔ４は変化せず、タービンの軸出力Ｃｐ（Ｔ３－Ｔ４）も一定である。この時圧縮機出口温度Ｔ２が、水噴霧の混入によりＴ２′（＜Ｔ２）に低下すると、圧縮機仕事の低下分に等価な増出力Ｔ２－Ｔ２′が得られることになる。一方、ガスタービンの効率ηは近似的に次式で与えられる。

[0051] [数2]

$$\eta=1-\frac{T4-T1}{T3-T2} \quad \cdots(数2)$$

[0052] この場合、Ｔ２′＜Ｔ２であるから、右辺第２項は小さくなるので、水噴霧により効率も向上することがわかる。別な言い方をすると、ガスタービンという熱機関から系外に廃棄される熱エネルギーＣｐ（Ｔ４－Ｔ１）（数２第２項の分子）は本実施例の適用前後で大差ない一方、投入される燃料エネルギーＣｐ（Ｔ３－Ｔ２′）は本実施例の適用時は、Ｃｐ（Ｔ２－Ｔ２′）ほど、すなわち圧縮機仕事の低下分ほど増えている。一方、上述したように圧縮機仕事の低下分は増出力に等しいので、この燃料増加分は、実質全部ガスタービンの出力増加に寄与していることになる。即ち、増出力分は熱効率が１００％となる。このため、ガスタービンの熱効率を向上できる。このように、本実施例では、吸気を冷却する従来技術では明示されていない圧縮機の仕事を低減すべく、水噴霧を圧縮機１の吸気に混入させて、トータルのガスタービンの出力アップを図ることができる。一方、燃焼器３入口に水を注入する従来技術は、作動流体を増加することで出力増を図るものであるが、圧縮機１の仕事は低減しないので、効率は逆に低下する。

[0053] 図９は、本実施例の熱サイクルを他の熱サイクルと比較して示したものである。サイクル図の閉領域の面積が、単位吸気流量あたりのガスタービン出力、すなわち比出力を表している。図の各番号は、対応するサイクル図の各

々の場所の作動流体を示す。図９においては、１は圧縮機入口、１′は１段目の圧縮機を出てインタークーラへの入口、１″インタークーラを出て第２段目の圧縮機の入口、２はブレイトンサイクルにおける燃焼器入口、２′は２段目の圧縮機を出て燃焼器の入口、３は燃焼器を出てタービンの入口、４はタービン出口を表すものとする。

[0054] 図９下欄の温度Ｔ－エントロピＳ線図は、各サイクルの前記１，３及び４の位置の温度Ｔ－エントロピＳの値を固定した場合の特性の比較を示す。

[0055] 図から明らかなように、比出力の大きさは、本実施例のように圧縮機の吸気室で前述の微細水滴を噴霧して圧縮機入口から水滴を導入させたもの、特開平６－１０７０２号公報に開示のような中間冷却サイクル，通常のブレイトンサイクルの順である。特に、中間冷却サイクルとの相違は、本発明が、圧縮機内に導入された水滴が、圧縮機入口部から連続的に気化することに由来しており、サイクルの形状に現れている。

[0056] 中間冷却サイクルの熱効率は、ブレイトンサイクルに劣るのに対し、先に示したように本実施例はブレイトンサイクルに優るので、本発明は中間冷却サイクルよりも熱効率が高い。

[0057] 一般に、圧縮機１内での噴霧液滴の気化する位置が圧縮機１の入口に近いほど、圧縮機１出口の空気温度が下がり、出力増，効率向上の点から有利である。したがって、吸気である空気５に噴霧を混合する方法では、噴霧粒径は小さいほど効果的である。なぜなら、噴霧が圧縮機１流入後速やかに気化するからである。また、噴霧液滴が気中に浮遊し、吸気に同伴して圧縮機にスムーズに導入される。

[0058] よって、噴霧ノズル３２により噴出される液滴は、圧縮機１出口までに実質的全量が気化してしまう程度の大きさであることが好ましい。現実的には、１００％より低いが前記構成によって達成できる上限まででよい。実用上は圧縮機出口で９０％以上気化していればよい。

[0059] 例えば、圧縮機１の出口圧力Ｐｃｄが０．８４ＭＰａのとき、外気条件から推定した圧縮機１の出口の絶対湿度とＥＧＶ位置での絶対湿度の測定値の相

関を考慮して気化割合を算出すると、前記液滴は圧縮機出口までに９５％以上気化していた。

[0060] 空気が圧縮機内を通過する時間はわずかであり、この間に液滴を良好に気化させ、気化効率を高める観点からは、Ｓautor平均粒径（Ｓ．Ｄ．Ｍ）で３０μｍ以下が望ましい。

[0061] 尚、小さい粒径の液滴を作る噴霧ノズルは高精度な製作技術が要求されるので、技術的に小さくできる下限までが、前記粒径の下限となる。例えば、１μｍである。

[0062] 液滴が大きすぎると、圧縮機で液滴の良好な気化をし難くなるからである。

[0063] 液滴の導入量は温度及び湿度又は、出力増加の程度により調整することができる。噴霧した液滴が噴霧箇所から圧縮機入口までの間で気化する量を考慮して、吸気重量流量の０．２ｗｔ％以上導入することができる。上限は、圧縮機の機能を良好に維持できる程度にする観点から上限を定める。例えば、上限を５ｗｔ％とし、導入範囲をこれ以下にすることができる。

[0064] 夏期等や乾燥条件等を考慮して調整できるが、より出力増加等を図るために０．８ｗｔ％以上５ｗｔ％以下を導入することもできる。

[0065] 圧縮機入口に導入される空気温度を低下させるために単に導入空気に液滴（例えば、１００～１５０μｍ等）を噴霧し、噴霧後水を回収し再度噴霧に利用するタイプの従来の液滴噴霧手段と比べ、本実施例では、少量の液滴を噴霧することで足りる。

[0066] 噴霧水の消費量は、夏期高温時に低下した出力を定格値まで回復する場合が最大使用量となる。噴霧生成の際に空気を供給する場合の加圧空気消費量は、消費動力として無視できず、目安として消費水量以下が望ましい。したがって、粒径条件さえ満足するなら前記粒径の液滴をつくるために給気のない方が経済的である。

[0067] 本実施例により、外気温に応じて噴霧流量を調節することにより、年間を通じて出力変動を抑制できる発電プラントを提供できる。例えば、圧縮機に

導入される空気温度が低い時より高いときの方が噴霧流量を増加するよう調節弁（図示せず）の開度を調節する。

[0068] また、等燃焼温度運転時に、前記液滴を供給するよう運転することが好ましい。これにより、効率を向上させると共に、出力を向上できる。

[0069] また、発電を旨としないガスタービン，ガスタービンの駆動によるトルクを得るためのガスタービンにおいては、燃焼温度を下げてタービン軸出力を低下できる。特に、部分負荷運転時に本実施例を適応して、燃料を節約することができる。

[0070] 本実施例では、外気温から制約される出力以上の範囲においても、要求負荷に応じた出力調整ができる。

[0071] 又、燃焼温度を上昇させなくとも出力を向上できるので、寿命の長いガスタービンを提供することもできる。

[0072] また、本実施例により、圧縮機内のガスを冷却できる。よって、これを活用してガスタービンの翼の冷却に圧縮機抽気を用いる場合は、冷却用の抽気量を低減できる。また、こうすることでガスタービン内の作動流体量をより多くできるので、高効率，増出力を期待できる。

[0073] 図７，図８は、外気が圧縮機１に導かれて圧縮される過程での作動流体の状態変化、並びに吸気温度と吸気重量流量との関係をそれぞれ示している。

[0074] 図７は、外気条件を３０℃，７０%湿度（Ｒ．Ｈ．）とした場合の状態変化を示している。

[0075] 外気状態は点Ａで示されている。圧縮機に流入する前までに外気の状態が等湿球温度線に沿って加湿冷却され飽和湿り状態に至るとすると、圧縮機１入口では吸気が状態Ｂに移動する。前記液滴の噴霧によって圧縮機１内に導入する気体の湿度は、圧縮機導入前の気化を大きくする観点からは、９０%以上程度に上昇することが好ましい。より吸気の冷却を図る観点からさらに９５%以上にすることが好ましい。吸気室内で気化しなかった液滴はＢからＣの圧縮過程で連続気化する。気化の過程が飽和状態を保つと仮定すると状態Ｃで沸騰は完了し、ＣからＤに至る過程では単層圧縮過程に入り昇温する

。気化が等エントロピ変化と仮定すると沸騰終了点は状態Ｃ′の過飽和状態に至る。実際には、液滴からの気化速度は有限であるから状態変化は熱的に非平衡であり飽和線からずれて破線の軌跡を辿るものと考えられる。これに対し、通常の圧縮過程は状態がＡからＤ′の軌跡を辿る。

[0076] 図７では、Ａでの温度をＴ１としＢでの温度をＴ１′とすると，温度がＴ１からＴ１′に低下することによる吸気流量増大は、図８に模式的に示してあるようにWからW′へ増加する。残りの液滴は、圧縮機１内に導入されて気化することにより圧縮機１の仕事低減に寄与する。

[0077] 図１１は、水滴噴霧量とガスタービン出力の増加率との関係を示す。図１１（ａ）は吸気温度に対する出力相対値の変化を示し、図１１（ｂ）は噴霧量と増出力との関係を示す。

[0078] 例えば、計算条件は、外気条件３５℃，５３%相対湿度，圧縮機風量特性を４１７ｋｇ／ｓ，圧縮機ポリトロープ効率を０．９１５，タービン断熱効率を０．８９，燃焼温度を１２９０℃，圧縮機抽気量を２０%，吐出圧力を１．４８ＭＰａ，気化段落圧力０．２５ＭＰａとしたときの値である。常温水を噴霧すると、吸気流量の０．３５%は、圧縮機に流入する前に吸気室の中で気化している。このために、吸気温度が低下し空気の密度が高くなる結果、圧縮機の吸込空気重量流量は数%増し、ガスタービンの増出力に寄与する。噴霧水の残りは、気流に同伴して液滴のまま圧縮機に吸引され内部で気化して、圧縮機の仕事低減に寄与する。

