

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6039572号
(P6039572)

(45) 発行日 平成28年12月7日(2016.12.7)

(24) 登録日 平成28年11月11日(2016.11.11)

(51) Int.Cl.

FO1K 25/10 (2006.01)
FO1K 7/32 (2006.01)

F1

FO1K 25/10
FO1K 7/32
FO1K 25/10E
F

請求項の数 47 (全 23 頁)

(21) 出願番号	特願2013-541069 (P2013-541069)
(86) (22) 出願日	平成23年11月28日 (2011.11.28)
(65) 公表番号	特表2014-502329 (P2014-502329A)
(43) 公表日	平成26年1月30日 (2014.1.30)
(86) 國際出願番号	PCT/US2011/062198
(87) 國際公開番号	W02012/074905
(87) 國際公開日	平成24年6月7日 (2012.6.7)
審査請求日	平成26年9月9日 (2014.9.9)
(31) 優先権主張番号	61/417,789
(32) 優先日	平成22年11月29日 (2010.11.29)
(33) 優先権主張国	米国(US)
(31) 優先権主張番号	13/212,631
(32) 優先日	平成23年8月18日 (2011.8.18)
(33) 優先権主張国	米国(US)

(73) 特許権者	511312137 エコージェン パワー システムズ イン コーポレイテッド ECHOGEN POWER SYSTEMS INC. アメリカ合衆国 オハイオ州 44308 アクロン, ウォーター ストリート 3 65
(74) 代理人	100075199 弁理士 土橋 翔
(72) 発明者	ヘルド, ティモシー ジェイ. アメリカ合衆国 オハイオ州 44333 , アクロン, ビッグ スプルース ドライ ブ 4150

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】並行循環熱機関

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

作業流体を含有する作業流体回路と、

前記作業流体回路と流体的に連結され、前記作業流体回路中に作業流体を循環させるよう配列されたポンプと、

前記ポンプと前記作業流体回路を通り流体的に連結されかつ熱源と熱的に連通するよう配列された第1の熱交換器と、

前記第1の熱交換器と前記作業流体回路を通り流体的に連結しあつ第1量の流れを膨張するように配列された第1のターピンと、

前記第1のターピンと前記作業流体回路を通り流体的に連結しあつ前記第1のターピンから放出された前記第1量の流れから前記第1の熱交換器に向かった前記第1量の流れに残留熱エネルギーを伝導するように配列された第1の回収熱交換器と、 10

前記ポンプと前記作業流体回路を通り流体的に連結されかつ前記熱源と熱的に連通する第2の熱交換器と、

前記第2の熱交換器と前記作業流体回路を通り流体的に連結されかつ第2量の流れを膨張するように配列された第2のターピンとを有するとともに、

前記作業流体回路は、前記ポンプから下流側で前記第1量の流れと前記第2量の流れに前記作業流体を分離するように配列され、前記第1の熱交換器は、前記第1量の流れを受け入れて、熱エネルギーを前記熱源から前記第1量の流れに伝導するように配列され、前記第2の熱交換器は前記第2量の流れを受け入れて、熱エネルギーを前記熱源から前記第 20

2量の流れに伝導するように配列され、前記ポンプの入口は前記第1量の流れおよび前記第2量の流れを受け入れて熱エネルギーを仕事に変換するシステム。

【請求項2】

前記熱源は排熱流である請求項1のシステム。

【請求項3】

前記作業流体は、前記作業流体回路の高圧側では超臨界状態にあり、前記作業流体の低圧側では、臨界未満の状態にある請求項1のシステム。

【請求項4】

前記作業流体は前記ポンプの前記入口で超臨界状態にある請求項1のシステム。

【請求項5】

前記第1および第2の熱交換器は前記熱源に対し直列に配列された請求項1のシステム。
。

【請求項6】

前記第1量の流れは、前記第2量の流れと並行に循環する請求項1のシステム。

【請求項7】

前記第2のタービンと流体的に連結しかつ前記第2のタービンから放出された前記第2量の流れから前記第2の熱交換器に向かう前記第2量の流れに残留熱エネルギーを伝導するように配列された第2の回収熱交換器をさらに有する請求項1のシステム。

【請求項8】

前記第1および第2の回収熱交換器は前記作業流体回路の低温側に直列に配列され、前記第1および第2の回収熱交換器は前記作業流体回路の高温側で並列に配列された請求項7のシステム。

【請求項9】

前記第2のタービンと流体的に連結されかつ結合された第1および第2量の流れから前記第1の熱交換器に向かう前記第1量の流れに残留熱エネルギーを伝導するように配列された第2の回収熱交換器をさらに有する請求項1のシステム。

【請求項10】

前記第1のタービンでの導入圧力は実質的に前記第2のタービンでの導入圧力に等しい請求項1のシステム。

【請求項11】

前記第1のタービンでの放出圧力は前記第2のタービンでの放出圧力とは異なる請求項10のシステム。

【請求項12】

少なくとも2つの提携ポイントを通して前記作業流体回路と操作により連結される量管理システムをさらに有し、該量管理システムは、前記作業流体回路内で作業流体の前記量を制御するように構成された請求項1のシステム。

【請求項13】

作業流体を含有する作業流体回路と、

前記作業流体回路と流体的に連結され前記作業流体回路中に前記作業流体を循環させるよう配列されたポンプと、
。

前記ポンプと前記作業流体回路を通り流体的に連結されかつ熱源と熱的に連通するように配列された第1の熱交換器と、

前記第1の熱交換器と前記作業流体回路を通り流体的に連結しかつ第1量の流れを膨張させるように配列された第1のタービンと、

前記第1のタービンと前記作業流体回路を通り流体的に連結しかつ前記第1のタービンから放出された前記第1量の流れから、前記第1の熱交換器に向かう前記第1量の流れに残留熱エネルギーを伝導するように配列された第1の回収熱交換器と、

前記ポンプと前記作業流体回路を通り流体的に連結されかつ前記熱源と熱的に連通するように配列された第2の熱交換器と、
。

前記第2の熱交換器と前記作業流体回路を通り流体的に連結されかつ第2量の流れを膨

10

20

30

40

50

張せるように配列された第2のターピンと、

前記第2のターピンと流体的に連結されかつ結合量の流れから残留熱エネルギーを前記第2の熱交換器に向かった前記第2量の流れに伝導するように配列された第2の回収熱交換器と、

前記熱源と熱的に連通しあつ前記ポンプと前記第1の熱交換器との間の前記作業流体回路に配列された第3の熱交換器とを有するとともに、

前記作業流体回路は、前記ポンプから下流側で前記作業流体を前記第1量の流れと前記第2量の流れに分離するよう形成され、前記第1の熱交換器は、前記第1量の流れを受け入れて、熱エネルギーを前記熱源から前記第1量の流れに伝導するように配列され、

前記第2の熱交換器は前記第2量の流れを受け入れて熱エネルギーを前記熱源から前記第2量の流れに伝導するように配列され、

前記第2量の流れは前記第2のターピンから放出されて前記第1量の流れと再結合して前記結合量の流れを生成し、第3の熱交換器は熱を受け入れて前記第1の熱交換器を通過する前に前記第1量の流れに伝導するように配列され、

前記ポンプの入口は前記第1量の流れと前記第2量の流れの双方を受け入れ熱エネルギーを仕事に変換するシステム。

【請求項14】

前記熱源は排熱流である請求項13のシステム。

【請求項15】

前記作業流体は、前記作業流体回路の高圧側では超臨界状態にあり、前記作業流体の低圧側では、臨界未満の状態にある請求項13のシステム。

【請求項16】

前記作業流体は前記ポンプの入口で超臨界状態にある請求項13のシステム。

【請求項17】

前記第1、第2および第3の熱交換器が前記排熱流に対してシステムで直列に配列され、前記第1量の流れが前記第2量の流れと並行に循環する請求項13のシステム。

【請求項18】

前記第1および第2の回収熱交換器は単一の回収熱交換器要素を有する請求項13のシステム。

【請求項19】

前記第1および第2の回収熱交換器は前記作業流体回路の低温側で直列に配列され、前記第1および第2の回収熱交換器は前記作業流体回路の高温側で並列に配列された請求項13のシステム。

【請求項20】

前記ポンプと前記第3の熱交換器との間に配列された第3の回収熱交換器をさらに有する請求項13のシステム。

【請求項21】

前記第3の回収熱交換器は、残留熱を前記第2の回収熱交換器から放出された前記結合量の流れから前記第1量の流れに、前記第1量の流れが前記第3の熱交換器に導入される前に伝導されるように配列された請求項20のシステム。

【請求項22】

前記第1、第2および第3の回収熱交換器が前記作業流体回路の低温側で直列に配列され、前記作業流体回路の高温側で並列に配列された請求項21のシステム。

【請求項23】

前記第1、第2および第3の回収熱交換器は単一の回収熱交換器要素を有する請求項20のシステム。

【請求項24】

前記単一の回収熱交換器要素は、前記第3の熱交換器から放出された前記第1量の流れを受け入れて、前記第1量の流れが前記第1の熱交換器を通過する前に、追加の残留熱エネルギーを前記結合量の流れから前記第1量の流れに伝導するように配列された請求項2

10

20

30

40

50

3 のシステム。

【請求項 2 5】

前記第 1 のタービンの導入圧力は実質的に前記第 2 のタービンでの導入圧力に等しい請求項 1 3 のシステム。

【請求項 2 6】

前記第 1 のタービンでの放出圧力は前記第 2 のタービンでの放出圧力とは異なる請求項 2 5 のシステム。

【請求項 2 7】

ポンプによって二酸化炭素を有する作業流体を作業流体回路中で循環させ、

前記作業流体回路内での前記作業流体を、前記作業流体回路内で第 1 量の流れと第 2 量の流れに分離し、10

第 1 の熱交換器内の熱エネルギーを熱源から前記第 1 量の流れに伝導し、

前記第 1 の熱交換器と前記作業流体回路を通り流体的に連結した第 1 のタービン内で前記第 1 量の流れを膨張させ、

第 1 の回収熱交換器内の残留熱エネルギーを前記第 1 のタービンから放出された前記第 1 量の流れから前記第 1 の熱交換器に向かった前記第 1 量の流れに伝導し、

