

明 細 書

発明の名称：複合発電システム

技術分野

[0001] 本発明は、複合発電システムに関し、特に、ガスエンジンの排熱を利用して発電を行うガスエンジン複合発電システムに関する。

背景技術

[0002] 従来、内燃力発電の排熱を利用して発電を行うことにより発電効率を高めた複合発電システムが普及している。例えば、燃焼ガスにより駆動されるガスタービンと、ガスタービンの排熱を回収して発生させた蒸気により駆動される蒸気タービンとを備え、蒸気タービン側の水蒸気を作動流体とするランキンサイクルの加熱源としてガスタービン排ガスを利用することにより、発電効率を向上させる複合発電システムが知られている（特許文献1参照）。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開2005-207259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、ガスエンジンを用いる複合発電システムでは、2つの異なる温度レベルの排熱（例えば、400～500℃のエンジン排ガスと、85℃のエンジンジャケット冷却水の排熱）が全排熱において大きな割合を占めるため、発電効率の向上や二酸化炭素排出量の削減のためにはそれらを有効利用することが不可欠である。

[0005] しかしながら、上記特許文献1に記載の従来技術をガスエンジン複合発電システムに適用した場合、比較的低温のエンジンジャケット冷却水熱を有効利用することができないという問題があった。また、上記従来技術では作動流体が蒸気であるため、氷点下以下の冷熱源（例えば、LNG(Liquefied Natural Gas)の冷熱や冷凍機のブライン冷熱等）を作動流体の冷却過程で用い

ることができず、低温の排熱を有効利用することは困難であるという問題もあった。

[0006] 本発明は、このような従来技術の課題を鑑みて案出されたものであり、ガスエンジンの排熱を有効に利用することにより、発電効率を向上させることを可能とした複合発電システムを提供することを主目的とする。

課題を解決するための手段

[0007] 上記課題を解決するためになされた本発明の第1の側面では、可燃ガスを燃料とするガスエンジン(2)と、前記ガスエンジンによって駆動される第1発電機(4)と、炭化水素系の冷媒を作動流体とする冷媒タービン(3)と、前記冷媒タービンによって駆動される第2発電機(5)と、前記ガスエンジンを冷却する冷却液を熱源として前記冷媒を加熱する第1加熱器(31)と、前記ガスエンジンの排ガスを熱源として前記第1加熱器で加熱された前記冷媒を更に加熱する第2加熱器(11)と、前記冷媒タービンから排出された前記冷媒を凝縮させる凝縮器(22)とを備えたことを特徴とする。

[0008] これによると、炭化水素系の冷媒を作動流体とする冷媒タービンにおいてガスエンジンの排熱(排ガスおよび冷却液の熱)を利用する構成としたため、ガスエンジンの排熱回収率が高まり、延いてはシステムの発電効率を向上させることが可能となる。

[0009] また、本発明の第2の側面として、可燃ガスを燃料とするガスエンジン(2)と、前記ガスエンジンによって駆動される第1発電機(4)と、炭化水素系の冷媒を作動流体とする冷媒タービン(3)と、前記冷媒タービンによって駆動される第2発電機(5)と、前記ガスエンジンの排ガスを熱源として前記ガスエンジンの冷却液を加熱する第1加熱器(11A)と、前記第1加熱器で加熱された前記冷却液を熱源として前記冷媒を加熱する第2加熱器(31A)と 前記冷媒タービンから排出された前記冷媒を凝縮させる凝縮器(22)とを備えたことを特徴とする。

[0010] これによると、炭化水素系の冷媒を作動流体とする冷媒タービンにおいてガスエンジンの排熱(排ガスおよび冷却液の熱)を利用する構成としたため

、ガスエンジンの排熱回収率が高まり、延いてはシステムの発電効率を向上させることが可能となる。また、可燃性の炭化水素系の冷媒とガスエンジンの排ガスを直接熱交換せずに、ガスエンジンの排ガスによって加熱された冷却液を熱源として冷媒を加熱するため、システムの安全性が高まるという利点もある。

[0011] また、本発明の第3の側面として、前記凝縮器は液化天然ガスを用いて前記冷媒を凝縮させることを特徴とする。

[0012] これによると、LNG基地等から払い出されるLNGの冷熱を作動流体の冷却過程において有効利用することが可能となる。

[0013] また、本発明の第4の側面として、前記可燃ガスは液化天然ガスのボイルオフガスであることを特徴とする。

[0014] これによると、都市ガスとして利用する場合のようにLPガス等の混合による熱量調整を必要とすることなく、LNG基地等から発生するボイルオフガスを有効利用することが可能となる。

