

(11)特許出願公開番号

特開2012-107554

(P2012-107554A)

(43) 公開日 平成24年6月7日(2012.6.7)

(51) Int. Cl.

F I

テーマコード (参考)

F02C 7/143 (2006.01)

FO2C 7/143

3 L 2 1 1

FOI D 15/02 (2006.01)

F O 1 D 15/02

B60H 1/32 (2006.01)

B60H 1/32 621A

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 7 頁)

(21) 出願番号 特願2010-256131 (P2010-256131)

(22) 出願日 平成22年11月16日 (2010.11.16)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市卜ヨタ町1番地

(74) 代理人 100088155

弁理士 長谷川 芳樹

(74) 代理人 100113435

弁理士 黒木 義樹

(74) 代理人 100116920

弁理士 鈴木 光

(72) 発明者 岩瀬 識

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

F ターム (参考) 3L211 BA22 DA21

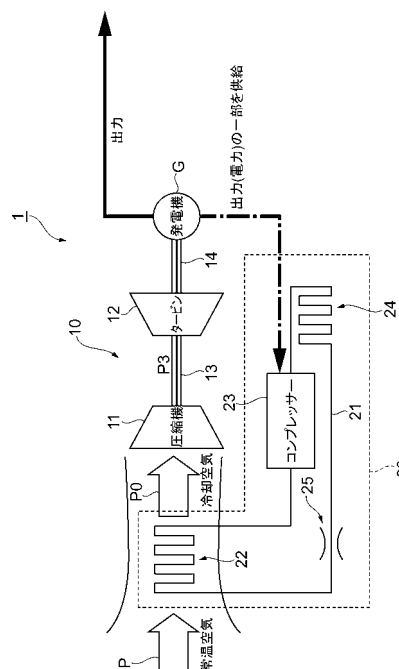
(54) 【発明の名称】 ガスタービンシステム

(57) 【要約】

【課題】 熱交換機の耐久性の低下を抑制可能とするガスタービンシステムを提供する。

【解決手段】 ガスタービンシステム１は、ガスタービン１０と、ガスタービン１０の後段に設けられた発電機Ｇと、ガスタービン１０の前段に設けられた冷却用クーラー２０とを備えている。ガスタービン１０は、タービン１２と該タービン１２の前段に配置された圧縮機１１とを有している。冷却用クーラー２０は、熱交換器２２を用いて、ガスタービン１０における空気の入口部分を冷却する。

【選択図】 図 1



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

空気と燃料との燃焼ガスによって駆動されるタービンを含むガスタービンと、前記ガスタービンにおける前記空気の入口部分を冷却する冷却手段と、を備えるガスタービンシステム。

【請求項 2】

車両に搭載されており、該車両の空調手段を前記冷却手段として用いる請求項 1 に記載のガスタービンシステム。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】**

10

【0001】

本発明は、ガスタービンシステムに関する。

【背景技術】**【0002】**

上記技術分野に関する従来の技術として、特許文献 1 に記載の廃熱回収システム搭載車両が知られている。この廃熱回収システム搭載車両は、エンジンを冷却するための冷却水が循環する冷却水回路と、冷却水回路の冷却水からエンジンの廃熱を回収するランキンサイクルと、車室内に供給される空調風を冷却するエアコンサイクルと、ランキンサイクルの凝縮器及びエアコンサイクルの凝縮器のそれぞれに対して設けられた第 1 及び第 2 のモータファンと、これらのモータファンを制御するコントローラとを備えている。

20

【先行技術文献】**【特許文献】****【0003】**

【特許文献 1】特開 2010 - 188949 号公報

【発明の概要】**【発明が解決しようとする課題】****【0004】**

ところで、特許文献 1 に記載の廃熱回収システム搭載車両のように、エンジンの廃熱を回収するシステムにおいて、エンジン排気と冷媒との間で熱交換を行う熱交換器は、高温のエンジン排気に曝されるため、その耐久性が低下する虞がある。

30

【0005】

本発明は、そのような事情に鑑みてなされたものであり、熱交換機の耐久性の低下を抑制可能とするガスタービンシステムを提供することを課題とする。

【課題を解決するための手段】**【0006】**

上記課題を解決するために、本発明のガスタービンシステムは、空気と燃料との燃焼ガスによって駆動されるタービンを含むガスタービンと、ガスタービンにおける空気の入口部分を冷却する冷却手段と、を備えることを特徴とする。