[0079] ２．３%噴霧時の熱効率向上率は相対値で２．８%である。ガスタービン出力を５℃ベースロード運転時の出力まで回復するのに必要な消費水量は吸気重量流量の２．３ｗｔ%程度である。このようにガスタービン出力を最大値まで回復する運転を行った時の増出力の内訳は、圧縮機１に入るまでの冷却に基づくものは約３５%、圧縮機内部気化による冷却に基づくものは約３７%、タービンと圧縮機内を通過する作動流体量の差、および水蒸気を含むことによる低圧比熱の増大に基づくものは約２８%と概算された。

[0080] 図のスケールに記載していないが、さらに噴霧水量を増加して、５ｗｔ%

程度の噴霧流量で認可出力レベルまでの増出力が得ることもできる。噴霧量が増大する程、圧縮機１外の作用（冷却作用）より、圧縮機１内での水滴の気化作用が出力増加に大きく影響している。

[0081] また、図１２は噴霧量に対する噴霧前後の圧縮機出口温度差との関係を示す。圧縮機１に入る前での気化・冷却が小流量で効率良く行えることが分かる。圧縮機１入口に流入する吸気の到達湿度は約９５%付近であった。実線は圧縮機１内に流入した液滴が全量気化したものと仮定して求めた圧縮機１の出口ガスの絶対湿度と圧縮機１の出口ガスエンタルピが噴霧前の値に等しいという２つの条件から算出した圧縮機１の出口ガス温度と噴霧前の温度との差を示している。この線は動力低減がないとした場合のものである。しかし、白丸（理解容易のため破線を引いた）で示した現実の値はこれを上回っており、動力低減が実在している。これは、気化による温度降下量が気化点以降の段落での圧縮過程で増幅することによる。

[0082] このことからも、前記噴霧ノズル３２により圧縮機１に導入された液滴は後段側での気化量より前段側での気化量を大きくすることが好ましく、圧縮機１に導入された液滴は前段側で主に気化させることにより、動力低減上有効であると考えられる。

[0083] 液滴は、圧縮機１から吐出される圧縮空気の温度を噴霧前より５℃以上低下させる程度噴霧する。より出力増加を図る観点からは、２５℃以上低下させる程度にする。尚、上限は、実用的見地から定めることができる。例えば、５０℃以下にすることが妥当である。

[0084] （減圧沸騰による液滴の微細化の原理）

次に、減圧沸騰による噴霧液滴の微細化の原理について詳細に説明する。

[0085] 以上では、圧縮機に流入する前の空気中に微細な液滴を噴霧し、圧縮機入口までに液滴の一部を蒸発させ、残りの液滴は圧縮機内で蒸発させる吸気噴霧装置について説明した。この噴霧装置によれば、圧縮機内で液滴が蒸発する際には周囲の気体から蒸発潜熱を奪い、圧縮されている空気の温度上昇を抑える効果がある。このため、吸気噴霧装置はＨＡＴ（Humid Air Turbine）

サイクルにおける中間冷却器と同様な機能を有する機器と見なすことができる。ただし、圧縮機入口に液滴を噴霧する際には、噴霧した液滴が圧縮機の翼に損傷を与えないように、また、圧縮機の内部で完全に蒸発しきるように、噴霧する液滴径を十分に微粒化する必要がある。

[0086] 圧縮機に流入する前の空気（支燃焼ガス）中に液滴を噴霧するようにしたガスタービン設備では、前述したように液滴が蒸発する際、周囲の気体から蒸発潜熱を奪い、圧縮されている空気の温度上昇を抑える効果があり、圧縮に必要な動力が低減され、有効なものである。

[0087] このような噴霧装置を設置する場合には、噴霧する液滴の粒径をより微粒化するとともに、噴霧する液滴の微粒化に必要な動力が小さく、構造が簡単な噴霧形態が望ましい。なお、微粒化の一例として、水を加圧空気とともに噴霧する方法がある。しかし、この噴霧方法の問題点は、加圧空気を供給するための動力が余分に必要となり、噴霧の効果による圧縮機動力の低減効果が小さくなってしまうと云うことである。

[0088] そこで、本実施例においては、噴霧装置に供給される噴霧水の温度を、圧縮機に供給される空気の圧力（大気圧）における水の沸点以上とし、そしてこの高圧温水を減圧沸騰により微粒化させ、これにより生成した微細液滴を圧縮機の吸気に噴霧している。具体的には、例えば大気圧までの減圧を噴霧ノズルにより行い、ノズル内での減圧沸騰により気泡を発生させ液滴を微粒化する。噴霧水を噴霧ノズルに供給するだけであるので、構造は非常に簡単で、加圧空気等も必要としない。そのため、圧縮機動力の低減効果が大きく、サイクルの高効率化が達成できるという効果がある。

[0089] 上記のような噴霧方式であると、噴霧される液滴の微粒化が促進され、目標とする液滴径にするために必要な動力の低減が図れるのである。すなわち、直径ｄＮの単一噴口ノズルから噴霧される体面積平均液滴径ｄは、噴流速度ｕ，表面張力σ，気体密度ρＧ，液体粘性係数η，液体密度ρＬにより次の式３のように表わされる。

[0090]

[数3]

$$d=83.14\frac{d_N}{u}\left(\frac{\sigma}{\rho_G}\right)^{0.25}\times\left(1+3.31\frac{\eta}{\sqrt{\rho_L\sigma d_N}}\right) \quad \cdots(数3)$$

[0091] この式より、ノズル径ｄＮを一定とすれば、噴霧により生じる液滴径の支配因子は、流体の温度、圧力の変化による物性値の変化と、噴流速度ｕであることが分かる。噴霧する水の温度が高くなると、表面張力σ，粘性係数ηＬは小さくなり、その水の物性値の変化の総合的な結果として式３から求められる液滴径は小さくなる。また、噴霧前の圧力と、噴霧環境との圧力差があるほど噴流速度が早くなるため、液滴径は小さくなる。

[0092] 以上のことから、温度および圧力の高い水を用いることにより、噴霧液滴の微粒化が促進されることがわかる。また、噴霧水温度が噴霧後の周囲の圧力における水の沸点よりも高い条件で噴霧される場合には、噴霧ノズル内およびノズル吐出直後の噴流内で気泡が発生する減圧沸騰を生じ、液滴はさらに微粒化される。液滴が微粒化されることにより、液滴の空気中への蒸発が速くなり、液滴の蒸発による冷却効果が短時間で得られるようになる。

[0093] 液滴蒸発の観点から見ると、一般に液滴の温度が高いほうが液滴の蒸発は早くなる。圧縮機内で液滴が蒸発する場合、圧縮機の入口に近い位置で蒸発するほど、蒸発に伴う冷却効果が後段にも反映され、動力低減効果が大きくなり、発電設備としての効率が向上する。

[0094] （太陽熱エネルギーを噴霧装置に利用することの利点）

本実施例においては、噴霧水に利用する高圧温水の熱源として太陽熱エネルギーを利用するため、高圧温水の生成のために特別な熱源を必要としない。また、本実施例の噴霧装置は減圧沸騰により液滴を微細化するものであるため、微細液滴の生成のために特別な噴霧装置を必要としない。

[0095] なお、前述した特許文献２には、ＨＡＴサイクルのガスタービン発電システムに関し、減圧沸騰を利用した噴霧装置を圧縮機入口に設置した発明が開示されている。しかしながら、特許文献２における噴霧水の加熱源は、再生サイクル内に存在する再生サイクル特有の機器（圧縮機出口の後置冷却器，

圧縮空気を加湿する加湿器，加湿器加湿水を加熱する熱交換器等）を用いるものである。すなわち、特許文献２は対象とするサイクルが再生サイクルであり、当該サイクル内で高圧温水が生成される系統構成を備えているため、当該サイクル内で生成される高圧温水を噴霧水としても利用できるものである。

[0096] このような、元々、自身のサイクル内に高圧温水を生成させる機器を備えていないガスタービンサイクル（例えば、サイクル構成が圧縮機，燃焼器，タービンの３つの要素のみで構成されるシンプルサイクル）では、噴霧水とする高圧温水の熱源をタービン排ガスとする関係上、ガスタービン設備側に大幅な変更が要求される。具体的には、ガスタービン排ガスから排熱回収する熱交換器、これにより生成された高圧温水を噴霧装置に供給する給水系統等を追加する必要がある。

[0097] また、電気と共に蒸気（熱）を発生させるコジェネシステム、並びにガスタービンと蒸気タービンを組み合わせたコンバインドサイクルでは、何れもガスタービンの排熱は蒸気発生の熱源とすることを前提としたシステムである。これらのシステムでは蒸気発生に必要とする熱量に基づいてシステム全体のヒートバランスが設計されるため、吸気噴霧用の高圧温水の生成のためにガスタービン排熱を利用してしまうと、システム全体のヒートバランスの変動を招き、本来の目的である蒸気の生成に影響を与えてしまう可能性がある。このため、ガスタービン排熱の利用により、結果としてガスタービンのヒートバランスに変動を与えてしまうシステム構成とすることは好ましくない。よって、ガスタービンを太陽熱利用システムに適用する際には、ヒートバランスに変動を生じさせるようなシステム構成は避けるとともに、ガスタービン装置自体もその基準構成に対する変更点を最小限とすることが望ましい。

[0098] 一方、本実施例においては、太陽熱エネルギーを高圧温水の熱源としているため、太陽熱利用発電システムにガスタービンを適用するに際して、ガスタービン装置は標準構成に対して最小限の変更に留めることができる。すな

わち、新たに追加される機器構成としては、圧縮機の上流側（吸気室や吸気ダクト内）に設置される噴霧装置のみである。そして、ヒートバランスの観点からも、高圧温水はガスタービンサイクル内の熱を利用するものではなく、ガスタービン装置側とは無関係に生成することができるため、ヒートバランスに変動を生じさせることはない。このことは、ガスタービン装置側の最上流側に位置する、圧縮機の吸気に太陽熱を利用するシステム構成としたことにより実現が可能となるものである。