[0015] また、本発明の第5の側面として、前記凝縮器はブラインを用いて前記冷媒を凝縮させることを特徴とする。

[0016] これによると、工場等から排出される比較的低圧（例えば、0.2～0.7MPaG）の蒸気等を用いてブラインを冷却することにより、工場等の排熱を有効利用することが可能となる。

[0017] また、本発明の第6の側面として、前記冷媒はメタンおよびプロパンの混合媒体であることを特徴とする。

[0018] これによると、メタンとプロパンとの混合比率を変更することにより、冷媒タービンにおける作動流体のランキンサイクルの低温および高温レベルに容易かつ適切に対応することが可能となる。

発明の効果

[0019] このように本発明によれば、ガスエンジンの排熱を有効に利用することにより、発電効率を向上させることが可能となるという優れた効果を奏する。

図面の簡単な説明

[0020] [図1]第1実施形態に係るガスエンジン複合発電システム1の概略を示す構成図

[図2]第2実施形態に係るガスエンジン複合発電システム1の概略を示す構成図

[図3]第3実施形態に係る複合発電システム100の概略を示す構成図

[図4]従来のガスタービンを用いた複合発電システム201の概略を示す構成図

発明を実施するための形態

[0021] 以下、本発明の実施の形態について図面を参照しながら説明する。

[0022] <第1実施形態>

図1は本発明の第1実施形態に係るガスエンジン複合発電システム1の概略を示す構成図である。複合発電システム1は、可燃ガスを燃料とする内燃機関であるガスエンジン2と、低温（水よりも低い温度）で沸騰する炭化水素系の冷媒を作動流体とする冷媒タービン3とを備え、ガスエンジン2および冷媒タービン3によりそれぞれ駆動される第1発電機4および第2発電機5によって発電を行うものであり、都市ガス用のLNGを払い出すLNG基地6に並設される。

[0023] ガスエンジン2には、LNG基地6で発生したボイルオフガス（以下、BOGという。）が燃料（その少なくとも一部）として供給され、燃焼後の比較的高温（ここでは410℃）のガスエンジン排ガスが排熱回収用の熱交換器11に向けて排出される。また、ガスエンジン2には、図示しない冷却用のエンジンジャケットが設けられており、このエンジンジャケットからは比較的低温（ここでは88℃）のジャケット冷却水が排出される。排出されたジャケット冷却水は、図1中に矢印で示す方向に、冷却水ポンプ12が設けられた冷却水循環ライン13を循環して再びエンジンジャケットに供給される。ガスエンジン2の出力は第1発電機4によって電力に変換される。

[0024] 冷媒タービン3では、メタンとプロパンとの混合冷媒（ここでは、メタン50～55重量%、プロパン45～50重量%）が作動流体として用いられる。この作

動流体は、冷媒タービン 3 への導入前に熱交換器 1 1 においてガスエンジン排ガスによって加熱される。熱交換器 1 1 には、伝熱管群からなる複数の加熱ユニットが設けられており、ガスエンジン排ガスと作動流体との効率的な熱交換が可能となっている。これにより、所定の温度および圧力（ここでは、103℃、4.9MPaG）とされた作動流体（気体）が冷媒タービン 3 に導入され、この作動流体の運動エネルギーにより図示しないタービン翼が回転し、その出力が第 2 発電機 5 によって電力に変換される。

[0025] 冷媒タービン 3 から排出された作動流体（ここでは、温度：-5℃、圧力：0.4MPaGの気体）は、図 1 中に矢印で示す方向に、冷媒循環ライン 2 1 を通して凝縮器 2 2 に送られる。凝縮器 2 2 には、L N G 基地 6 からの払出管 2 3 が接続されており、導入された L N G（ここでは、温度：-160℃、圧力：7.0MPaG、流量：70t/hr）の冷熱が作動流体の冷却に利用される。一方、作動流体の熱は L N G を気化するために利用される。

[0026] 凝縮された作動流体は、冷媒循環ライン 2 1 に設けられた循環冷媒貯槽 2 5 に一旦貯留される。その後、冷媒循環ライン 2 1 に設けられた冷媒ポンプ 2 6 によって昇圧された作動流体（ここでは、-128℃、5.0MPaG、99.4t/hr）は、冷媒蒸発器 2 7 に送られる。冷媒蒸発器 2 7 には海水（ここでは、15℃）を導入するための海水導入管 2 8 が接続されており、作動流体は海水との熱交換によりジャケット冷却水が凍結しない温度（ここでは、5℃）まで予熱される。