第 2 の熱交換器内で熱エネルギーを前記熱源から前記第 2 量の流れに伝導し、

第 3 の熱交換器内の熱エネルギーを前記第 1 の熱交換器を通過する前に前記熱源から前記第 1 量の流れに伝導し、20

前記第 2 の熱交換機と流体的に連結した第 2 のタービン内の前記第 2 量の流れを膨張させ、20

第 2 の回収熱交換器内の残留熱エネルギーを、結合した第 1 量および第 2 量の流れから前記第 1 の熱交換器に向かった前記第 1 量の流れに伝導することを有するとともに、

前記第 1 の熱交換器は前記熱源と熱的に連通し、前記第 1 の回収熱交換器は前記第 1 のタービンと前記作業流体回路を通り流体的に連結し、前記第 2 の熱交換器は、前記熱源と熱的に連通し、

前記第 3 の熱交換器は、前記熱源と熱的に連通しあつ前記作業流体回路を通り前記ポンプと前記第 1 の熱交換器との間に流体的に配列され、前記第 2 の回収熱交換器は前記作業流体回路を通り前記第 2 のタービンと流体的に連結された熱エネルギーを仕事に変換する方法。30

【請求項 2 8】

前記第 2 の回収熱交換器内の残留熱エネルギーを前記第 2 のタービンから放出された前記第 2 量の流れから前記第 2 の熱交換器に向かった前記第 2 量の流れに伝導することをさらに有する請求項 2 7 の方法。

【請求項 2 9】

第 3 の回収熱交換器内の残留熱を、前記第 1 量の流れが前記第 3 の熱交換器に導入される前に前記第 2 の回収熱交換器から放出された前記結合した第 1 および第 2 量の流れから前記第 1 量の流れに伝導することをさらに有し、前記第 3 の回収熱交換器は前記ポンプと前記第 3 の熱交換器との間に前記作業流体回路を通り配列されている請求項 2 8 の方法。40

【請求項 3 0】

前記熱源は排熱流である請求項 3 乃至請求項 1 2 または請求項 1 5 乃至請求項 2 6 のいずれかとしてのシステム。

【請求項 3 1】

前記作業流体は、前記作業流体回路の高圧側では超臨界状態にあり、前記作業流体の低圧側では、臨界未満の状態にある請求項 2 、請求項 4 乃至請求項 1 2 、請求項 1 4 、または請求項 1 6 乃至請求項 2 6 のいずれかとしてのシステム。

【請求項 3 2】

前記作業流体は前記ポンプの入口で超臨界状態にある請求項 2 、請求項 3 、請求項 5 乃至請求項 1 2 、請求項 1 4 、請求項 1 5 、または請求項 1 7 乃至請求項 2 6 のいずれかとしてのシステム。50

【請求項 3 3】

前記第1および第2の熱交換器は、前記熱源内で直列に配列された請求項2乃至請求項4、または請求項6乃至請求項2_6のいずれかとしてのシステム。

【請求項 3 4】

前記第1量の流れは、前記第2量の流れと並行に循環している請求項2乃至請求項5、または請求項7乃至請求項2_6のいずれかとしてのシステム。

【請求項 3 5】

前記第2のタービンと流体的に連結しあつ前記第2のタービンから放出される前記第2量の流れから前記第2の熱交換器に向かった前記第2量の流れに残留熱エネルギーを伝導するように配列された第2の回収熱交換器をさらに有する請求項2乃至請求項6、または請求項8乃至請求項2_6のいずれかとしてのシステム。10

【請求項 3 6】

前記第1および第2の回収熱交換器は前記作業流体回路の低温側に直列に配列され、前記第1および第2の回収熱交換器は、前記作業流体回路の高温側に並列して配列された請求項2乃至請求項7、請求項9乃至請求項12、請求項14乃至請求項18、または請求項20乃至請求項2_6のいずれかとしてのシステム。

【請求項 3 7】

前記第2のタービンと流体的に連結しあつ結合した第1および第2量の流れから前記第1の熱交換器に向かった前記第1量の流れに残留熱エネルギーを伝導するように配列された第2の回収熱交換器をさらに有する請求項2乃至請求項8、または請求項10乃至請求項2_6のいずれかとしてのシステム。20

【請求項 3 8】

前記第1のタービンでの導入圧力は前記第2のタービンの導入圧力に実質的に等しい請求項1乃至請求項12、請求項14乃至請求項24、または請求項2_6のいずれかとしてのシステム。

【請求項 3 9】

前記第1のタービンの放出圧力は前記第2のタービンでの放出圧力とは相違する請求項1乃至請求項2_5のいずれかとしてのシステム。

【請求項 4 0】

少なくとも2の提携ポイントを通して前記作業流体回路と操作によって連結された量管理システムをさらに有し、該量管理システムは前記作業流体回路内の前記作業流体量を制御するように形成された請求項2乃至請求項11、または請求項13乃至請求項2_6のいずれかとしてのシステム。30

【請求項 4 1】

前記第1、第2、および第3の熱交換器は、前記排熱流内で直列に配列され、前記第1量の流れは前記第2量の流れと並行に循環する請求項14乃至請求項16、または請求項18乃至請求項2_6のいずれかとしてのシステム。

【請求項 4 2】

前記第1および第2の回収熱交換器は単一の回収熱交換器要素を有する請求項13乃至請求項17、または請求項19乃至請求項2_6のいずれかとしてのシステム。40

【請求項 4 3】

前記ポンプと前記第3の熱交換機との間に配列された第3の回収熱交換器をさらに有する請求項13乃至請求項19、請求項21乃至請求項2_6のいずれかとしてのシステム。

【請求項 4 4】

前記第3の回収熱交換器は前記第1量の流れが前記第3の熱交換器に導入される前に、前記第2の回収熱交換器から放出された前記結合量の流れから前記第1量の流れに、残留熱を伝導するように配列された請求項43のシステム。

【請求項 4 5】

前記第1、第2、および第3の回収熱交換器は、前記作業流体回路の低温側で直列に配列され、前記作業流体回路の高温側で並列に配列された請求項44のシステム。50

【請求項 4 6】

前記第1、第2、および第3の回収熱交換器は单一の回収熱交換器要素を有する請求項4 5 のシステム。

【請求項 4 7】

前記单一の回収熱交換器要素は、前記第3の熱交換器から放出された前記第1量の流れを受け入れて、前記第1量の流れが前記第1の熱交換器を通過する前に、追加の残留熱エネルギーを前記結合量の流れから前記第1量の流れに伝導するように配列された請求項4 6 のシステム。

【発明の詳細な説明】**【関連出願の相互参照】**

10

【0 0 0 1】

本出願は、2010年11月29日に提出された米国仮特許出願第61/417,789に対して優先権を主張する2011年8月18日に提出された米国特許出願第13/212,631号に対し優先権を主張し、両者の出願の内容は、これをもって、参照によって、全体として本出願に含まれる。

【背景技術】**【0 0 0 2】**

熱は工業的プロセスの副産物として生み出されることが良くあり、工業的プロセスでは熱を含有して流れる液体、固体または気体流が、工業的プロセス装置の前記動作温度を維持しようとしてその周囲に排出されまたはそうでなければ前記プロセスから除去されなければならない。ある時は、前記工業的プロセスが、熱交換器を用いて前記熱を捕獲しかつ他のプロセス流を通して前記プロセスに戻してそれを再循環させることができる。他の時には、この熱を捕獲して再循環させることができないことがあり、あまりにも低温であるかまたは直接的に熱として使用する適当な利用手段がないからである。この種類の熱は、一般的に、「排」熱として言及されて、典型的には、例えば、通風管を通して直接的に、または、水のような冷却媒体を通して間接的に前記周囲に放出される。他の設定では、そのような熱は、太陽からの熱（一箇所に集められまたはそうでなければ巧みに処理されることがある）または地熱源のような再生可能熱エネルギー源から容易に利用可能である。これらのおよび他の熱エネルギー源は、ここでその語句が使用される際には、「排熱」の定義内に含むつもりである。

20

【0 0 0 3】

排熱は、ランキン・サイクルのような熱力学的方法を採用するタービン発電機システムによって使用されて、熱を仕事に変換することができる。典型的には、この方法は、蒸気力に基づき、前記排熱がボイラー内で蒸気の温度を高めるために使用されてタービンを駆動する。しかしながら、蒸気に基づいたランキン・サイクルの前記重要な欠点の少なくとも1つは、その高温の要求であり、それは一般的にやや高温（例えば、600度F以上）の排熱流または非常に大きな全体的なエンタルピーを要求するので、それは必ずしも実用的ではない。また、前記熱源流が冷却される際の多様な温度レベルでの熱の捕獲に対する多様な圧力／温度での水を沸騰させることの複雑さは装置の費用および操作労力の双方において高くつく。さらに、蒸気に基づくランキン・サイクルは、小さな流速および／または低温の流れにとって現実的な選択ではない。

30

【0 0 0 4】

前記組織化されたランキン・サイクル（O R C）が、プロパンやブタン、またはHCFC（例えば、R245fa）流体のような低分子の炭化水素のような低沸点流体で水を置き換えることで前記蒸気に基づくランキン・サイクルの欠点に取り組んでいる。しかしながら、前記沸騰熱伝導の制限が残り、かつ、前記流体の熱的不安定性、毒性または可燃性のような新たな問題が追加される。