[0099] 上述のように、本実施例では、太陽熱で生成した高圧温水を圧縮機の吸気に液滴を噴霧して冷却する噴霧装置に適用するとともに、噴霧装置における噴霧液滴の微細化に高温水が持つエネルギーを利用するようにしている。特に、噴霧液滴の微細化には、その原理として高温水を減圧沸騰させることにより実現している。

[0100] 上記の方式により、本実施例によれば、太陽熱は高圧温水を生成ための顕熱（物質の状態を変化させずに温度を変化させるための熱量）分を集熱すれば済む発電システムとなるため、従来システムで必須であった、蒸発潜熱としての大量のエネルギーを不用とすることができる。この結果、大量のエネルギーを集熱するために設置していた集熱装置の数、並びに集熱装置の設置のための敷地面積を大幅に低減することが可能となる。

[0101] 具体的には、集熱装置の設置面積を従来の１／１０以下とすることができる。また、太陽熱利用システムにおけるコストの大半を占める集熱装置の数を低減できるため、大幅なコストの低減を図ることができる。

[0102] また、本実施例によれば、圧縮機入口空気温度を低下させるエネルギーとして太陽熱を利用しているので、温室効果ガスであるCO_2を増加させずに発電出力を向上でき、環境保全性の面で好ましい発電システムを提供できる。特に、液滴の微細化のために特別な噴霧装置を必要としない。また、本実施例の噴霧装置は減圧沸騰の原理を用いて液滴を微細化するものであり、そのエネルギーとして太陽熱を利用するものであるため、一般的な噴霧装置に対して動力の低減を図ることができる。更には、減圧沸騰により液滴をより微

細化することができるため、ドレンの排出量を大きく低減するとともに、効率良く出力向上させることができる。

実施例 2

[0103] 次に、本発明の実施例２における構成を図５により説明する。

[0104] 図５は、図１の実施例１における日射変化に対する変動を抑制するために、蓄熱槽４０を設けたことを特徴とする。図１と異なるシステム構成は、以下の通りである。

[0105] 集熱管２７から高圧温水を取り出すための配管２８に分岐管４４が設けられており、分岐管４４の下流は流量調整弁４１および配管４５を介して蓄熱槽４０が設けられている。蓄熱槽４０の下流は、配管４６を経て輸送ポンプ４２および配管４７，圧力調整弁４３、さらに配管４８が設けられ、配管４８は圧力調整弁２９の下流側の配管３０に接続されている。

[0106] このように、本実施例では集熱装置２００の集熱管２７で生成された高圧温水を蓄熱槽４０にて貯蔵可能なように機器や配管を接続した構成としている。さらに、蓄熱槽４０に貯蔵した高圧温水を噴霧装置３００の噴霧ノズル３２に供給可能に構成している。このように、集熱管２７で生成された高圧温水を、集熱管２７から噴霧ノズル３２に対して直接的に供給する系統と、蓄熱槽４０での貯蔵を介して間接的に供給する系統を備えたものである。

[0107] （動作・作用・効果）

次に図５の実施例の動作を説明する。

[0108] 日射条件が良好な場合は、集熱管２７の温度がより高い状況になる。その場合、集光板２６の受光面角度を変えて集光量を調整することもできるが、日射条件が低下した場合の補完として、蓄熱槽４０が有効になる。すなわち、流量調整弁４１を開けて配管２８に接続された分岐管４４へ高圧温水の一部を配管４５を経て蓄熱槽４０に蓄えておく。日射条件が低下した場合、蓄熱槽４０に蓄えておいた高圧温水を配管４６より輸送ポンプ４２で取り出し、配管４７および圧力調整弁４３を経て配管４８から配管３０に導き、噴霧母管３１への高圧高温水を補給する。これにより、集熱管２７での高圧温水

量が減った場合でも、蓄熱槽４０から高圧温水を補給できるので、圧縮機１の吸気冷却を安定して行える。

[0109] 本実施例によれば、実施例１における効果に加えて、ガスタービン発電システムにおける夏場の出力低下を、天候の変化による影響を受けることなく安定的に抑制することができる。また、太陽エネルギーの利用率も向上することで、温室効果ガスであるCO_2の削減に寄与できる効果がある。

実施例 3

[0110] 次に、発電機以外の被駆動機器を駆動するガスタービンシステムに太陽熱を利用した場合の実施例について、図１３を用いて説明する。すなわち、実施例１では、ガスタービン発電システムに太陽熱を利用したものであったが、本実施例はポンプや圧縮機といった負荷機器の駆動装置としてのガスタービンシステムに太陽熱エネルギーを利用するように構成している。また、ガスタービンとして２軸型ガスタービンを適用したものである。

[0111] 以下、前述した実施例との相違点について、具体的に説明する。本実施例におけるガスタービン装置１００はガスジェネレータとパワータービンの回転軸を分離した２軸式ガスタービンである。この２軸式ガスタービンは、１軸式ガスタービンに比べて運転の自由度が高く、部分負荷性能を向上させることができる。ガスタービンの負荷として発電機を駆動する場合、一般的に発電機は定格負荷で運転されることが多いため、基本的には一定（定格）の回転数で駆動される。一方、負荷として圧縮機やポンプを駆動する場合、これらの負荷機器は負荷変動を生じることを前提としたものであるため、その駆動源として部分負荷性能に優れた２軸式ガスタービンを適用することが有利である。

[0112] ２軸式ガスタービンの構造としては、タービン２が高圧タービン２ａと低圧タービン２ｂにより構成されるとともに、高圧タービン２ａは圧縮機１と軸１１ａで接続され、低圧タービン２ｂはこれとは別の軸１１ｂによって負荷機器である被駆動機器と接続される点が特徴である。ガスジェネレータとしては、圧縮機１，燃焼器３，高圧タービン２ａで構成され、パワータービ

ンは低圧タービン２ｂに該当する。なお、図１との対比でも理解できるように、タービン以外の構成については１軸型と２軸型とでは基本的に同様である。圧縮機１と同軸の高圧タービン２ａは、燃焼器３で生成された燃焼ガスによって回転駆動され、圧縮機１とは別軸で負荷機器に接続される低圧タービン２ｂは、高圧タービン２ａを回転駆動した燃焼ガスにより回転駆動される。

[0113] この２軸式ガスタービンを用いた本実施例において、前述した実施例と同様に太陽熱の集熱装置２００と、圧縮機１の吸気に高圧温水を噴霧する噴霧装置３００を設置している。噴霧装置３００には集熱装置２００で生成された高圧温水が供給され、この高圧温水を減圧沸騰の原理を用いて微細液滴を噴霧することも前述の実施例と同様である。なお、本実施例では、負荷駆動機器として２軸式ガスタービンを例示したが、１軸式ガスタービンを用いることも可能である。また、本実施例に示す２軸式ガスタービンをガスタービン発電システムに適用することも可能である。

[0114] 本実施例によれば、実施例１における効果に加えて、負荷機器としてポンプや圧縮機を駆動するガスタービンシステムにおいても、出力低下の抑制を図ることができるという効果を有する。

実施例 4

[0115] 次に、既設ガスタービンシステムを太陽熱利用ガスタービンシステムに改造する実施例について、図１４を用いて説明する。

[0116] 既設のガスタービンシステムとして、ガスタービン装置１００が設置されており、この既設ガスタービンを太陽熱利用ガスタービンシステムに改造する場合には、太陽熱を集熱する集熱装置２００（図中の１点鎖線Ａの範囲）と、集熱装置２００で生成された高圧温水を圧縮機１に吸気噴霧する噴霧装置３００（図中の２点鎖線Ｂの範囲）を新たに追設することになる。集熱装置２００は、既設ガスタービンが設置された、その周囲の敷地に配置される。噴霧装置３００は、既設ガスタービンの吸気ダクト（或いは吸気室）の内部に新たに追設される。

[0117] 特に、ガスタービン装置１００に着目すると、既設ガスタービンを太陽熱利用ガスタービンシステムに改造するに際して、既設のガスタービンに対する変更点は吸気ダクト６の部分のみとなることが特徴である。つまり、ガスタービン本体側に変更を生じさせる必要性がないため、改造工事に際して長期間を要することなく、またその改造の程度も軽く簡単なものとすることがでる。また、システムの見直し等も必要としない。

[0118] また、既設ガスタービンを太陽熱利用ガスタービンシステムに改造するに際しては、必要とする集熱装置の数は前述した高圧温水を生成できる程度で済むため、広大な敷地を必要としない。追設する集熱装置２００は既存の発電所の敷地内に収めることができる。一般に、発電所や工場等においては建屋以外にある程度の広さの敷地を有していることが多いため、そこに未利用のスペースが存在する場合には、本実施例を適用することにより土地の有効活用に繋げることができる。

[0119] 本実施例によれば、実施例１における効果に加えて、既設ガスタービンを太陽熱利用ガスタービンシステムに改造することができるという効果を有する。そして、改造に長期間を必要とせず、また簡単な改造工事で済ませることができる。

産業上の利用可能性

[0120] 太陽熱利用ガスタービンシステムとして利用することができる。

符号の説明

[0121] １ 圧縮機

２ タービン

３ 燃焼器

４ 発電機

５ 空気

６ 吸気ダクト

７ 圧縮空気

８ 燃料

９　燃焼ガス

１０　燃焼排ガス

１１　軸

２０　水タンク

２１，２３，２５　給水管

２２　水ポンプ

２４，４１　流量調整弁

２６　集光板

２７　集熱管

２８，３０，４５，４６，４７，４８　配管

２９，４３　圧力調整弁

３１　噴霧母管

３２　噴霧ノズル

３３　液滴

３４　混合流体

３５　静翼

３６　動翼

４０　蓄熱槽

４２　輸送ポンプ

４４　分岐管

１００　ガスタービン装置

２００　集熱装置

３００　噴霧装置

請求の範囲

[請求項1] 空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機で圧縮された空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器で発生した燃焼ガスによって駆動されるタービンにより構成されるガスタービンと、