【0007】

このガスタービンシステムは、ガスタービンの入口部分を冷却する冷却手段を備えている。このため、このガスタービンシステムによれば、入口部分からガスタービンに供給される空気（入口空気）の温度を下げるができる。一般に、ガスタービンは、その入口空気の温度が低いほど出力が増加する。したがって、ガスタービンの入口空気の温度を下げれば、一定の出力を維持しつつ、タービンを駆動する燃焼ガスの温度を下げるができる。このため、このガスタービンシステムによれば、タービンの排気を比較的低い温度とすることができるので、タービンの排気に曝されるように熱交換器を配置した際にも、その熱交換器の耐久性の低下を抑制することが可能となる。

40

【0008】

本発明のガスタービンシステムは、車両に搭載されており、該車両の空調手段を上記冷却手段として用いる態様とすることができる。この場合、当該ガスタービンシステムを備

50

える車両の重量を低減することができる。

【発明の効果】

【0009】

本発明によれば、熱交換機の耐久性の低下を抑制可能とするガスタービンシステムを提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図1】本発明に係るガスタービンシステムの第1実施形態の構成を示す図である。

【図2】ガスタービンサイクルを示すグラフである。

【図3】図1に示されたガスタービンのサイクル圧力比と熱効率との関係を示すグラフである。 10

【図4】図1に示されたガスタービンのサイクル圧力比と出力との関係を示すグラフである。

【図5】図1に示されたガスタービンシステムの変形例の構成を示す図である。

【図6】本発明に係るガスタービンシステムの第2実施形態の構成を示す図である。

【図7】本発明に係るガスタービンシステムの第2実施形態の構成を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0011】

以下、添付図面を参照して本発明の実施の形態について詳細に説明する。なお、図面の説明において同一の要素には同一の符号を付し、重複する説明を省略する。 20

【0012】

[第1実施形態]

図1は、本発明に係るガスタービンシステムの第1実施形態の構成を示す図である。図1に示されように、ガスタービンシステム1は、ガスタービン10と、ガスタービン10の後段に設けられた発電機Gと、ガスタービン10の前段に設けられた冷却用クーラー（冷却手段）20とを備えている。

【0013】

ガスタービン10は、空気を吸入して圧縮する圧縮機11と、燃料を吸入して圧縮空気と混合させて燃焼させる燃料器（不図示）と、燃焼器からの燃焼ガスによって回転駆動されるタービン12とを有している。 30

【0014】

圧縮機11とタービン12とは回転軸13によって連結されている。圧縮機11は、回転軸13の回転によって回転駆動して空気を吸入し、吸入した空気を圧縮する。そして、圧縮機11は、その圧縮された圧縮空気を燃焼器に供給する。

【0015】

燃焼器では、圧縮機11から圧縮空気が供給されると共に燃料が供給され、圧縮空気と燃料とが混合して燃焼する。そして、燃焼器は、その燃焼ガスを、タービン12に供給する。

【0016】

タービン12は、燃焼器から供給された燃焼ガスによって回転駆動して回転軸13を回転させると共に、出力軸14を回転させて燃焼ガスを排気する。発電機Gは、出力軸14に連結されており、タービン12の出力を利用して発電を行う。 40

【0017】

冷却用クーラー20は、冷媒を循環させるための冷媒回路21と、冷媒回路21上に順に配設された熱交換器22、コンプレッサー23、熱交換器24及びしぼり25とを有している。

【0018】

熱交換器22は、空気冷却用の蒸発器として用いられる。熱交換器22は、圧縮機11の前段に配置されており、圧縮機11に供給される常温空気Pを冷却して冷却空気P0とする。つまり、熱交換器22は、ガスタービン10における空気の入口部分を冷却する。 50

これにより、ガスタービン 10（圧縮機 11）には、比較的低温の冷却空気 P0 が供給されることとなる。

【0019】

熱交換器 22 において、常温空気 P との熱交換を行った冷媒は、コンプレッサー 23 で圧縮された後に凝縮器としての熱交換器 24 で液化され、膨張弁としてのしぼり 25 において膨張させられた後に、再び熱交換器 22 に導入される。なお、コンプレッサー 23 には、発電機 G で生じたガスタービンシステム 1 の出力（電力）の一部が供給される。