40

【0 0 0 5】

これらの欠点に取り組むために、超臨界CO₂動力サイクルが使用されている。前記CO₂の超臨界状態は、多様な熱源と改良された熱的な連結を提供する。例えば、超臨界流

50

体を使用することによって、プロセスと熱交換器の前記温度の滑らかな動きがより簡単に調和することができるようになる。しかしながら、単一のサイクルの超臨界 CO_2 動力サイクルは、限定された圧力比を越えて作動し、それによって、温度降下量、すなわち、前記動力変換装置（典型的には、タービンまたは正の排気量を持つ膨張器）を通してのエネルギーの採取を制限する。前記圧力比は、主として典型的な利用可能な凝結温度（例えば、周囲の）での前記流体の高い蒸気圧に起因して制限される。その結果、単一の膨張段階から達成されることができる最大の出力が制限され、前記膨張した流体は潜在的に利用可能なかなりのエネルギー量を失はないでいる。この残留エネルギーの一部は、回収熱交換器としての熱交換器を使用することによって前記サイクル内で回収されることができ、したがって前記ポンプと排熱交換器との間の前記流体を予熱する一方、この方法は、単一のサイクル内で前記排熱源から採取されることができる前記熱量を制限する。

10

【0006】

したがって、効率的かつ効果的に排熱のみならず、熱源の広い範囲からも駆動力を生み出すことができるシステムに対するこの分野での必要性が存在する。

【発明の概要】

【0007】

本開示の実施の形態は熱エネルギーを仕事に変換するためのシステムを提供することができる。前記システムは作業流体回路中に作業流体を循環させるように配列されたポンプと、前記ポンプと流体的に連結しあつ熱源と熱的に連通した第1の熱交換器とを有することがあり、前記作業流体は前記ポンプから下流側で第1量の流れおよび第2量の流れに別けられ、前記第1の熱交換器は、前記第1量の流れを受け入れて熱を前記熱源から前記第1量の流れに伝導するように配列される。前記システムは前記第1の熱交換器と流体的に連結し、前記第1量の流れを膨張させるように配列された第1のタービンと、前記第1のタービンと流体的に連結し、残留熱エネルギーを前記第1のタービンから放出された前記第1量の流れから前記第1の熱交換器に向かう前記第1量の流れに伝導するように配列された第1の回収熱交換器とを有することもある。前記システムはさらに前記ポンプと流体的に連結しあつ前記熱源と熱的に連通する第2の熱交換器と、前記第2の熱交換器と流体的に連結しあつ前記第2量の流れを膨張するように配列された第2のタービンとを有し、前記第2の熱交換器は、前記第2量の流れを受け入れかつ熱を前記熱源から前記第2量の流れに伝導するように配列されることがある。

20

【0008】

本開示の実施の形態は、さらに、熱エネルギーを仕事に変換するための他のシステムを設けることがある。前記追加のシステムは、作業流体回路中で作業流体を循環させるように配列されたポンプと、前記ポンプと流体的に連結しあつ熱源と熱的に連通した第1の熱交換器と、前記第1の熱交換器と流体的に連結しあつ前記第1量の流れを膨張するように配列された第1のタービンとを有し、前記作業流体は前記ポンプから下流側で第1量の流れと第2量の流れに別けられ、前記第1の熱交換器は前記第1量の流れを受け入れ熱を前記熱源から前記第1量の流れに伝導するように配列されることがある。前記システムは、前記第1のタービンと流体的に連結しあつ残留熱エネルギーを前記第1のタービンから放出された前記第1量の流れから前記第1の熱交換器に向かっている前記第1量の流れに伝導するように配列された第1の回収熱交換器と、前記ポンプと流体的に連結し前記熱源と熱的に連通する第2の熱交換器と、前記第2の熱交換器と流体的に連結しあつ前記第2量の流れを膨張させるように配列された第2のタービンとを有し、前記第2の熱交換器は前記第2量の流れを受け入れかつ熱を前記熱源から前記第2量の流れに伝導するように配列され、前記第2量の流れは、前記第2のタービンから放出されかつ前記第1量の流れと再結合して結合量の流れを生み出すこともある。前記システムは、さらに、前記第2のタービンと流体的に連結しあつ残留熱エネルギーを前記結合量の流れから前記第2の熱交換器に向かう前記第2量の流れに伝導するように配列された第2の回収交換器と、前記熱源と熱的に連通しあつ前記ポンプと前記第1の熱交換器との間に配列された第3の熱交換器とを有することがあり、前記第3の熱交換器は熱を受けて前記第1の熱交換器を通過する前

30

40

50

に前記第1量の流れに伝導するように配列されることがある。

【0009】

本開示の実施の形態は、さらに、熱エネルギーを仕事に変換する方法を提供することがある。前記方法は、ポンプにより作業流体回路中で作業流体を循環させ、前記作業流体回路内で前記作業流体を第1量の流れと第2量の流れに別け、第1の熱交換器内の熱エネルギーを熱源から前記第1量の流れに伝導することを含有することがあり、前記第1の熱交換器は、前記熱源と熱的に連通している。前記方法は、前記第1の熱交換器と流体的に連結した第1のタービン内で前記第1量の流れを膨張させ、第1の回収熱交換器内での残留熱エネルギーを前記第1のタービンから放出された前記第1量の流れから前記熱交換器に向かった前記第1量の流れに伝導し、かつ第2の熱交換器内の熱エネルギーを前記熱源から前記第2量の流れに伝導ことを含有することもあり、前記第1の回収熱交換器は流体的に前記第1のタービンと連結し、前記第2の熱交換器は、前記熱源と熱的に連通している。前記方法は、さらに、前記第2の熱交換器と流体的に連結した第2のタービン内で前記第2量の流れを膨張させることを含有することがある。
10

【図面の簡単な説明】

【0010】

本開示は、添付の図面を用いて読み取る場合には、下記の詳細な説明から最も良く理解される。工業上の通常の慣例にしたがって、種々の構成要素が一定の比率に描かれていはない。実際、前記種々の構成要素の前記大きさは、考察の明瞭性のために任意に拡大されまたは縮小されている可能性がある。
20

【0011】

【図1】は、開示された1または2以上の実施の形態に係る並行熱機関サイクルの実施の形態例を概念的に表している。

【0012】

【図2】は、開示された1または2以上の実施の形態に係る並行熱機関サイクルの他の実施の形態例を概念的に表している。

【0013】

【図3】は、開示された1または2以上の実施の形態に係る並行熱機関サイクルの他の実施の形態例を概念的に表している。

【0014】

【図4】は、開示された1または2以上の実施の形態に係る並行熱機関サイクルの他の実施の形態例を概念的に表している。

【0015】

【図5】は、開示された1または2以上の実施の形態に係る並行熱機関サイクルの他の実施の形態例を概念的に表している。

【0016】

【図6】は、開示された1または2以上の実施の形態に係る並行熱機関サイクルの他の実施の形態例を概念的に表している。

【0017】

【図7】は、開示された1または2以上の実施の形態に係る並行熱機関サイクルで実行可能な量管理システムの実施の形態例を概念的に表す。
40

【0018】

【図8】は、開示された1または2以上の実施の形態に係る並行熱機関サイクルで実行可能な量管理システムの他の実施の形態例を概念的に表す。

【0019】

【図9】および

【図10】は、ここに開示された並行熱機関サイクルで使用可能な前記作業流体の使用による別の流体（例えば、エア）の流れの取り入れ時の冷却のための他のシステムの配列を概念的に表す。

【発明の詳細な説明】

10

20

30

40

50

【0020】

下記の開示は、本発明の種々の構成要素、構造または機能を実施するためのいくつかの実施の形態例を記述していることが理解されるべきである。構成部分、配列および形状の実施の形態例が下記に説明されて本開示を簡単化している。しかしながら、これらの実施の形態例は、単に、実施例として提供されるものであって、本発明の前記範囲を制限する意図はない。加えて、本開示は、種々の実施の形態例においておよびここに提供された図面に渡って、参照符号および／または文字を繰り返すことがある。この繰り返しは、簡略化および明瞭化の目的のためであって、それ自体が前記種々の実施の形態例および／または前記種々の図面で考察された構成の間の関係を規定するものではない。さらに、下記の説明内での第2の構成要素上にまたは第2の構成要素上方での第1の構成要素の形成は、10 前記第1および第2の構成要素が、直接の接触で形成される実施の形態を含有することがあり、かつ、追加の構成要素が、前記第1および第2の構成要素の間に挿入されるように形成され、それによって、前記第1および第2の構成要素が直接的な接触状態にないこともある実施の形態を含有することもある。最後に、下記に提示される前記実施の形態例は、任意の結合方法で結合されることがある。すなわち、1の実施の形態例からの任意の要素が、本開示の範囲を逸脱することなく任意の他の実施の形態例において使用されることがある。

【0021】

加えて、ある種の語句が下記の説明および特許請求の範囲を通して使用されて特定の構成部分を言及している。いわゆる当業者が認めるように、種々の団体が、異なる名称によって同一の構成部分を言及することがあり、そうであるので、ここに記載された前記要素に対する命名の伝統的手法は、ここでそうでないように特に規定しない限りは、本発明の範囲を制限する意図はない。さらに、ここで用いられた前記命名の伝統的手法は、名称において異なるが機能において異なる構成部分間を識別する意図はない。加えて、下記の考察および特許請求の範囲において、前記語句「含有すること」および「有すること」は、開放型様式で使用され、したがって、「（それ）を有するが、（それ）に限定されない」ことを意味するように解釈すべきである。本開示での全ての数値は、もしそうでないと特に記述しない限りは、厳密または近似的な値である可能性がある。したがって、本開示の種々の実施の形態は、前記意図した範囲から逸脱することなく、ここに開示された前記数値、値および範囲から外れることがある。さらに、前記特許請求の範囲または明細書で使用されているように、前記語句「または」は、排他的および包括的な場合の両方を含有するように意図している。すなわち、「AまたはB」は、そうでないようにここに明示していない限りは、「AおよびBの内の少なくとも1つ」と同義語であることを意図している。2030

【0022】

図1は、本開示に係る1または2以上の実施の形態に係る典型的な熱力学的サイクル100を表し、本開示は、作業流体の熱膨張によって、熱エネルギーを仕事に変換するために使用されることがある。前記サイクル100は、ランキン・サイクルとして特徴付けられ、排熱源と流体的に連通する多重熱交換器、発電および／またはポンプ駆動力のための多重タービン、および前記タービンの下流側に位置した多重回収熱交換器を含有する熱機関装置内で実行されることがある。40