太陽熱を集熱して高圧温水を生成する集熱装置とを備え、

前記圧縮機に取り込まれる空気に、前記集熱装置で生成された高圧温水を噴霧する噴霧装置を設けたことを特徴とする太陽熱利用ガスタービンシステム。

[請求項2] 前記噴霧装置は、前記集熱装置で生成された高圧温水を大気圧まで減圧して沸騰させた水を噴霧することを特徴とする請求項１に記載の太陽熱利用ガスタービンシステム。

[請求項3] 前記集熱装置は、昇圧された水の温度を大気圧における沸点より高く、且つ前記昇圧された圧力下における沸点より低い温度まで加熱して前記高圧温水を生成することを特徴とする請求項１に記載の太陽熱利用ガスタービンシステム。

[請求項4] 前記集熱装置は、該集熱装置で生成する前記高圧温水の圧力条件を、大気圧以上で且つ飽和圧力以上とすることを特徴とする請求項１に記載の太陽熱利用ガスタービンシステム。

[請求項5] 前記集熱装置は、太陽光を集光する集光板と、その内部を水が流通すると共に前記集光板で集光された太陽光を受けて太陽熱を集熱する集熱管とによって構成され、前記集熱管内には加圧された水が供給されることを特徴とする請求項１に記載の太陽熱利用ガスタービンシステム。

[請求項6] 前記噴霧装置は、前記圧縮機に導入されるまでの間に噴霧された液滴の一部を気化させ、前記空気と共に前記圧縮機内に導入された未気化の液滴を前記圧縮機内を流下中に気化させることを特徴とする請求項２に記載の太陽熱利用ガスタービンシステム。

[請求項7] 前記噴霧装置は、１μｍ以上５０μｍ以下の粒径の液滴であって、

前記圧縮機に取り込まれる空気重量流量に対して０．２%以上５．０%以下の水量を噴霧することを特徴とする請求項２に記載の太陽熱利用ガスタービンシステム。

[請求項8] 前記噴霧装置は、前記ガスタービンの吸気ダクト或いは吸気室の内部に設置されることを特徴とする請求項２に記載の太陽熱利用ガスタービンシステム。

[請求項9] 前記集熱装置は、当該集熱装置で生成した高圧温水を貯蔵する蓄熱槽と接続されていることを特徴とする請求項１に記載の太陽熱利用ガスタービンシステム。

[請求項10] 前記噴霧装置は、前記集熱装置から直接的に高圧温水が供給される系統と、前記蓄熱槽に蓄積された高圧温水が供給される系統に接続されていることを特徴とする請求項９に記載の太陽熱利用ガスタービンシステム。

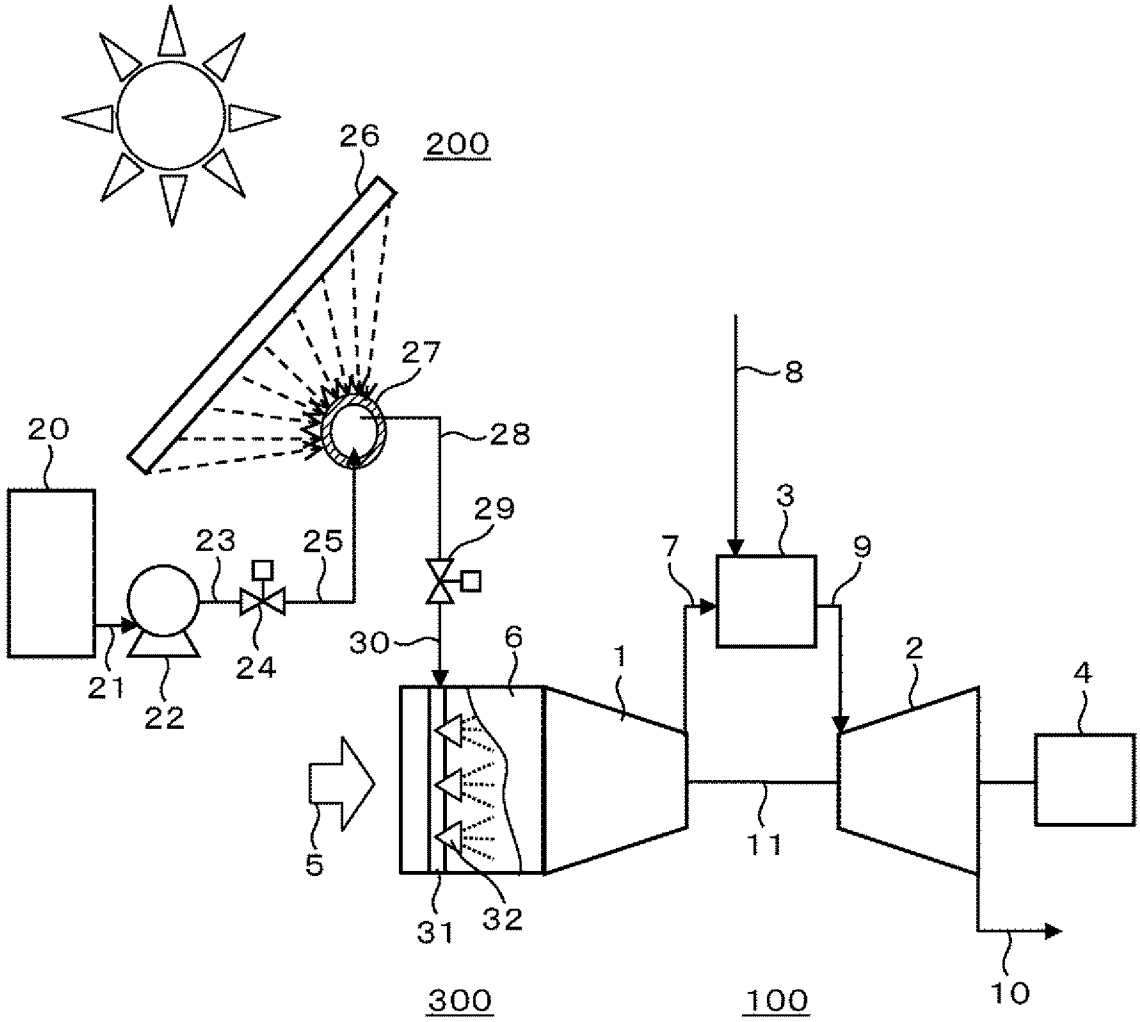
[請求項11] 前記タービンは、前記燃焼器で生成された燃焼ガスにより前記圧縮機と同軸で回転駆動される高圧タービンと、該高圧タービンを回転駆動した燃焼ガスにより前記圧縮機と別軸で回転駆動する低圧タービンにより構成されたことを特徴とする請求項１に記載の太陽熱利用ガスタービンシステム。

[請求項12] 空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機で圧縮された空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器で発生した燃焼ガスによって駆動されるタービンにより構成される既設ガスタービンの太陽熱利用ガスタービンシステムへの改造方法であって、

太陽熱を集熱して高圧温水を生成する複数の集熱装置を前記既設ガスタービンの周囲に配置すると共に、前記既設ガスタービンの吸気ダクト或いは吸気室の内部に、前記圧縮機に取り込まれる空気に前記集熱装置で生成された高圧温水を噴霧する噴霧装置を追設することを特徴とする既設ガスタービンの太陽熱利用ガスタービンシステムへの改造方法。

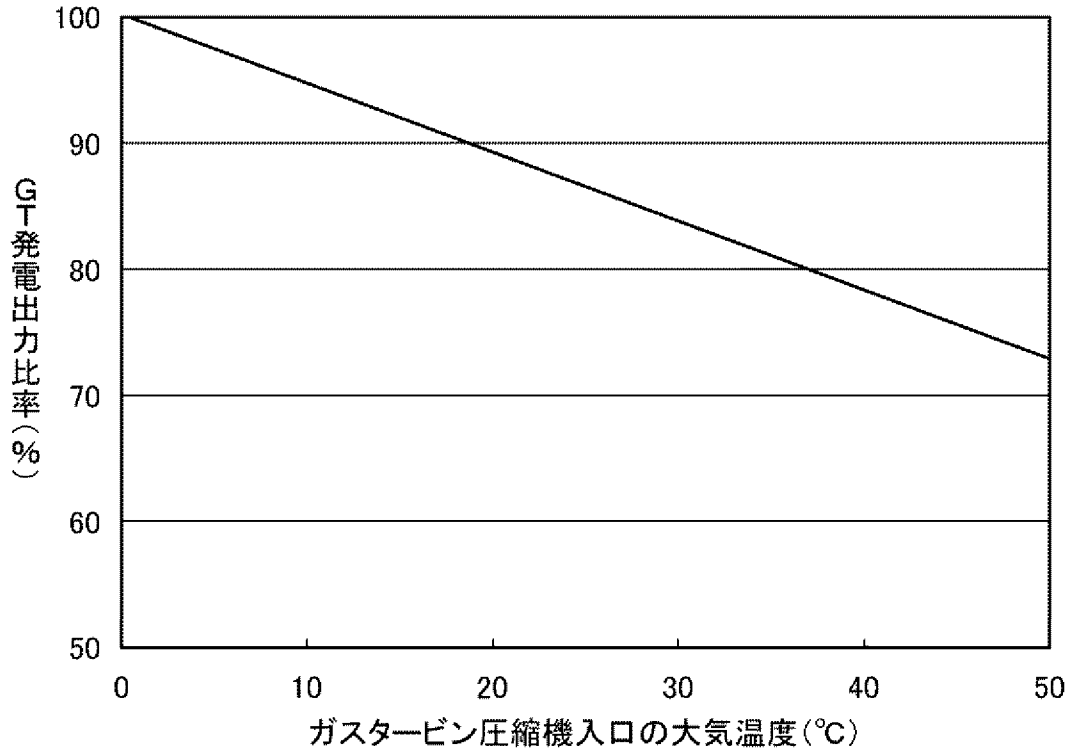
[図1]