【0020】

このように、本実施形態に係るガスタービンシステム 1 は、ガスタービン 10 における空気の入口部分を冷却する冷却用クーラー 20 を備えている。このため、このガスタービンシステム 1 によれば、ガスタービン 10 の入口空気を冷却することができる。

10

【0021】

図 2 は、入口空気の温度が常温の場合、及び、入口空気が冷却されている場合のそれぞれのガスタービン（GT）サイクルを示すグラフである。図 2 に示されるように、ガスタービン 10 は、入口空気を冷却すると、出力や効率が向上する。なお、ガスタービン 10 の効率は、供給した燃料が持つパワー量で出力を除することで求められる。

【0022】

以下、入口空気の温度を変化させた場合のガスタービン 10 の出力及び熱効率の変化について、図 3 及び図 4 を参照して具体的に説明する。

【0023】

20

図 3 は、入口空気の温度が 15（常温）の場合、-35 の場合、及び -85 の場合のガスタービン 10 のサイクル圧力比と熱効率との関係を示すグラフであり、図 4 は、入口空気の温度が 15 の場合、-35 の場合、及び -85 の場合のガスタービン 10 のサイクル圧力比と出力との関係を示すグラフである。

【0024】

図 3 のグラフによれば、サイクル圧力比が 5 の場合のガスタービン 10 の熱効率は次のようになる。

入口空気の温度が 15 の場合：17%

入口空気の温度が -35 の場合：19%

入口空気の温度が -85 の場合：21%

30

【0025】

また、図 4 のグラフによれば、サイクル圧力比が 5 の場合のガスタービン 10 の出力は次のようになる。

入口空気の温度が 15 の場合：16 kW

入口空気の温度が -35 の場合：22 kW

入口空気の温度が -85 の場合：31 kW

【0026】

このように、入口空気の温度を -85 に冷却すると、入口空気の温度が 15 の場合に比べて、熱効率が 4%、出力が 15 kW 向上する。一般に、 0.1 kg/s の空気を 15 から -85 まで（約 100 分）冷却するためには、 $0.1 \text{ kg/s} \times 100 \times$ 定圧比熱（約 $1 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ ）（約 10 kW）が必要となる。したがって、出力の 15 kW の増加分のうちの 10 kW で入口空気を冷却すれば、正味の出力・熱効率は向上する。なお、この結果は、冷却用クーラー 20 の成績係数（COP）が 1 の場合であり、冷却用クーラー 20 の成績係数が 2 の場合には、半分の 5 kW で済む。

40

【0027】

以上説明したように、ガスタービン 10 の入口空気の温度を下げれば、ガスタービン 10 の出力が向上する。このため、ガスタービンシステム 1 によれば、ガスタービン 10 の入口空気の温度を下げることで、一定の出力を維持しつつ、タービン 12 を駆動する燃焼ガスの温度を下げるることができる。したがって、ガスタービンシステム 1 によれば、タービン 12 の排気を比較的低い温度とすることができる。

50

【 0 0 2 8 】

その結果、例えば、図 5 に示されるように、ガスタービンシステム 1 において、タービン 1 2 の排気に曝されるように廃熱回収のための熱交換器 3 0 を配置した際に、その熱交換器 3 0 の耐久性の低下を抑制することが可能となる。

【 0 0 2 9 】

また、ガスタービンシステム 1 においては、熱交換器 2 2 , 3 0 が、タービン 1 2 の高温の排気に曝されることが避けられるので、熱交換器 2 2 , 3 0 を構成する材料を比較的安価なものとすることができる。

【 0 0 3 0 】

また、ガスタービンシステム 1 によれば、冷却用クーラー 2 0 の冷却により、ガスタービン 1 0 の入口空気の密度が増加するため、ガスタービン 1 0 を流れる空気の体積が減少する。このため、ガスタービン 1 0 を小型化することができる。

10

【 0 0 3 1 】

さらに、ガスタービンシステム 1 によれば、上述したように、熱効率を維持しつつ燃焼器の燃焼温度を下げる可以降低。このため、燃焼器の燃焼温度を下げることによって、燃焼器で生じる N o x を低下させる可以降低。なお、図 1 及び図 5 に示されるガスタービン 1 0 において、タービン 1 2 と出力軸 1 4 とは直結している必要はない。すなわち、ガスタービン 1 0 は、タービン 1 2 の後段に別のタービンをさらに設置し、その別のタービンに出力軸 1 4 を接続して 2 軸形態にしてもよい。