【0023】

特に、前記熱力学的サイクル100は、第1の熱交換器102を通して熱源106と熱的に連通する作業流体回路110と、直列に配列された第2の熱交換器104とを有することがある。任意の個数の熱交換器が1または2以上の熱源とともに使用されることがあることが認められることになる。1の実施の形態例では、前記第1および第2の熱交換器102, 104は排熱交換器のことがある。他の実施の形態例では、前記第1および第2の熱交換器102, 104は、各々、単一のまたは結合された排熱交換器を有する第1及び第2のステージを各々含有することがある。

【0024】

10

20

30

40

50

前記熱源 106 は、種々の高温源から熱エネルギーを引き出すことがある。例えば、前記熱源 106 はガスタービンの排気ガス、プロセス流の排気ガス、または、炉やボイラーの排出流のような他の燃焼生成物の排出流のような、またはそれに限定されない排熱流のことがある。したがって、前記熱力学的サイクル 100 は排熱を、ガスタービン、静止したディーゼルエンジン発電機セット、産業上の排熱回収（例えば、精錬所や圧縮ステーションでの）およびハイブリッド代替物から内燃機関までの範囲の利用のための電気へ変換するように構成されることがある。

他の実施の形態では、前記熱源 106 は熱エネルギーを、太陽熱および地熱源のような、しかしそれに限定されない熱エネルギーの再生可能源から熱エネルギーを引き出すことがある。

10

【0025】

前記熱源 106 は、高温源そのものの流体の流れのことがある一方、他の実施の形態例では、前記熱源 106 は、前記高温源と接触する熱流のことがある。前記熱流は前記排熱交換器 102, 104 へ前記熱エネルギーを引き渡して前記エネルギーを前記回路 100 内での前記作業流体に伝導することができる。

【0026】

図示されているように、前記第 1 の熱交換器 102 は、前記熱源 106 の最初のまたは主要な流れを受け入れるために設けられた高温のまたは比較的高温の熱交換器として役立つことがある。本開示の種々の実施の形態例では、前記サイクル 100 に入る前記熱源 106 の前記最初の温度は約400度 F から約1200度 F よりも大きい（約204度 C から約650度 C よりも大きい）範囲のことがある。前記図示された実施の形態例では、前記熱源 106 の最初の流れは約500度 C 以上の温度をもつことがある。前記第 2 の熱交換器 104 はそれから前記第 1 の熱交換器 102 から下流側の直列状の連結部 108 を通して前記熱源 106 を受け入れることがある。1の実施の形態例では、前記第 2 の熱交換器 104 に設けられた前記熱源 106 の前記温度は、約250 - 300度 C のことがある。図中で表示されているように代表的な作業温度、圧力および流速は例のつもりであって、本開示の前記範囲を制限するものとは全く考えられていないことに注意すべきである。

20

【0027】

ご察しのように、熱エネルギーのより大きな量が前記熱源 106 から前記第 1 および第 2 の熱交換器 102, 104 の前記直列の配列を通して伝導され、それによって前記第 1 の熱交換器 102 は前記第 2 の熱交換器 104 よりも比較的高い温度範囲で熱を伝導する。したがって、以下により詳細に記述されることになるように、より大きな動力の発生が前記連結したタービンまたは膨張装置から結果として生じる。

30

【0028】

前記作業流体回路 110 内およびここで以下に開示された前記他の典型的な回路内で循環する前記作業流体は、二酸化炭素 (CO₂) のことがある。二酸化炭素は、動力発生サイクル用の作業流体として多くの利点をもつ。それは地球大気に優しい中性の作業流体であって、無毒、非燃焼性、容易な入手可能性、低価格、および再利用の不要性のような利益を提供する。その比較的高い作業圧力に一部起因して、CO₂ システムは、他の作業流体を用いるシステムよりもより一層コンパクトになるように造られることができる。他の作業流体に対する CO₂ の前記高い密度および容積熱容量は、一層「エネルギーの高密度」にシステムを形成し、性能を失うことなく全システムの構成部分のサイズが相当削減できることを意味する。ここで使用されるように「二酸化炭素」の前記使用は、任意の特定の種類、純度、または品質をもつ CO₂ に限定されることを意図していない。例えば、少なくとも 1 の実施の形態例では、本開示の前記範囲を逸脱することなく工業的な品質の CO₂ が使用されることがある。

40

【0029】

他の実施の形態例では、前記回路 110 内の前記作業流体は 2 種混合の、または 3 種混合のまたは他の作業流体の混合のことがある。前記作業流体の混合または組合せは、ここに記述されているように、熱回収システム内の前記流体の組合せがもっている特有の属性

50

に対して選択することができる。例えば、そのような流体の組合せの1は、液体吸収促進剤とCO₂の混合を含有し、組み合わされた流体は、CO₂を圧縮するために要求されるものよりも低いエネルギーの入力で液体状態で高圧にポンピングされることがある。他の実施の形態例では、前記作業流体はCO₂または超臨界二酸化炭素(SCCO₂)と1または2以上の他の混和性の流体または化合物の組合せのことがある。さらに他の実施の形態例では、本開示の前記範囲を逸脱することなく、前記作業流体はCO₂およびプロパン、またはCO₂およびアンモニアのことがある。

【0030】

前記語句「作業流体」の使用は前記作業流体が存在する物質の状態または相を限定する意図はない。言い換えれば、前記作業流体は、前記流体サイクル内の任意の1または2以上の点での流体相、気体相、超臨界相、臨界未満の相、または任意の他の相または状態にあることがある。前記作業流体は、前記回路110のある部分にわたって(前記「高圧側」)超臨界状態にあり、前記回路110の他の部分(前記「低圧側」)にわたって臨界未満の状態にあることがある。他の実施の形態例では、前記全体の作業流体回路110は、前記作業流体が、全体的な前記回路110が作動している間に超臨界または臨界未満の状態にあるように運転されかつ制御されることがある。

【0031】

前記熱交換器102, 104は前記熱源106において、直列に配列されるが、前記作業流体回路110内では並列に配列される。前記第1の熱交換器102は、第1のタービン112と流体的に連結されることがある、前記第2の熱交換器104は第2のタービン114と流体的に連結されることがある。前記第1のタービン112が第1の回収熱交換器116と流体的に連結され、前記第2のタービン114が第2の回収熱交換器118と流体的に連結されることがある。前記タービン112, 114の一方または両方は、電力を補助システムまたはプロセスに供給するように配列された動力タービンことがある。前記回収熱交換器116, 118は前記回路110の低温側に直列に配列され、前記回路110の高温側に並列に配列されることがある。前記回収熱交換器116, 118は、前記回路110を前記高温側と低温側に分割する。例えば、前記回路110の高温側は、各回収熱交換器116, 118から下流側に配列された前記回路110の前記部分を含有し、そこでは、前記作業流体が前記熱交換器102, 104に向かっている。前記回路110の前記低温側は、各回収熱交換器116, 118から下流側の前記回路の前記部分を含有し、そこでは、前記作業流体は前記熱交換器102, 104から離れる方向に向かっている。

【0032】

前記作業流体回路110は、さらに、前記流体回路110の構成部分と流体的に連通しかつ前記作業流体を循環するように配列された第1のポンプ120および第2のポンプ122を含有することがある。前記第1および第2のポンプ120, 122は、ターボポンプのことがある、またはモータのような1または2以上の外部機械または装置によって従動的に駆動されることがある。1の実施の形態例にあっては、前記ポンプ120は前記サイクル100の通常の運転の間には前記作業流体を循環させるために使用されることがある一方、前記第2のポンプ122は前記サイクル100を起動するためにのみ通常駆動されかつ使用されることがある。少なくとも1の実施の形態例にあっては、前記第2のタービン114は、前記第1のポンプ120を駆動するために使用されることがあるが、他の実施の形態例では前記第1のタービン112は前記第1のポンプ120を駆動するために使用されることがあるか、または、前記第1のポンプ120が通常、モータ(図示せず)によって通常駆動されることがある。

【0033】

前記第1のタービン112は、前記第1の熱交換器102にわたって経験する前記熱源106の前記温度降下に起因して、前記第2のタービン114よりもより高い関連温度(例えば、より高いタービン入口温度)で作動することができる。しかしながら、1または2以上の実施の形態例では、各タービン112, 114は、同一の、または実質的に同一の導

10

20

30

40

50

入圧力で作動するように配列されることがある。これは、前記第1および第2のポンプ120, 122の制御および/または多段ポンプの使用を含有するがそれに限定されない前記回路110の設計および制御によって達成されて、前記回路の入口の温度に相当する各タービン112, 114の前記導入圧力を最大化することがある。

【0034】

1または2以上の実施の形態例では、前記第1のポンプ120の吸引圧力は、前記低圧および/または高速度の前記局所的な領域での前記作業流体の蒸発を防止するのに十分な余裕をもって前記作業流体の蒸気圧を越えることがある。これは、ここで開示される種々の実施の形態例で使用されることがある前記ターボポンプのような高速のポンプで特に重要である。したがって、前記流体の蒸気圧に関する重量による加圧を与えるのみのサージタンクを採用するような従来の受動的加圧システムは、ここに開示された前記実施の形態例に対して不十分であることを立証することができる。10

【0035】

前記作業流体回路110はさらに、前記第1および第2の回収熱交換器116, 118の一方または両方と流体的に連通するコンデンサ124を含有することがある。各回収熱交換器116, 118を出る前記低圧の放出作業流体流は前記回路110の前記低温側および前記第1または第2のポンプ120, 122のいずれかに戻るために冷却されるべき前記コンデンサ124を通るように方向付けられることがある。