[0027] 冷媒蒸発器 2 7 からの作動流体は冷媒加熱器 3 1 に送られ、この冷媒加熱器 3 1 においてジャケット冷却水（ここでは88℃、270t/hr）との熱交換によって加熱（ここでは、29℃まで加熱）される。一方、ジャケット冷却水は、冷媒加熱器 3 1 においてガスエンジン 2 を冷却可能な温度（ここでは、50～80℃）まで冷却される。冷媒加熱器 3 1 からの作動流体は熱交換器 1 1 に送られ、再び加熱された作動流体（103℃、4.9MPaG）は冷媒タービン 3 に供給される。

[0028] また、L N G 基地 6 からの L N G は、凝縮器 2 2 から排出された後に払出

管 2 3 を通して L N G 加熱器 3 2 に送られる。L N G 加熱器 3 2 には海水（ここでは、15℃）を導入するための海水導入管 3 3 が接続されており、作動流体は海水との熱交換により昇温され（ここでは、5℃の気体となる。）、都市ガスとして利用するために都市ガスラインに送られる。

[0029] 上記ガスエンジン 2 では、B O G の供給量が 1.94t/hr（消費燃料は 29600kW）であり、ガスエンジン排ガスの排出量は 83.2t/hr である。また、第 1 発電機 4 による発電量は 13500kW であり、冷媒タービン 3 による発電量は 4060KW である。また、複合発電システム 1 の全発電効率は 59.3%（補器電力消費を含む有効発電効率は 57.2%）となり、従来のガスタービンを用いた複合発電システムに比べて高い発電効率を実現できる。

[0030] ここで、比較例として、ガスタービンを用いた従来の複合発電システム 2 0 1 を図 4 に示す。この複合発電システム 2 0 1 では、B O G（供給量：2.02t/hr、消費燃料：30706kW、圧力：0.02MPaG）は燃料ガス圧縮機 2 0 2 によって 21MPaG まで圧縮されてガスタービン発電機 2 0 3 に導入される。排出されたガスタービン排ガス（温度：504℃、流量：136.2t/hr）は、排熱回収用の排ガスボイラ 2 0 4 に導入される。

[0031] 排ガスボイラ 2 0 4 では、ガスタービン排ガスと蒸気との間で熱交換がなされ、これにより生じた高圧蒸気（温度：482℃、圧力：5.4MPaG、流量：14.6t/hr）が蒸気タービン発電機 2 0 5 に導入される。蒸気タービン発電機 2 0 5 からの排気蒸気（温度：41℃、圧力：0.093MPaG）は、復水器 2 0 6 において冷却され、復水ポンプ 2 0 7、脱気器 2 0 8、高圧給水ポンプ 2 0 9 を介して再び排ガスボイラ 2 0 4 に循環される。なお、復水器 2 0 6 に導入される冷却水は、空冷冷却塔 2 1 0 を介して循環される。

[0032] 上記従来の複合発電システム 2 0 1 では、ガスタービン発電機による発電量は 9754kW となり、蒸気タービン発電機による発電量は 3656kW となる。また、複合発電システム 2 0 1 の全発電効率は 47.3%（補器電力消費を含む有効発電効率は 41.1%）である。

[0033] このように、第 1 実施形態に係る複合発電システム 1 では、メタンとプロ

パンとの混合冷媒を作動流体とする冷媒タービン 3 により、ガスエンジン排ガスおよびジャケット冷却水を高熱源として利用する一方、LNG のガス化の際の冷熱を低熱源として利用したバイナリーランキンサイクル方式にて発電を行う。これにより、ガスエンジン 2 の排熱において大きな割合を占めるガスエンジン排ガスおよびジャケット冷却水の熱を有効利用して排熱回収率を高めることができ、延いては複合発電システム 1 の発電効率を向上させることができる。なお、ジャケット冷却水の代わりに、水以外の周知の冷却液を用いてもよい。また、混合冷媒は可燃性であるため、熱交換器 11 における加熱温度はシステムの安全性の観点から比較的低温（例えば、130℃以下）とすることが好ましい。