図 1



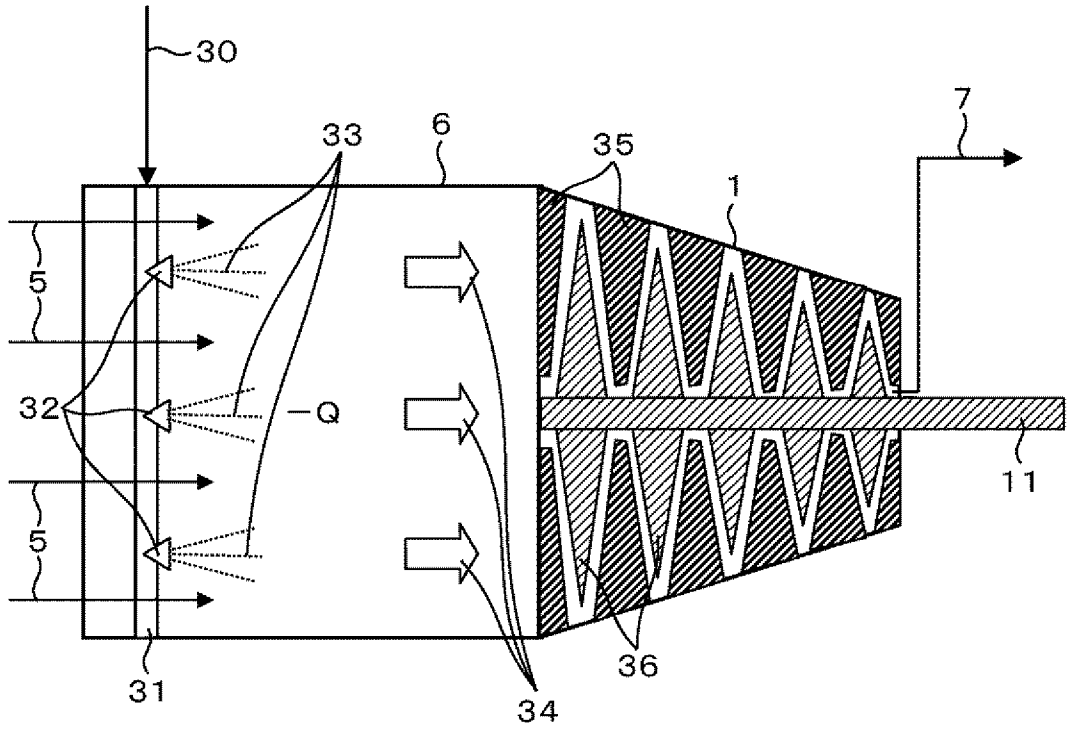
[図2]

図 2


100
90
80
70
60
50
GT発電出力比率(%)
0
10
20
30
40
50
ガスタービン圧縮機入口の大気温度(℃)

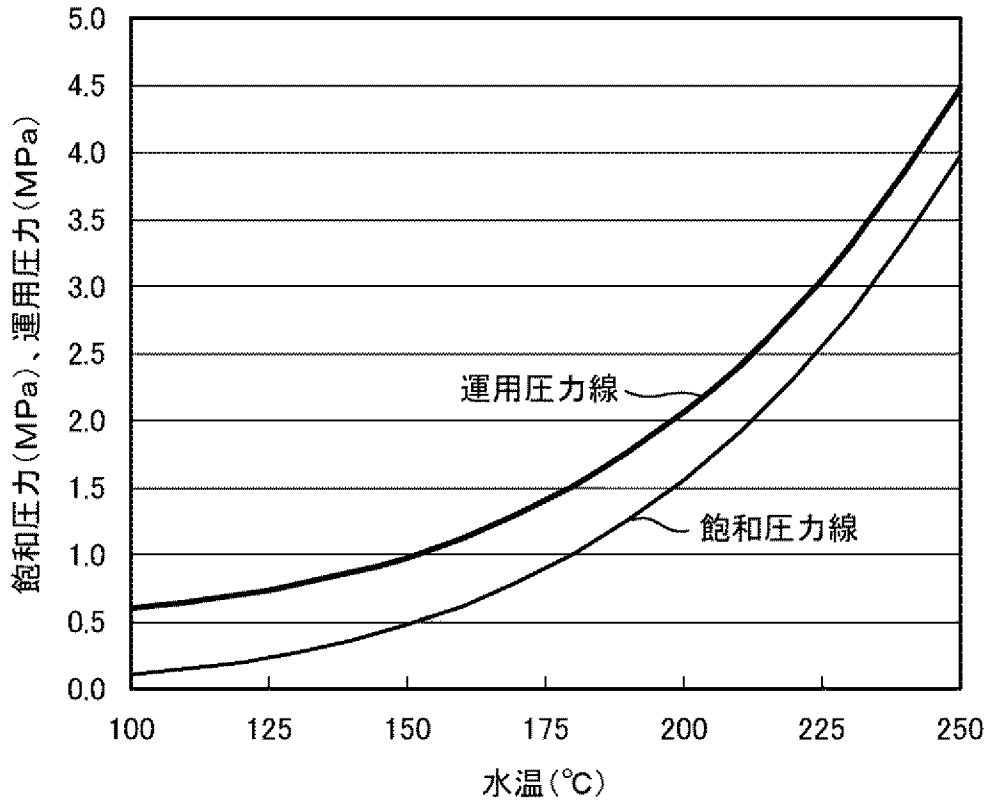
[図3]

図 3


30
33
6
35
7
1
5
32
Q
5
11
31
36
34

[図4]

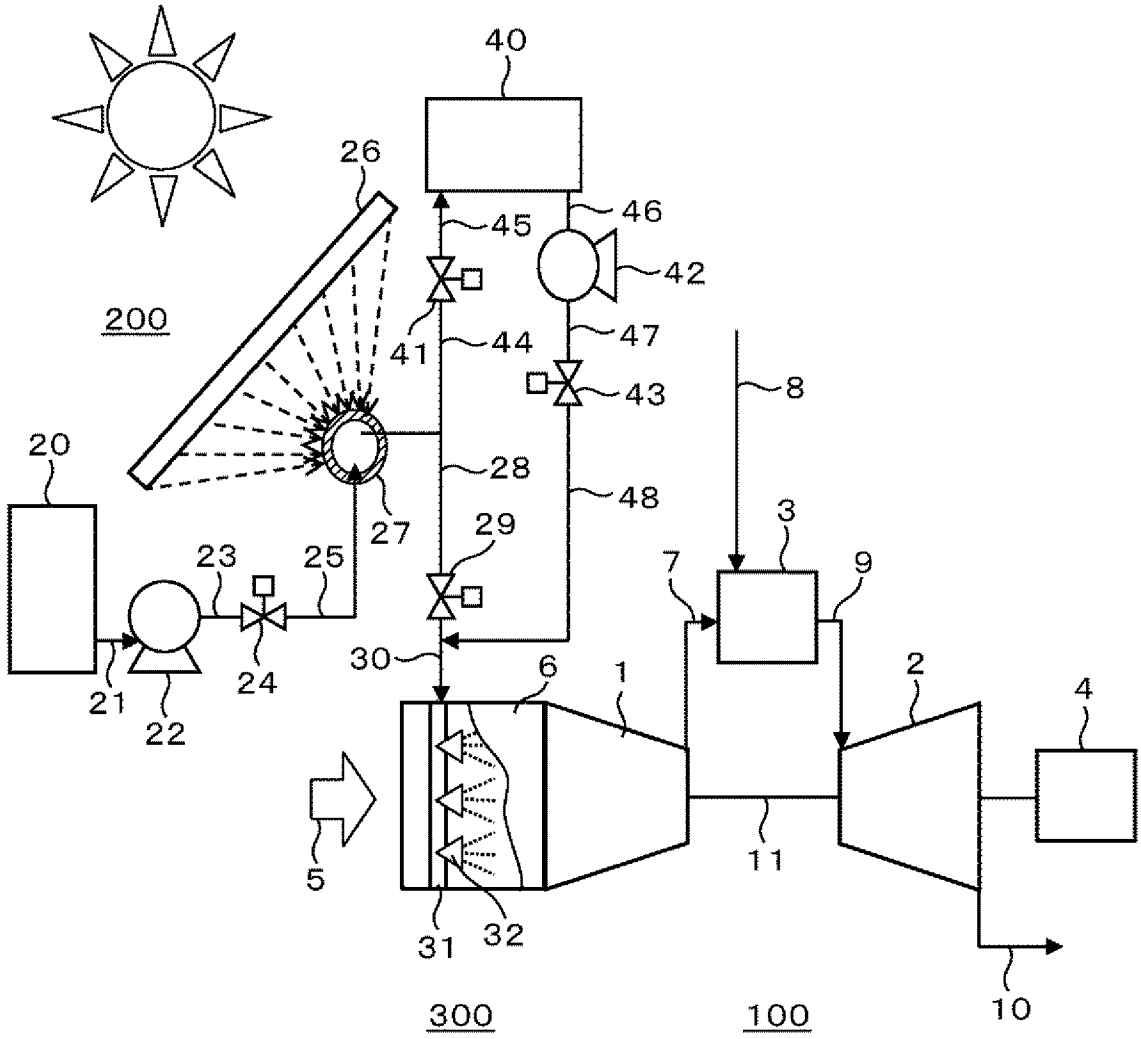
図 4



水温と飽和圧力，運用圧力(例)の関係

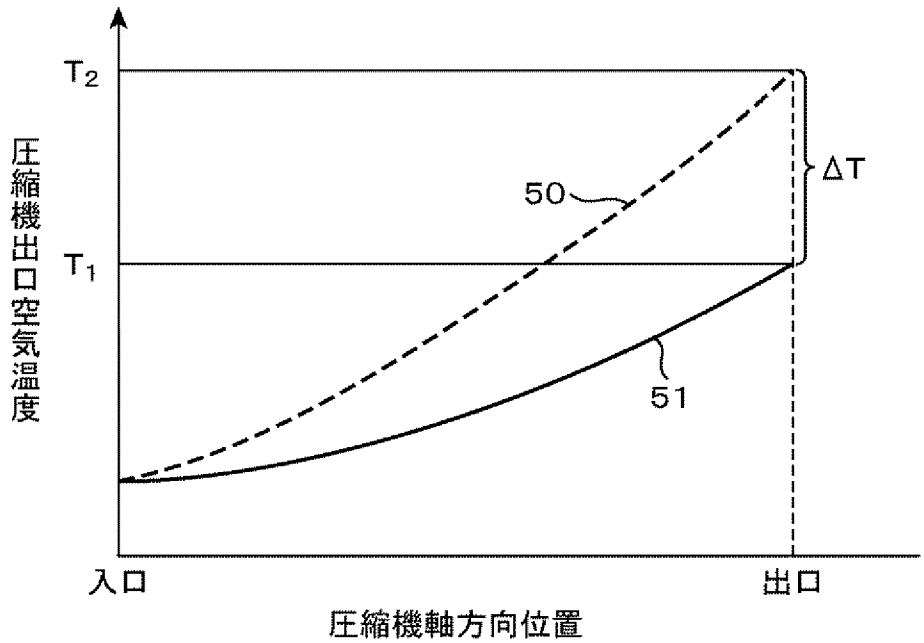
[図5]