【0036】

運転中には、前記作業流体は前記作業流体回路110内のポイント126で、第1量の流れ m_1 と第2量の流れ m_2 に分離する。前記第1量の流れ m_1 は前記第1の熱交換器102を通るように方向付けられてその後に前記第1のタービン112で膨張する。前記第1のタービン112に続いて、前記第1量の流れ m_1 は前記第1の回収熱交換器116を通過して、前記第1の熱交換器102に向かう際に、残留熱を前記第1量の流れ m_1 に戻すように伝導する。前記第2量の流れ m_2 は前記第2の熱交換器104を通るように方向付けられ、その後に前記第2のタービン114で膨張する。前記第2のタービン114に続いて、前記第2量の流れ m_2 は前記第2の回収熱交換器118を通過して、前記第2の熱交換器104に向かう際に残留熱を前記第2量の流れ m_2 に戻すように伝導する。前記第2量の流れ m_2 はそれから前記作業流体回路110のポイント128で前記第1量の流れ m_1 と再結合して結合量の流れ m_1+m_2 を生み出す。前記結合量の流れ m_1+m_2 は前記コンデンサ124を通って前記ポンプ120に戻るように方向付けられて再度前記閉回路が始まる。少なくとも1の実施の形態にあっては、前記ポンプ120の入口での作業流体は超臨界である。20

【0037】

ご察しのように、前記熱源106についての熱交換器の各段が前記完全な熱力学的サイクル100内で最も効率的に使用される前記作業流体回路110内に組み込まれることができる。例えば、前記熱交換器を多段に分割することによって、熱交換器を、分離熱交換器(例えば、第1および第2の熱交換器102, 104)または単一のまたは多段をもつた多重熱交換器のいずれかによって、多段に分配することによって、追加の熱が、膨張におけるより効率的な使用のために、かつ主として前記熱源106からの多重膨張を得るために、前記熱源106から引き出されることがある。30

【0038】

また、多重タービン112, 114を、類似のまたは実質的に類似の圧力比で用いて、前記利用可能な熱源106の大きな部分が、前記回収熱交換器116, 118を通して各タービン112, 114からの前記残留熱を用いることによって効率的に使用されがあり、その結果前記残留熱が失われずかつ漏洩しない。前記作業流体回路110内の前記回収熱交換器116, 118の配列は、前記熱源106によって最大限に活用されて前記タービン112, 114内の前記多重温度膨張の動力出力を最大化することができる。前記並行な作業流体の流れを選択的に合流することによって、前記回収熱交換器116, 118のいずれかの前記2つの側が、例えば、熱容量率、 $C = m \cdot c_p$, C は前記熱容量4050

率、 m は前記作業流体の前記量の流れの速度であり、 c_p は、前記定圧比熱であり、を一致させることによって釣り合わされることがある。

【0039】

図2は、開示された1または2以上の実施の形態に係る熱力学的サイクル200の他の実施の形態例を表す。前記サイクル200は、いくつかの点で、図1に関して上述した前記熱力学的サイクル100と類似していることがある。したがって、前記熱力学的サイクル200は、図1を参照することによって最も良く理解されることがあり、そこでは、類似の番号が類似の要素に対応したがって、再び詳細には記述されないことになる。前記サイクル200は、第1前記熱源106と熱的に連通して直列であるが、作業流体回路210では並列になるように再び配列された第1および第2の熱交換器102を含有する。10 前記第1および第2の回収熱交換器116, 118は前記回路210の前記低温側に直列に、前記回路210の高温側には並列に配列される。

【0040】

前記回路210において、前記作業流体は、ポイント202で、第1量の流れ m_1 と第2量の流れ m_2 に分離される。前記第1量の流れ m_1 はついには前記第1の熱交換器102を通るように方向付けられ、実質的に前記第1のタービン112内で膨張される。前記第1量の流れ m_1 は、それから前記第1の回収熱交換器116を通過して残留熱を、状態25を通過して前記第1の回収熱交換器116に流入する前記第1量の流れ m_1 に戻すよう伝導する。前記第2量の流れ m_2 は、前記第2の熱交換器104を通るように方向付けられ、その後に前記第2のタービン114内で膨張する。前記第2のタービン114に続いて、前記第2量の流れ m_2 は、ポイント204で前記第1量の流れ m_1 と再結合して結合した量の流れ m_1+m_2 を生み出す。前記結合した量の流れ m_1+m_2 は前記第2の回収熱交換器118を通過するように方向付けられて残留熱を前記第2の回収熱交換器118を通過する前記第1量の流れ m_1 に伝導することがある。20

【0041】

前記回収熱交換器116, 118の前記配列は前記結合した量の流れ m_1+m_2 を前記コンデンサ124に到達する前に前記第2の回収熱交換器118に提供する。ご察しのように、これは、上で定義したように、前記熱容量率のより良い適合を提供することによって前記作業流体回路210の前記熱的な効率を増加させることがある。

【0042】

図示されるように、前記第2のタービン114は、前記第1のまたは主な作業流体ポンプ120を駆動するために用いられることがある。しかしながら、他の実施の形態例では、前記第1のタービン112は、本開示の前記範囲を逸脱することなく、前記ポンプ120を駆動するために使用されることがある。以下により詳細に検討することになるように、前記第1および第2のタービン112, 114は、対応する状態41, 42で、前記各量の流速の取り扱いによって共通のタービン導入圧力または種々のタービン導入圧力で作動することがある。30

【0043】

図3は、本開示の1または2以上の実施の形態に係る熱力学的サイクル300の他の実施の形態例を表す。前記サイクル300は幾つかの点で前記熱力学的サイクル100および/または200に類似することがあり、それによって、前記サイクル300は、図1および図2を参照することによって最も良く理解されがあり、そこでは、類似の番号は類似の要素に相当し、したがって、再び詳細には記述されることはないことになる。前記熱力学的サイクル300は、前記熱源106と熱的に連通する第3の熱交換器302を使用する作業流体回路310を含有することができる。前記第3の熱交換器302は、上述したように、前記第1および第2の熱交換器102, 104に類似する種類の熱交換器のことがある。

【0044】

前記熱交換器102, 104, 302は、前記熱源106と熱的に連通して直列に配列されがあり、前記作業流体回路310では並列に配列されることがある。前記対40

10

20

30

40

50

応する第1および第2の回収熱交換器116, 118は、前記コンデンサ124をもった前記回路310の前記低温側で直列に配列され、前記回路310の高温側で並列に配列されている。前記作業流体が、ポイント304で、第1および第2量の流れ m_1 、 m_2 に分離した後、前記第3の熱交換器302が、前記第1量の流れ m_1 を受け入れて前記熱源106から熱を、膨張用の前記第1のタービン112に到達する前に、前記熱源106から前記第1量の流れ m_1 に伝導するように配列されることがある。前記第1のタービン112での膨張に続いて、前記第1量の流れ m_1 は、前記第1の回収熱交換器116を通るよう方向付けられて残留熱を、前記第3の熱交換器302から放出された前記第1量の流れ m_1 に伝導する。

【0045】

10

前記第2量の流れ m_2 は前記第2の熱交換器104を通るように方向付けられて、その後に前記第2のタービン114で膨張する。前記第2のタービン114に続いて、前記第2量の流れ m_2 は、ポイント306で前記第1量の流れ m_1 と再結合して前記結合量の流れ m_1+m_2 を生み出し、残留熱を前記第2の回収熱交換器118で前記第2量の流れ m_2 に供給する。

【0046】

前記第2のタービン114は再び使用されて前記第1または主要なポンプ120を駆動することがあり、または、それはここで記述されたような他の手段により駆動されることがある。前記第2または始動ポンプ122は、前記回路310の前記低温側に供給されて、前記第2および第3の熱交換器104, 302を含有する並列の熱交換器経路を通して循環する作業流体を提供することがある。1の実施の形態例では、前記第1および第3の熱交換器102, 302は、前記サイクル300の始動の間に実質的に0の流れをもつことがある。前記作業流体回路310も、ポンプ駆動絞り弁のような絞り弁308や、前記作業流体の前記流れを取り扱うための遮断弁312を含有することもある。

20

【0047】

図4は、開示された1または2以上の実施の形態例に係る熱力学的サイクル400の他の実施の形態例を表す。前記サイクル400はいくつかの点で前記100, 200および/または300と類似であり、そうであるので、前記サイクル400は図1-図3を参照することで最も良く理解でき、そこでは類似の番号が類似の要素に対応しあつ再び詳細には記述されないことになる。前記熱力学的サイクル400は作業流体回路410であって、前記第1および第2の回収熱交換器116, 118が单一の回収熱交換器402に統合化されまたはそうでなければ置き換えられる。前記回収熱交換器402は、ここに記述された前記回収熱交換器116, 118と同様の種類に属しまたは、回収熱交換器のほかの種類またはいわゆる当業者に公知の熱交換器のことがある。

30

【0048】

図示されているように、前記回収熱交換器402は、熱を前記第1量の流れ m_1 に、それが前記第1の熱交換器102に入る際に伝導し、かつ熱を前記第1量の流れ m_1 から、それが前記第1のタービン112を出る際に受けるように配列されることがある。前記回収熱交換器402も、熱を前記第2量の流れ m_2 に対し、それが前記第2の熱交換器104に入る際に伝導し、熱を前記第2量の流れ m_2 から、それが前記第2のタービン114を出る際に受けることがある。前記結合量の流れ m_1+m_2 は前記回収熱交換器402から前記コンデンサ124に流れる。

40

【0049】

他の実施の形態例では、前記回収熱交換器402は、図4に図示された破線の前記延長線によって図示されるように、拡張されることがあり、または、そうでなければ、前記第3の熱交換器302に入りかつそれを出る前記第1量の流れ m_1 を受け入れるように設けられることがある。したがって、追加の熱エネルギーが前記回収熱交換器304から引き出されかつ前記第3の熱交換器302に向かう前記第1量の流れ m_1 の前記温度を上昇させることがある。