[0034] また、凝縮器 22 において LNG を用いて作動流体を凝縮する構成としたため、LNG 基地 6 等から払い出される LNG の冷熱を冷媒の冷却過程において有効利用することが可能となる。さらに、ガスエンジン 2 の燃料ガス（またはその一部）として BOG を用いるため、都市ガスとして使用する場合のように LP ガス等の混合による熱量調整を必要とすることなく、LNG 基地 6 等から発生する BOG を有効利用することができ、更に、LNG の冷熱を作動流体の冷却過程において有効利用することが可能となる。

[0035] <第 2 実施形態>

図 2 は本発明の第 2 実施形態に係るガスエンジン複合発電システム 1 の概略を示す構成図である。図 2 では、上述の第 1 実施形態と同様の構成要素については同一の符号が付されている。また、第 2 実施形態では、以下で特に言及する事項を除いて第 1 実施形態の場合と同様として詳細な説明を省略する。

[0036] 第 2 実施形態は、ガスエンジン排ガスと作動流体とをジャケット冷却水を介して間接的に熱交換させる点において第 1 実施形態の場合とは異なる。図 2 に示すように、ガスエンジン 2 から排出されたジャケット冷却水は熱交換器 11 A に送られ、ガスエンジン排ガスとの熱交換によって加熱される。その後、ジャケット冷却水（ここでは、150～160℃の加圧熱水）は、冷却水循

環ライン 13 を通して冷媒加熱器 31A に送られ、作動流体の加熱に用いられる。冷媒加熱器 31A で冷却されたジャケット冷却水は、冷却水ポンプ 12 にて再びエンジンジャケットに供給される。一方、冷媒加熱器 31A で加熱された作動流体 (103℃、4.9MPaG) は冷媒タービン 3 に供給される。

[0037] このように、第 2 実施形態に係る複合発電システム 1 では、ガスエンジン排ガスと可燃性の作動流体とが直接的に熱交換されない構成であるため、システムの安全性が高まるという利点がある。

[0038] <第 3 実施形態>

図 3 は本発明の第 3 実施形態に係る複合発電システム 100 の概略を示す構成図である。図 3 では、上述の第 1 実施形態と同様の構成要素については同一の符号が付されている。

[0039] 複合発電システム 100 は、低温で沸騰する炭化水素系の冷媒を作動流体とする冷媒タービン 3 と、この冷媒タービン 3 によって駆動される発電機 4 とを主として備え、蒸気や温水の排出源となる図示しない工場（例えば、石油化学工場）に並設される。

[0040] 冷媒タービン 3 では、プロパン単体またはプロパンに少量のエタンやブタンを混合した冷媒が作動流体として用いられる。作動流体は、冷媒タービン 3 への導入前に冷媒加熱器 131 において温水（ここでは、100℃、24.3Gcal/hr）と熱交換することによって加熱される。この温水としては、工場から排出される温水（熱水）や低圧の蒸気を利用することができる。これにより、所定の温度および圧力（ここでは、90℃、3MPaG）とされた作動流体が冷媒タービン 3 に導入され、この作動流体の運動エネルギーにより図示しないタービン翼が回転し、その出力が発電機 4 によって電力に変換される。

[0041] 冷媒タービン 3 から排出された作動流体（ここでは、20℃、0.5MPaG の気体）は、図 3 中に矢印で示す方向に、冷媒循環ライン 121 を通して凝縮器 122 に送られる。凝縮器 122 には、蒸気吸収式冷凍機 41 からのブライン循環ライン 42 が接続されており、導入されたブライン（ここでは、-8℃、21.4Gcal/hr のエチレングリコール）の冷熱が作動流体の冷却に利用される。

。蒸気吸収式冷凍機 4 1 では、工場が排出する低圧の蒸気（例えば、0.5～0.7MPaGの飽和蒸気）を熱源として利用する。

[0042] 凝縮器 1 2 2 において冷却された作動流体（2℃）は、冷媒循環ライン 2 1 上の循環冷媒貯槽 2 5 に一旦貯留される。その後、冷媒ポンプ 2 6 にて昇圧された作動流体は、冷媒加熱器 1 3 1 に送られ、そこで再び加熱された作動流体（90℃、3MPaG）が冷媒タービン 3 に供給される。

[0043] このような第 3 実施形態に係る複合発電システム 1 0 0 では、工場から排出される温水を高熱源とすると共に、工場から排出される低圧の蒸気を利用するブライン冷熱を低熱源として発電を行うため、上述の第 1、第 2 実施形態の場合のように新たな燃料（L N G 等）を必要とすることはないという利点がある。なお、凝縮器 1 2 2 では、ブラインの代わりに工場のチラー水を利用することも可能である。