図 5


40
26
45
46
42
200
41
44
47
43
8
20
28
48
27
29
3
23
25
7
9
24
30
6
1
2
4
21
22
5
11
31
32
10
300
100

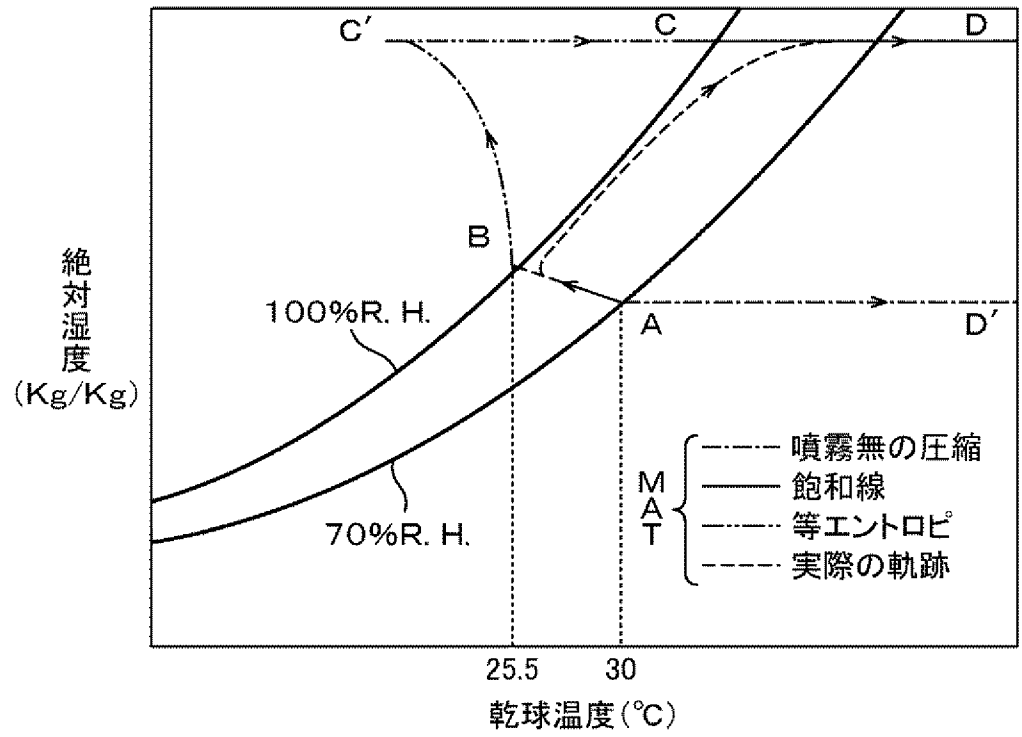
[図6]

図 6


T2
T1
ΔT
50
51
圧縮機出口空気温度
入口
出口
圧縮機軸方向位置

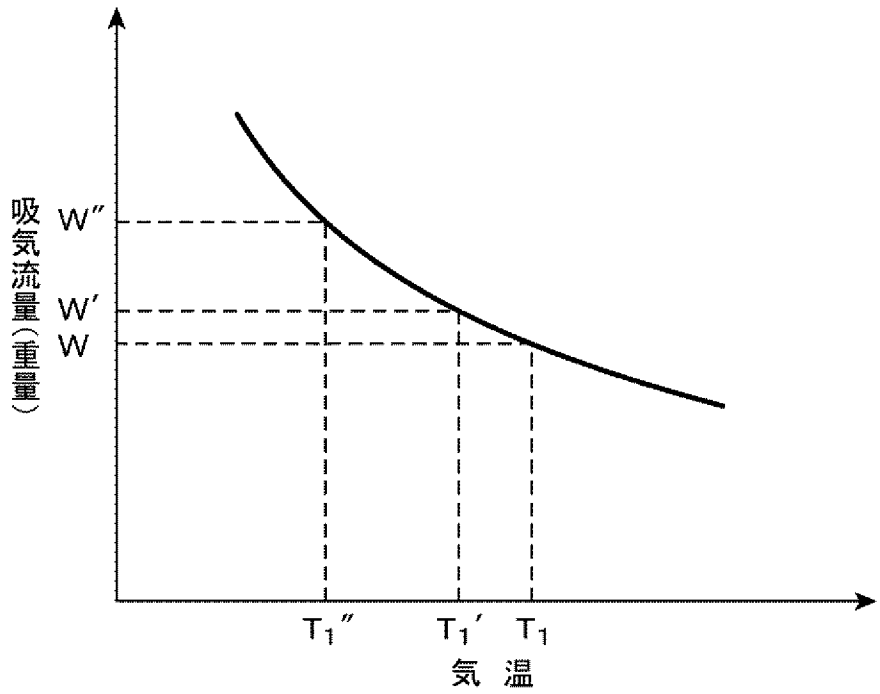
[図7]

図 7


C′
C
D
B
絶対湿度(Kg/Kg)
100%R. H.
A
D′
70%R. H.
MAT
噴霧無の圧縮
飽和線
等エントロピ
実際の軌跡
25.5
30
乾球温度(℃)

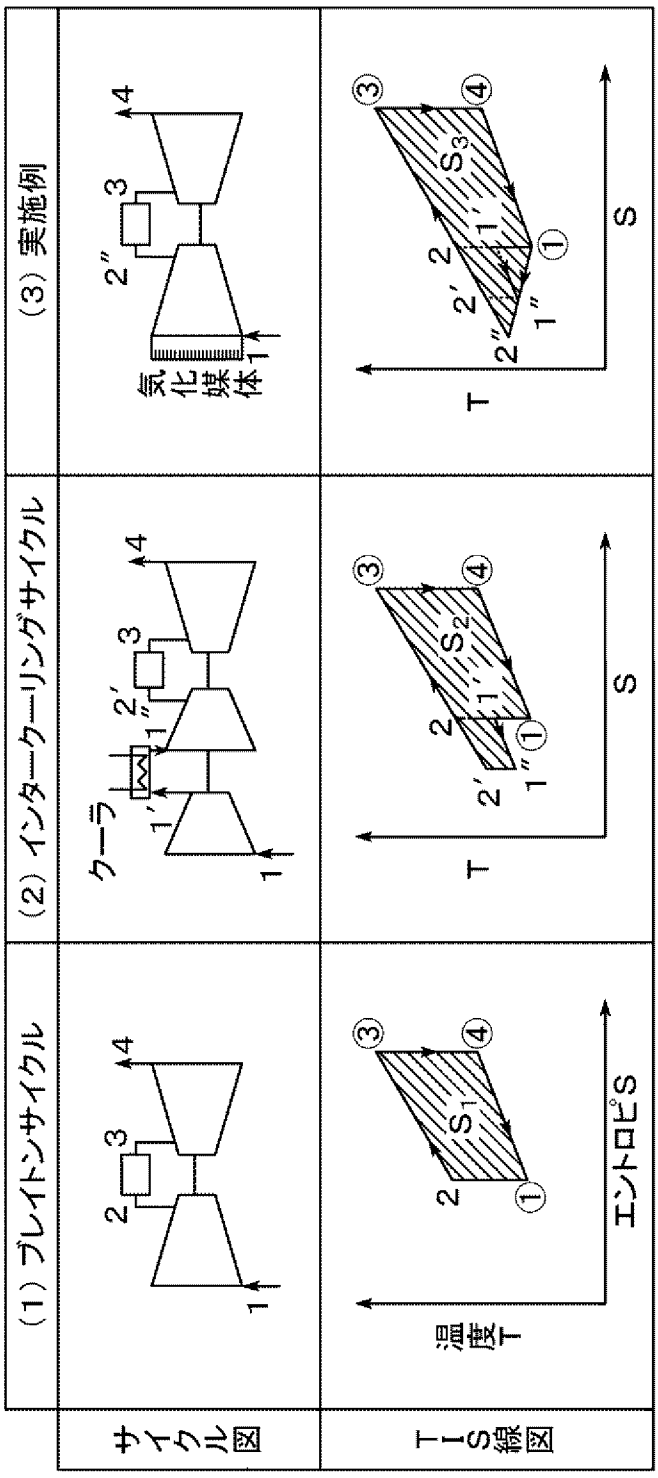
[図8]