【0050】

50

図5は、本開示に係る熱力学的サイクル500の他の実施の形態例を表す。前記サイクル500はいくつかの点で前記熱力学的サイクル100と類似することがあり、そうであるので、上述した図1を参照することで最も良く理解されることがあり、そこでは類似の番号が、再び説明されないことになる類似の要素に対応している。前記熱力学的サイクル500は図1の前記作業流体回路110に実質的に類似するが前記第1および第2のポンプ120、122の異なる配列をもった作業流体回路510を有することがある。

図1に表されているように、前記並列サイクルの各々は、1の独立のポンプ(各々、ポンプ120は高温サイクル用であり、ポンプ122は低温サイクル用である)を有して通常の運転中に前記作業流体の流れを供給する。一方、図5での前記熱力学的サイクル500は前記主要ポンプ120を使用し、それは前記第2のタービン114によって駆動されて、並行サイクルの両方に対して作業流体の流れを提供することができる。図5での前記始動ポンプ122のみが前記熱エンジンの始動プロセスの間作動し、したがって、非モータ駆動ポンプが、通常の運転中に求められる。
10

【0051】

図6は、本開示に係る熱力学的サイクル600の他の実施の形態例を表す。前記サイクル600はいくつかの点で前記熱力学的サイクル300と類似し、そうであるので、上述の図3を参照することによって最も良く理解されることができ、そこでは、類似の番号が類似の要素に対応して再び詳細には説明されないことになる。前記熱力学的サイクル600は図3の前記作業流体回路310に実質的に類似するが第3の回収熱交換器602の追加をもつ作業流体回路610を有することがあり、前記第3の回収熱交換器602は前記第2の回収熱交換器118から放出された前記結合量の流れ m_1+m_2 から追加の熱エネルギーを引き出す。したがって、前記第3の熱交換器302に入る前記第1量の流れ m_1 の前記温度は、前記熱源106から移送された残留熱を受ける前に上昇することができる。
20

【0052】

図示されるように、前記回収熱交換器116、118、602は独立した熱交換器として作動することがある。しかしながら、他の実施の形態例では、前記回収熱交換器116、118、602は単一の回収熱交換器に統合化されがあり、図4に関して上述した前記回収熱交換器406に類似する。

【0053】

ここに記述された各典型的な熱力学的サイクル100-600(サイクル100、200、300、400、500および600を意味する)によって図示されるように、各作業流体回路110-610(回路110、210、310、410、510および610を意味する)に組み込まれた前記並行熱交換サイクルおよび配列は、前記動力タービンの入口温度を、単一のサイクルでは到達不能なレベルにまで上昇することによって所定の熱源106からより大きな動力の生成を可能にし、それによって各典型的なサイクル100-600に対するより高い熱的な効率性に帰着する。前記第2および第3の熱交換器104、302を通して低温熱交換サイクルの追加は前記熱源106から利用可能なエネルギーのより高い部分の回収を可能にする。さらに、各個々の熱交換サイクルに対する圧力比は熱効率における追加の増進を最大化することができる。
30

【0054】

前記開示された実施の形態例のいくつかで実行されることがある他の変更は、限定されることなく、2段または多段のポンプ120、122を使用して、前記各タービン112、114に対する前記入口圧力を最大化することを含有する。他の実施の形態例では、前記タービン112、114は、共通の動力タービンシャフト上で並列の追加のタービンステージの使用による相互に連結されることがある。ここで熟考された他の変更は、限定されるわけではないが、タービン駆動ポンプシャフト上で並列に追加されたタービンステージの前記使用、歯車ボックスを介してのタービンの連結、全体的な効率性を最大化するための種々の回収熱交換器の配列、およびターボ機械の代わりのポンプである。前記第2のタービン114の前記出力を前記発電機または前記第1のタービン112によって駆動される電気生成装置と連結したまは前記第1および第2のタービン112、114を
40

10

20

40

50

ターボ機械の単一の部分、例えば、共通のシャフト上の独立の翼／円板を用いた多段のタービン、または各半径方向のタービン用の独立のピニオンを用いる主駆動歯車を駆動する半径方向のタービンの独立ステージである。さらに他の典型的な変更が熟考され、そこでは前記第1および／または第2のタービン112, 114は前記主要なポンプ120およびモータ発電機（図示せず）と連結されて、始動モータおよび発電機の両方として機能する。

【0055】

前記説明したサイクル100-600の各々は、固定されたまたは統合化された装置を含有するがそれに限定されず、または運搬可能な排熱エンジンまたは「スキッド」のような自給式の装置として、種々の物理的な実施の形態で実行されることがある。前記典型的な排熱エンジンスキッドは、各作業流体回路110-610、および、タービン112, 114、回収熱交換器116, 118、コンデンサ124、ポンプ120, 122、弁、作業流体供給および制御システムのような関連構成部分を配列することがあり、機械的および電気的制御が単一の装置として統合化される。典型的な排熱エンジンスキッドは、「熱エネルギー変換装置」という名称で、2009年12月9日に出願され同時に係属している米国特許出願第12/631,412で説明されかつ図示され、その内容は、これによって、本開示と矛盾しない程度において参考により含まれる。

10

【0056】

ここに開示された前記実施の形態例は、さらに前記説明した熱力学的サイクル100-600と連結してまたはそれに統合化された量管理システム（MMS）の組み込みおよび使用を含有することがある。前記量管理システムは、量（すなわち、作業流体）を前記作業流体回路100-600に対して追加しつつ除去することによって前記第1のポンプ120での前記吸引圧力を制御するように設けられることがあり、それによって前記サイクル100-600の前記効率を上昇させる。1の実施の形態例では、前記量管理システムは、前記サイクル100-600で半自動的に作動し、前記高圧側（ポンプ120の出口から膨張器116, 118の入口）および低圧側（膨張器112, 114の出口からポンプ120入口）内での圧力および温度を監視するためにセンサを使用する。

20

前記量管理システムも、弁、タンクヒータまたは他の装置を含有して前記作業流体の前記作業流体回路110-610および作業流体の貯溜のための量制御タンクへの移動を容易化することもある。前記量管理システムの実施の形態例は、2009年12月4日に各々出願された同時に係属している米国特許出願第12/631,412、12/631,400、および12/631,379、2010年9月13日に出願された米国特許第12/880,428、および2011年3月22日に出願されたPCT出願、PCT/US2011/29486に図示されかつ説明されている。前述した件の各々の内容は、これによって、本開示と矛盾しない程度において参考によってここに含まれる。

30

【0057】

さて、図7および図8を参照すると、典型的な量管理システム700, 800が図示され、1または2以上の実施の形態例では、各々、ここで説明された前記熱力学的サイクル100-600と結合して使用されることがある。図7および図8に示されているように（提携ポイントAおよびCのみが図8に示されている）、システム提携ポイントA, B, Cは図1-6に示された前記システム提携ポイントA, B, Cに相当する。したがって、量管理システム700, 800は、各々、対応するシステム提携ポイントA, B, C（もし、利用可能であれば）で、図1-6の前記熱力学的サイクル100-600と流体的に各々連結されることがある。前記典型的な量管理システム800は、低（近周囲の）温度およびしたがって低圧力で作業流体を貯溜し、かつ、前記典型的な量管理システム700は作業流体を、周囲の温度またはその近傍で貯溜する。上述したように、前記作業流体は、CO₂のことがあるが、本開示の前記範囲を逸脱することなく、他の作業流体のこともある。

40

【0058】

前記量管理システム700の典型的な動作では、作業流体貯溜タンク702は、提携ボ

50

イント A での第 1 の弁 704 を通って前記作業流体回路 110 - 610 からの作業流体を引き出すことによって加圧される。必要な場合には、前記貯溜タンク 702 の前記底近くに配列された第 2 の弁 706 を開成することによって追加の作業流体が前記作業流体回路 110 - 610 に追加されて、前記追加の作業流体が、前記ポンプ 120 (図 1 - 6) から上流側に配列された提携ポイント C を通して流れることを可能にする。提携ポイント C での前記回路 110 - 610 への作業流体の追加は、前記第 1 のポンプ 120 の前記吸引圧力を上昇させることに役立つことがある。前記作業流体回路 110 - 610 から流体を引き出しそれによって前記第 1 のポンプ 120 の前記吸引圧力を下降させるためには、第 3 の弁 708 が、開成されて冷却されかつ加圧された流体が、提携ポイント B を通して前記貯溜タンクに入ることを可能にすることがある。あらゆる利用で必要ということではないが、前記量管理システム 700 も前記タンク 702 から作業流体を除去してそれを前記作業流体回路 110 - 610 に注入するように配列された移送ポンプ 710 を含有することもある。

【 0059 】

図 8 の前記量管理システム 800 は 2 つのシステム提携またはインタフェースポイント A , C のみを使用する。前記弁制御インターフェース A は、前記制御フェーズ (例えは、前記装置の通常運転) の間では使用されず、蒸気によって前記作業流体回路 110 - 610 を予め加圧するためにのみ設けられて、前記回路 110 - 610 の前記温度が、満杯の間最小の閾値の上に保つ。気化器が含有されて周囲の熱を前記液体相の作業流体を前記作業流体の周囲温度近傍の気体相に変換するために使用することがある。前記気化器なしでは、前記システムは、満杯の間に劇的に温度を下降するおそれがある。前記気化器も蒸気を前記貯溜タンク 702 に戻して、引き出された流体の前記失われた体積を補償し、それによって圧力増進として作動する。少なくとも 1 の実施の形態では、前記気化器は電気的に加熱されまたは二次的な流体によって加熱されることがある。運転中、前記第 1 のポンプ 120 (図 1 - 6) の前記吸引圧力を上昇させたい場合には、提携ポイント C でまたはその近傍に設けられた移送ポンプ 802 によって吸引されることによって作業流体が選択的に前記作業流体回路 110 - 610 に追加されることがある。前記ポンプ 120 の前記吸引圧力を低減したい場合には、作業流体が選択的にインターフェース C で前記システムから引き出され、かつ 1 または 2 以上の弁 804 , 806 を通して膨張して前記貯溜タンク 702 の前記比較的低い貯溜圧力を下降させる。