[0044] また、複合発電システム 1 0 0 では、冷媒タービンから排出された前記冷媒についてブラインを用いて凝縮させる構成としたため、高効率の発電量を実現できる。ここで、例えば、冷媒加熱器 1 3 1 に導入される温水および冷媒タービン 3 に導入される作動流体を上述の場合と同じ条件として、凝縮器 1 2 2 にブラインの代わりに冷却水（25℃、22.6Gcal/hr）を導入する場合（従来技術）を考える。この場合、冷媒タービン 3 から排出される作動流体は、温度が 50℃、圧力が 1.2MPaG となり、凝縮器 1 2 2 において冷却水により冷却される。冷却された作動流体（35℃）は、冷媒循環ライン 2 1 上の循環冷媒貯槽 1 2 5 に一旦貯留される。そして、発電機 4 による発電量は、本願発明のブライン冷熱を用いて凝縮させる場合（4000kW）に比べて低い値（2500kW）となる。

[0045] 本発明を特定の実施形態に基づいて説明したが、これらの実施形態はあくまでも例示であって、本発明はこれらの実施形態によって限定されるものではない。例えば、第 1、第 2 実施形態では、低熱源として L N G 冷熱を利用する例を示したが、これに限らず第 3 実施形態の場合と同様にブライン冷熱等を利用してよい。また、冷媒タービンの作動流体としては、上述のもの

に限らず、比較的分子量が小さいメタン、エタン、プロパン、ブタン等の単体またはそれらのうちの2以上の混合物から構成される炭化水素系の冷媒を用いることができる。混合冷媒を用いる場合、炭化水素成分の重量比は、適用する複合発電システムにおける高熱源および低熱源の温度レベル等に応じて設定することができる。なお、上記実施形態に示した本発明に係る複合発電システムの各構成要素は、必ずしも全てが必須ではなく、少なくとも本発明の範囲を逸脱しない限りにおいて適宜取捨選択することが可能である。

符号の説明

- [0046] 1 複合発電システム
- 2 ガスエンジン
- 3 冷媒タービン
- 4 第1発電機
- 5 第2発電機
- 6 LNG基地
- 1 1 熱交換器（第2加熱器）
- 1 1 A 熱交換器（第1加熱器）
- 2 2 凝縮器
- 3 1 冷媒加熱器（第1加熱器）
- 3 1 A 冷媒加熱器（第2加熱器）
- 1 0 0 複合発電システム
- 1 2 2 凝縮器
- 1 3 1 冷媒加熱器

請求の範囲

- [請求項1] 可燃ガスを燃料とするガスエンジンと、
前記ガスエンジンによって駆動される第1発電機と、
炭化水素系の冷媒を作動流体とする冷媒タービンと、
前記冷媒タービンによって駆動される第2発電機と、
前記ガスエンジンを冷却する冷却液を熱源として前記冷媒を加熱する第1加熱器と、
前記ガスエンジンの排ガスを熱源として前記第1加熱器で加熱された前記冷媒を更に加熱する第2加熱器と、
前記冷媒タービンから排出された前記冷媒を凝縮させる凝縮器とを備えたことを特徴とする複合発電システム。
- [請求項2] 可燃ガスを燃料とするガスエンジンと、
前記ガスエンジンによって駆動される第1発電機と、
炭化水素系の冷媒を作動流体とする冷媒タービンと、
前記冷媒タービンによって駆動される第2発電機と、
前記ガスエンジンの排ガスを熱源として前記ガスエンジンの冷却液を加熱する第1加熱器と、
前記第1加熱器で加熱された前記冷却液を熱源として前記冷媒を加熱する第2加熱器と
前記冷媒タービンから排出された前記冷媒を凝縮させる凝縮器とを備えたことを特徴とする複合発電システム。
- [請求項3] 前記凝縮器は液化天然ガスを用いて前記冷媒を凝縮させることを特徴とする請求項1または請求項2に記載の複合発電システム。
- [請求項4] 前記可燃ガスは液化天然ガスのボイルオフガスであることを特徴とする請求項1から請求項3のいずれかに記載の複合発電システム。
- [請求項5] 前記凝縮器はブラインを用いて前記冷媒を凝縮させることを特徴とする請求項1または請求項2に記載の複合発電システム。
- [請求項6] 前記冷媒はメタンおよびプロパンの混合媒体であることを特徴とす

る請求項 1 から請求項 5 のいずれかに記載の複合発電システム。