20

【 0 0 3 2 】

[第 2 実施形態]

図 6 及び図 7 は、本発明に係るガスタービンシステムの第 2 実施形態の構成を示す図である。図 6 及び図 7 に示されるガスタービンシステム 1 A は、車両 (E V) C A に非常用発電機として搭載されている点、及び、車両 C A の室内用クーラー (エアコン : 空調手段) A を冷却用クーラー 2 0 として利用する (すなわち、室内用クーラー A と冷却用クーラー 2 0 とを兼用する) 点で、第 1 実施形態に係るガスタービンシステム 1 と異なっている。

【 0 0 3 3 】

このため、室内用クーラー A は、熱交換器 2 2 を用いて、圧縮機 1 1 に供給される空気を - 8 5 程度まで冷却できるように構成されている。このように室内用クーラー A を冷却用クーラー 2 0 として利用する際には、発電機 G で生じたガスタービンシステム 1 A の出力 (電力) の一部が室内用クーラー A に供給される。また、発電機 G で生じたガスタービンシステム 1 A の出力 (電力) の残部は、緊急用パワーとして車両 C A に供給される。

30

【 0 0 3 4 】

このようなガスタービンシステム 1 A においては、室内用クーラー A と冷却用クーラー 2 0 とが兼用されるので、室内用クーラー A と冷却用クーラー 2 0 との両方を別個に利用する場合に比べて、当該ガスタービンシステム 1 A が搭載される車両 C A の重量を低減することができる。

【 0 0 3 5 】

また、ガスタービンシステム 1 A においては、室内用クーラー A と冷却用クーラー 2 0 とで部品が共有化されるので、室内用クーラー A と冷却用クーラー 2 0 とを別個に構成する場合に比べて、コストを低減することができる。

40

【 0 0 3 6 】

さらに、ガスタービンシステム 1 A においては、車両 C A の停止中には燃焼温度を下げ、車両 C A の走行中には効率を優先して燃焼温度を上げるといった制御が可能となるため、停止中の車両 C A の周囲への熱害を低減することができる。

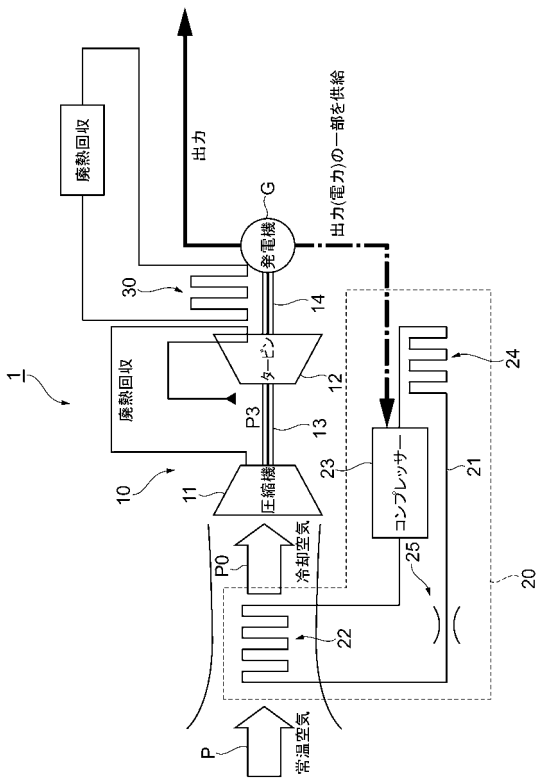
【 符号の説明 】

【 0 0 3 7 】

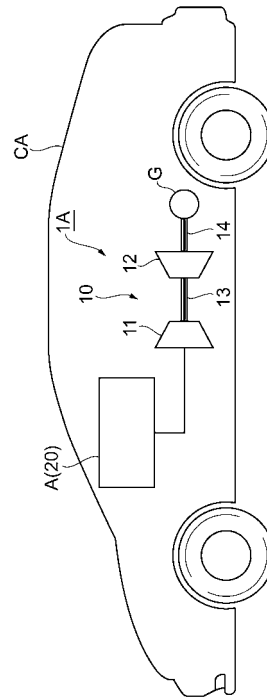
1 , 1 A ... ガスタービンシステム、 1 0 ... ガスタービン、 1 2 ... タービン、 2 0 ... 冷却用クーラー、 2 2 ... 熱交換器。

50

【図 5】



【図 6】



【図 7】