【 0060 】

大部分の状況では、前記弁 804 , 806 に続く前記膨張した流体は、2 相 (すなわち、気体 + 液体) ということになる。前記貯溜タンク 702 での前記圧力がその通常の動作限界を越えることを回避するには、気体コンプレッサ 808 および付随するコンプレッサ 810 を含有する小さな気体圧縮冷却サイクルが設けられることがある。他の実施の形態では、前記コンデンサは、気化器として使用され、そこでは、コンデンサの水が、ヒートシンクの変わりに熱源として使用されている。前記冷却サイクルは前記作業流体の前記温度を下降させて充分に前記上記を濃縮して、前記設計した条件で前記貯溜タンク 702 の前記圧力を維持するように構成されることがある。ご察しのように、前記蒸気加圧冷却サイクルは量管理システム 800 内に統合化されることがあり、または独立の冷却ループをもった独立型の蒸気加圧サイクルのことがある。

【 0061 】

前記貯溜タンク 702 内に含有される前記作業流体は前記タンク 702 の底部ではより高い密度の作業流体をもち前記タンク 702 の上部ではより低い密度をもつように層状化する傾向にあることになる。前記作業流体は液体相、気体相またはその両方にあり、または超臨界のことがあり、もし前記作業流体が気体相および液体相の両方にある場合には、前記潮流タンク 702 の前記底部での前記より濃い密度の作業流体によって、作業流体の 1 の相が他の相から分離する相境界があることになる。このようにして、前記量管理システム 700 , 800 は、前記貯溜タンク 702 内で前記より最も高い密度の作業流体を前記回路 110 - 610 に引き渡すことができるうことになる。

10

20

30

40

50

【0062】

前記作業流体回路110-610を通しての前記作業流体の環境および状態に対する種々の記述された制御または変化の全ては、温度、圧力、流れ方向および流速、およびポンプ120, 122、およびタービン112, 114のような構成部分の動作は、図7、図8に概して図示された制御システム712によって監視されおよび／または制御されることがある。本開示の前記実施の形態と互換性のある典型的な制御システムは、「作業流体充填システムを用いた熱機関および熱電気システムおよび方法」という名称で、2010年9月13日に出願された同時係属の米国特許出願第12/880,428に記述されかつ図示され、上述したように、参照によって含まれる。

【0063】

1の実施の形態例では、前記制御システム712は、制御ループフィードバックシステムとして1または2以上の比例積分偏差(PID)制御器を含有することがある。他の実施の形態例にあっては、前記制御システム712は、制御プログラムを格納しつつ前記制御プログラムを実行してセンサ入力を受け入れかつ所定のアルゴリズムまたはテーブルに従って制御信号を生成することができるマイクロプロセッサに基づくシステムのことがある。例えば、前記制御システム712はコンピュータ読取可能媒体上に格納された制御ソフトウェアプログラムを動かすマイクロプロセッサに基づくコンピュータのことがある。前記ソフトウェアプログラムは、前記作業流体回路110-610中至る所に位置した種々の圧力、温度、流速センサからのセンサ入力を受け入れ、そこから制御信号を生成し、そこでは前記制御信号は前記回路110-610の前記動作を最大化しおよび／または選択的に制御するように構成されている。

【0064】

各量管理システム700, 800は、そのような制御システム712と、連通可能に連結されることがあって、前記種々の弁およびここに記述された他の装置の制御が自動化されまたは半自動化されて前記回路110-610中に配置した前記種々のセンサを通して得られたシステムの性能データに応答し、また周囲条件および環境条件に応答する。いわば前記制御システム712は前記量管理システム700, 800の各構成部分と連通しつつ前記熱力学的サイクル100-600の機能をより効率的に成し遂げるよう前記動作を制御するように構成されることがある。例えば、前記制御システム712は前記システム内の前記弁、ポンプ、センサ等の各々と(導線、RF信号等を介して)連通し、かつ制御ソフトウェア、アルゴリズムまたは他の所定の制御機構に応じて前記構成部分の各々の動作を制御するように構成されることがある。これは、前記作業流体の圧縮性を減少させることによって前記第1のポンプ120の前記吸引圧力を能動的に増加させるために、前記第1のポンプ120の前記入口での前記作業流体の温度および圧力を制御することが有効であることを立証することができる。そうすることは前記熱力学的サイクル100-600の前記全般的な圧力比を増加させるとともに前記第1のポンプ120への損傷を回避することがあり、それによって前記効率性および動力出力を増進する。

【0065】

1または2以上の実施の形態例では、前記ポンプ120の前記入口での前記作業流体の前記沸点圧力より上に前記ポンプ120の前記吸引圧力を維持するという効果を立証することがある。前記作業流体回路110-160の低温側での前記作業流体の前記圧力を制御する1の方法は図7の前記貯溜タンク702での前記温度を制御することによるものである。これは前記ポンプ120の前記入口での前記温度よりも高いレベルに前記貯溜タンク702の前記温度を維持することによって達成されることがある。これを達成するには、前記量管理システム700は、前記タンク702内にヒータおよび／または螺旋状配管714の前記使用を含有することがある。前記ヒータ／螺旋状配管714は前記タンク702内の前記流体／蒸気からの熱を追加しまたは除去するように配列されることがある。1の実施の形態例では、前記貯溜タンク702の前記温度は直接的な電熱を使用して制御されることがある。しかしながら、他の実施の形態例では、前記貯溜タンク702の前記温度は、ポンプの放出流体(前記ポンプの入口でよりも高い温度での)による熱交換器螺旋

10

20

30

40

50

状配管、前記冷却器／コンデンサ（また、前記ポンプの入口におけるよりも高い温度で）からの使い果たされた冷却水による熱交換器螺旋状配管、またはこれらの組合せのようなものであるがこれに限定されない他の装置を使用して制御されることがある。

【0066】

さて、図9および図10を参照すると、冷却システム900, 1000は、各々、任意の上記サイクルと連結して採用されてガスタービンまたは他の空気吸い込みエンジンの吸引エアの予冷を含有するがこれに限定されない工業的プロセスの他の領域の冷却を提供し、それによってより高いエンジン動力出力を供給することもある。図9および図10でのシステム提携ポイントBおよびDまたはCおよびDは、図1-6の前記システム提携ポイントB、CおよびDに対応することがある。したがって、冷却システム900, 1000は、対応するシステム提携ポイントB、C、および／またはD（利用可能な場合）における、図1-6の1または2以上の前記作業流体回路110-610と各々流体的に連結することがある。10

【0067】

図9の前記冷却システム900において、前記作業流体の一部は、システム提携ポイントCで、前記作業流体回路110-610から引き出されることがある。流体の前記部分の前記圧力は膨張装置902を通して低減され、膨張装置902は弁、開口部、または、タービン若しくは容積式の膨張装置のような流体膨張装置のことがある。この膨張プロセスは前記作業流体の前記温度を下降させる。その際、熱が蒸発器熱交換器904内で前記作業流体に加えられ、該蒸発器熱交換器は外部プロセス流体（例えば、エア、水等）の前記温度を低減させる。前記作業流体圧力は、その際、コンプレッサ906の前記使用を介して再上昇し、その後システム提携ポイントDを通して前記作業流体回路110-610に再導入される。20

【0068】

前記コンプレッサ906は、前記システムの主要タービンに追加した専用タービンまたは追加の車輪のいずれかから離れ、モータ駆動またはタービン駆動のことがある。他の実施の形態例では、前記コンプレッサ906は、前記主要な作業流体回路110-610と統合化されることがある。さらに他の実施の形態例では、前記コンプレッサ906は、流体放出装置の形態を取り、システム提携ポイントAから起動流体が供給され、前記コンデンサ124（図1-6）から上流で、システム提携ポイントDに放出される。30

【0069】

図10の前記冷却システム1000も実質的に上述した前記コンプレッサ906に類似のコンプレサ1002を有することもある。前記コンプレッサ1002は、流体放出器の前記形態を取り、提携ポイントA（図示しないが、図1-6のポイントAに相当する）を通して作業流体サイクル110-610から起動流体が供給され、提携ポイントDを通して前記サイクル110-610に放出されることがある。前記図示された実施の形態例では、前記作業流体は、前記サイクル110-610から、提携ポイントBを通して引き出されかつ、上述した前記膨張装置902に類似する膨張装置1006で膨張される前に熱交換器1004によって予冷される。1の実施の形態例では、前記熱交換器1004は水

CO_2 、またはエア- CO_2 熱交換器を含有することある。ご察しのように、前記熱交換器1004の前記追加は、図9に示された前記冷却システム900によって可能な追加の上述の冷却能力を提供することがある。40

【0070】

ここで用いられた前記語句「上流」および「下流」は、本開示の種々の実施の形態例および配置をより明瞭に記述することを意図したものである。例えば、「上流」は一般的に、通常の運転中に前記作業流体の流れの方向に向かってまたはそれに抗していることを意味し、「下流」は一般的に通常の運転中に前記作業流体の前記流れの前記方向とともにまたはそれに沿うことを意味する。

【0071】

前述したことはいくつかの実施の形態の構成要素を概説したものなので、いわゆる当業50

者が本開示をより良く理解することができる。いわゆる当業者は、ここに紹介した実施の形態と同一の目的を実行し、および／または同一の利益を達成するために他の方法および構造を設計しましたは変更するための基礎として本開示を喜んで使用する可能性があることを承認すべきである。いわゆる当業者は、また、そのような等価な構成は、本開示の主旨および範囲から逸脱していないこと、および、彼らが本開示の主旨および範囲を逸脱することなく、種々の変形、置換えおよび変更を行なう可能性があることを十分に理解すべきである。