図 8


吸気流量(重量)
W″
W′
W
T1″
T1′
T1
気 温

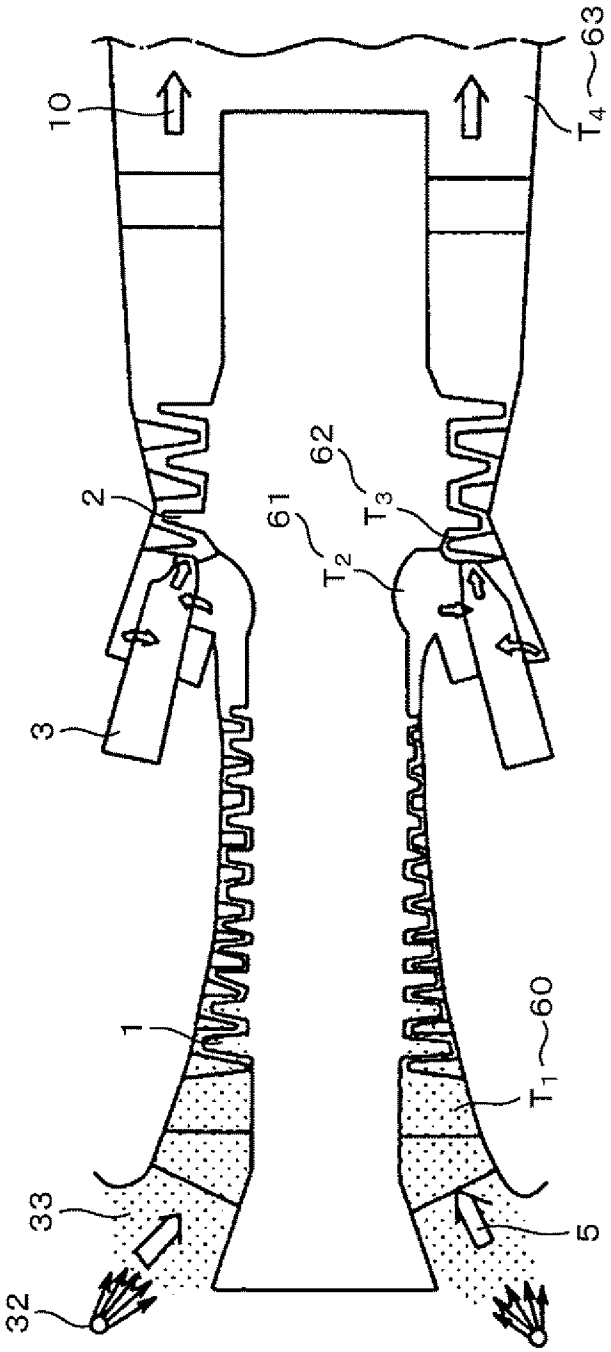
[図9]

図 9


(1) ブレイトンサイクル
(2) インタークーリングサイクル
(3) 実施例
サイクル図
T-S線図
気化媒体
クーラ
温度T
エントロピS
T
S
比出力:$S_1 < S_2 < S_3$

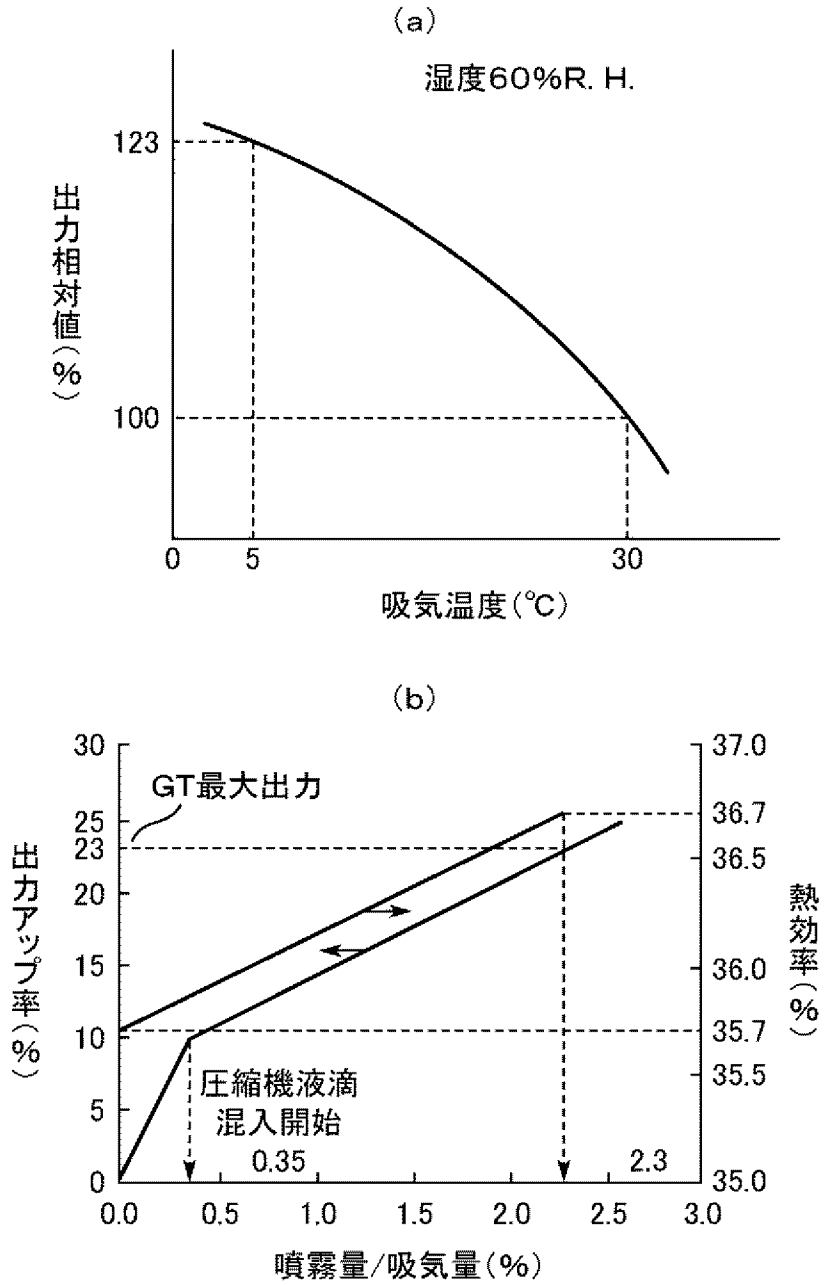
[図10]

図 10



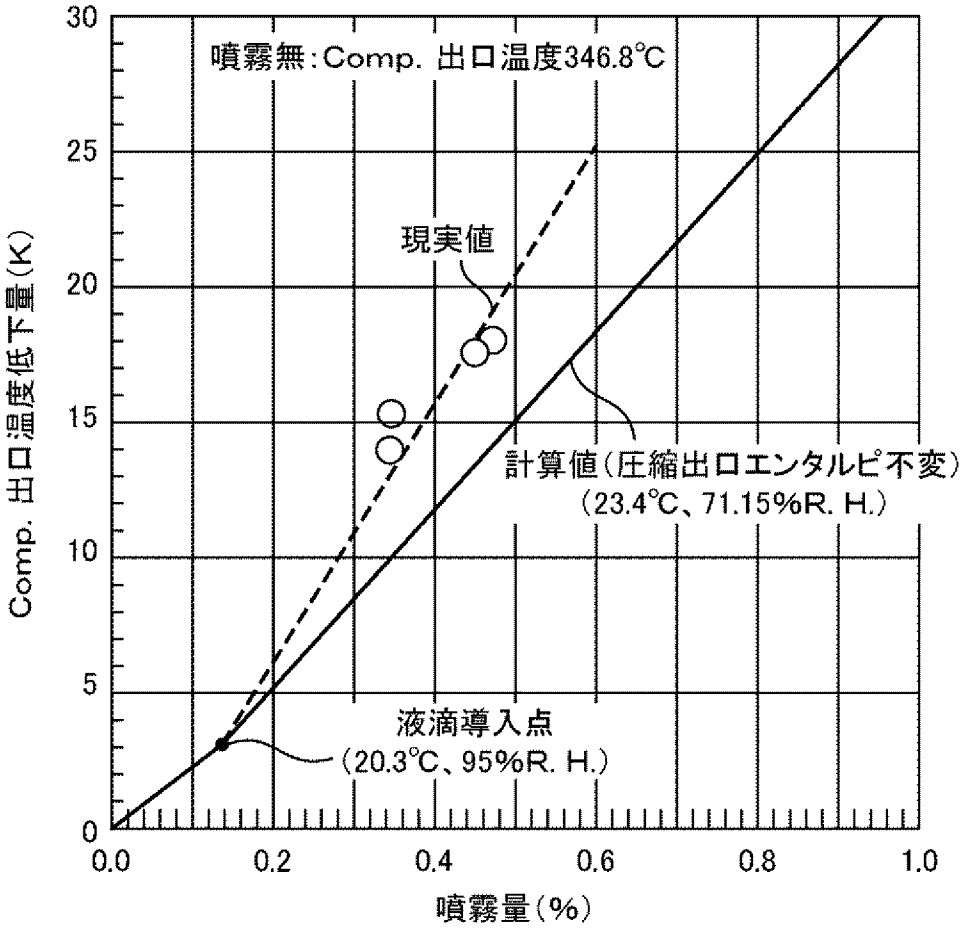
[図11]

図 11


(a)
湿度60%R. H.
123
100
出力相対値(%)
0
5
30
吸気温度(℃)
(b)
30
25
23
20
15
10
5
0
GT最大出力
出力アップ率(%)
37.0
36.7
36.5
36.0
35.7
35.5
35.0
熱効率(%)
圧縮機液滴
混入開始
0.35
2.3
0.0
0.5
1.0
1.5
2.0
2.5
3.0
噴霧量/吸気量(%)