【図1】

1/8

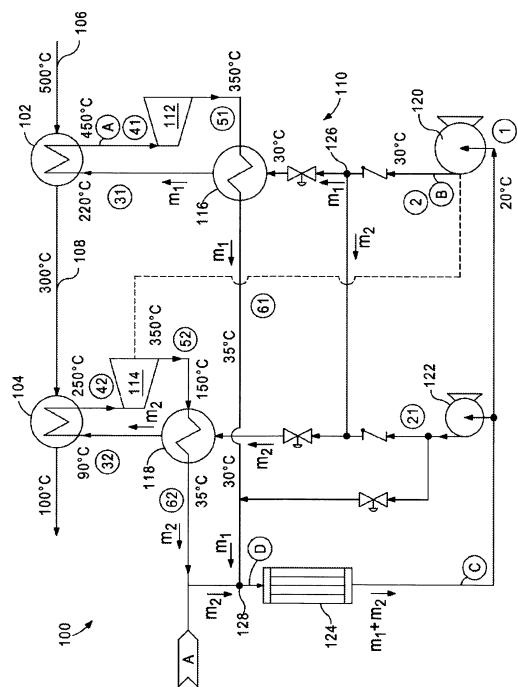


図1

【図2】

2/8

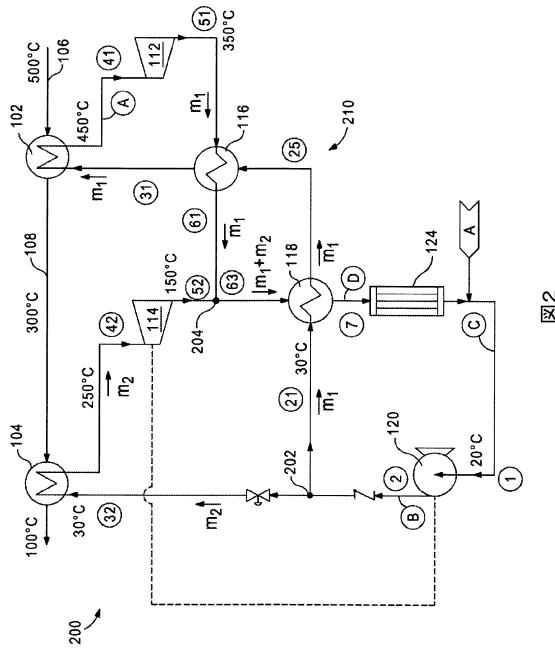
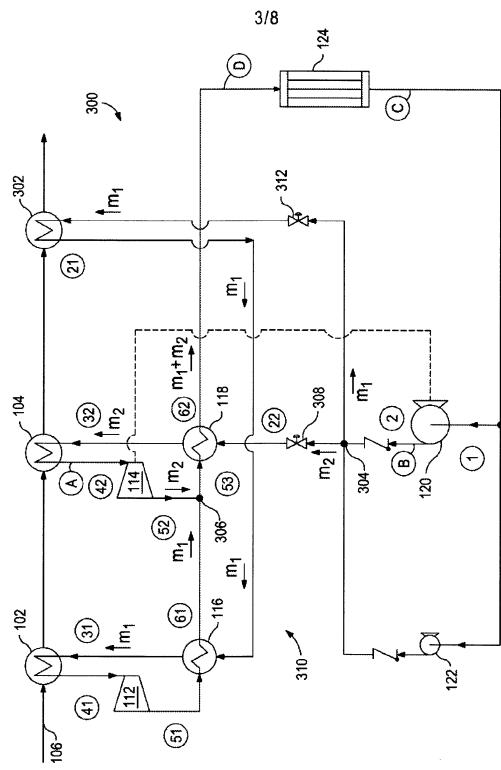


図2

【図3】



【図4】

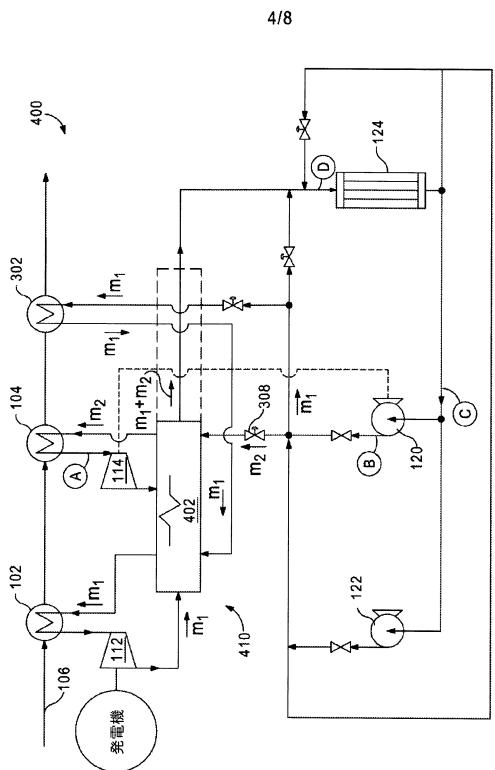
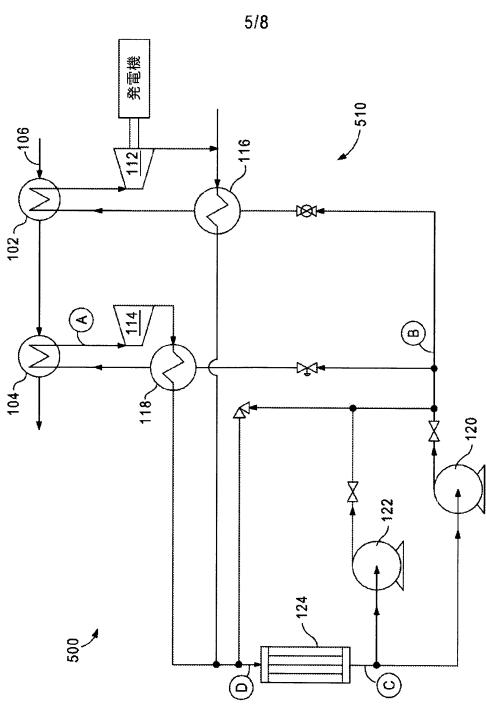


図4

【図5】



【図6】

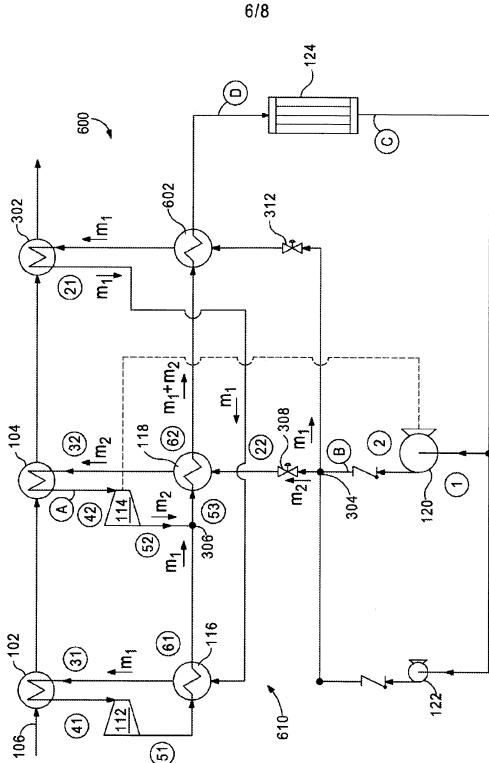
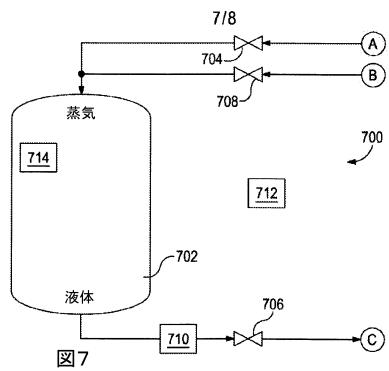
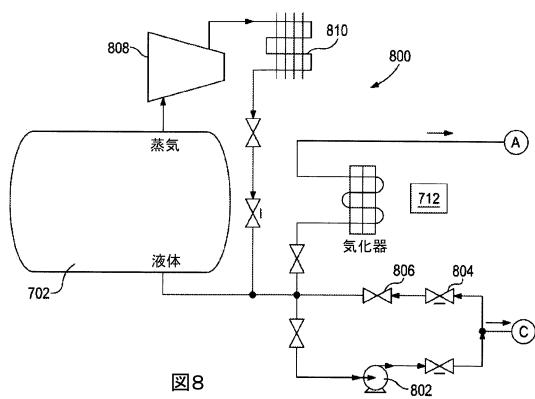


図6

【図7】



【図8】



【図9】

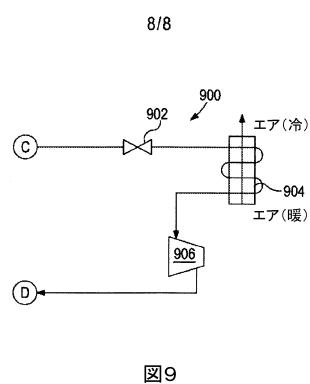


図9

【図10】

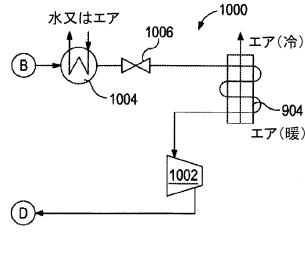


図10

フロントページの続き

(72)発明者 ベルメルシュ ,マイケル エル .

アメリカ合衆国 オハイオ州 45011 ,ハミルトン ,デューベリー コート 6240

(72)発明者 シエ ,タオ

アメリカ合衆国 オハイオ州 44321 ,コープリー ,フェアウェイ パーク ドライブ 38
00 ,アパートメント210

(72)発明者 ミラー ,ジェイソン ディー .

アメリカ合衆国 オハイオ州 44236 ,ハドソン ,ウィロー レイク ドライブ 6024

審査官 齊藤 公志郎

(56)参考文献 特開平10 - 339172 (JP , A)

特開2009 - 174494 (JP , A)

特開2007 - 040593 (JP , A)

米国特許出願公開第2006 / 0010868 (US , A1)

特開平11 - 044202 (JP , A)

特開平08 - 100609 (JP , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , DB名)

F01K 1 / 00 - 27 / 02

F02G 5 / 00 - 04