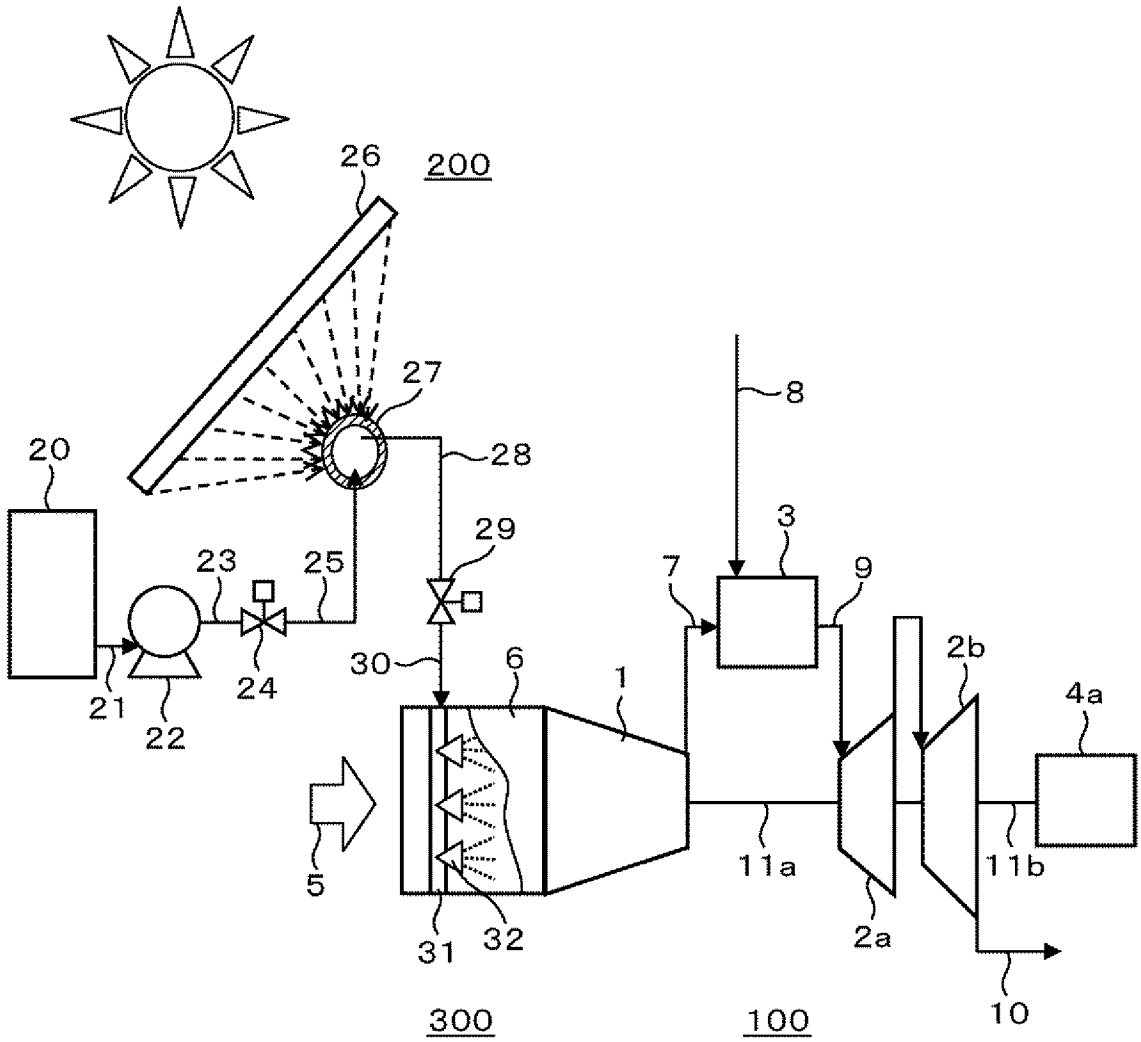
[図12]

図 12


噴霧無:Comp. 出口温度346.8℃
現実値
計算値(圧縮出口エンタルピ不変)
(23.4℃、71.15%R. H.)
液滴導入点
(20.3℃、95%R. H.)
Comp. 出口温度低下量(K)
噴霧量(%)
0
5
10
15
20
25
30
0.0
0.2
0.4
0.6
0.8
1.0

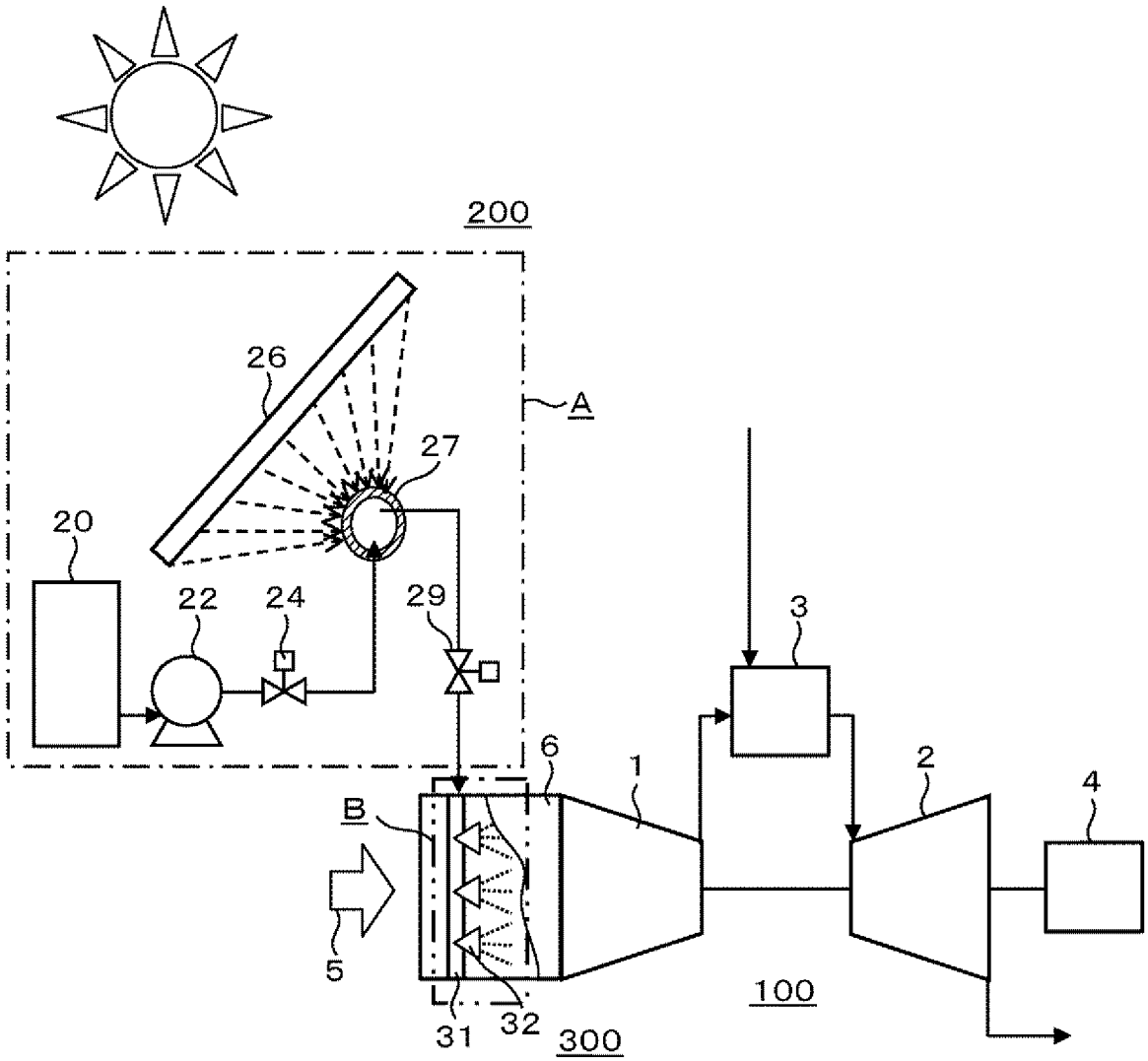
[図13]

図 13


26
200
27
8
20
28
3
29
23
25
7
9
30
6
1
2b
4a
21
22
24
5
11a
11b
2a
31
32
10
300
100

[図14]

図 14



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2010/005283

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F02C7/143(2006.01)i, *F24J2/42*(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)
F02C7/143, F24J2/42, F03G6/00

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	1996-2010
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2010	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2010

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.
Y	JP 2002-519558 A (N.V. Kema), 02 July 2002 (02.07.2002), abstract & JP 4368526 B2 & US 6453659 B1 & PT 1007832 E & WO 1999/067519 A1 & NL 1011383 C2 & ES 2223175 T3 & EP 1007832 A1 & EP 1007832 B1 & DE 69919821 T2 & CA 2301036 A1 & CA 2301036 C & AU 4657799 A & AU 745993 B2 & AT 275238 T	1-12
Y	JP 2008-175149 A (Hitachi, Ltd.), 31 July 2008 (31.07.2008), abstract (Family: none)	1-12

☒ 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	Date of mailing of the international search report
13 September, 2010 (13.09.10)	21 September, 2010 (21.09.10)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2010/005283

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2010-144725 A (General Electric Co.), 01 July 2010 (01.07.2010), abstract; paragraph [0017] (Family: none)	1-12
Y	JP 2008-190335 A (Hitachi, Ltd.), 21 August 2008 (21.08.2008), abstract; paragraph [0015]; fig. 3 (Family: none)	11

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１０／００５２８３

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F02C7/143(2006.01)i, F24J2/42(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（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F02C7/143, F24J2/42, F03G6/00

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	１９２２－１９９６年
日本国公開実用新案公報	１９７１－２０１０年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１０年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１０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
Ｙ	JP 2002-519558 A (ナムローゼ・フェンノートシャップ・ケマ) 2002.07.02, 要約 & JP 4368526 B2 & US 6453659 B1 & PT 1007832 E & WO 1999/067519 A1 & NL 1011383 C2 & ES 2223175 T3 & EP 1007832 A1 & EP 1007832 B1 & DE 69919821 T2 & CA 2301036 A1 & CA 2301036 C & AU 4657799 A & AU 745993 B2 & AT 275238 T	１－１２

☑　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 １３．０９．２０１０	国際調査報告の発送日 ２１．０９．２０１０
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ） 郵便番号１００－８９１５ 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）　３Ｔ　９８２０ 稲葉　大紀 電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３９５

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
Ｙ	JP 2008-175149 A（株式会社日立製作所）2008.07.31，要約（ファミリーなし）	１－１２
Ｙ	JP 2010-144725 A（ゼネラル・エレクトリック・カンパニイ）2010.07.01，要約，段落 0017（ファミリーなし）	１－１２
Ｙ	JP 2008-190335 A（株式会社日立製作所）2008.08.21，要約，段落 0015，第３図（ファミリーなし）	１１