

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2013-11258

(P2013-11258A)

(43) 公開日 平成25年1月17日(2013.1.17)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
FO1D 17/08 (2006.01)	FO1D 17/08 A	3G071
FO2G 5/04 (2006.01)	FO2G 5/04 Q	3G081
FO1K 23/06 (2006.01)	FO2G 5/04 G	
FO1K 23/10 (2006.01)	FO1K 23/06 P	
FO1N 5/02 (2006.01)	FO1K 23/10 Q	
審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 18 頁) 最終頁に続く		

(21) 出願番号 特願2011-146026 (P2011-146026)
 (22) 出願日 平成23年6月30日 (2011. 6. 30)

(71) 出願人 000003218
 株式会社豊田自動織機
 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地
 (74) 代理人 100110423
 弁理士 曾我 道治
 (74) 代理人 100084010
 弁理士 古川 秀利
 (74) 代理人 100094695
 弁理士 鈴木 憲七
 (74) 代理人 100111648
 弁理士 梶並 順
 (74) 代理人 100147500
 弁理士 田口 雅啓

最終頁に続く

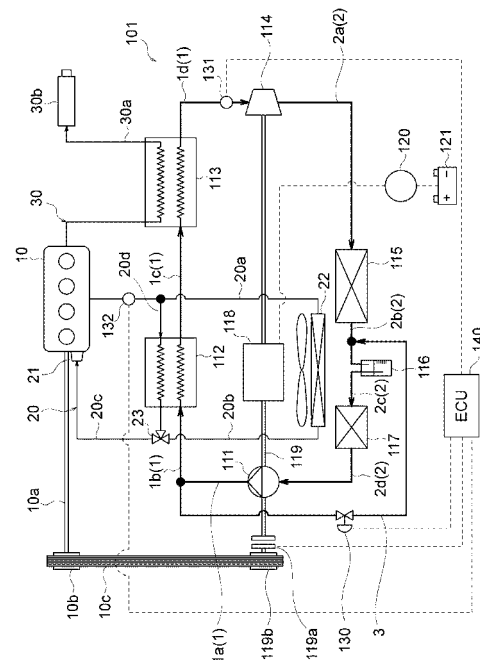
(54) 【発明の名称】 ランキンサイクル

(57) 【要約】

【課題】熱媒体の温度と作動流体の圧力とを関連付けて制御することで、熱交換器における作動流体の吸熱量の増大を図るランキンサイクルの提供を目的とする。

【解決手段】ランキンサイクル101は、冷媒の循環路に、冷却水ボイラ112、廃ガスボイラ113、膨張機114、コンデンサ115、及びポンプ111が順次設けられている。ランキンサイクル101は、膨張機114の入口の冷媒の圧力を検出する圧力センサ131と、冷却水ボイラ112に流入する冷却水の温度を検出する冷却水温度センサ132と、膨張機114の入口の冷媒の圧力を調節するバイパス流路3及び流量調整弁130と、流量調整弁130を制御するECU140とを備える。ECU140は、冷却水温度センサ132が検出する冷却水温度に対応する冷媒の飽和蒸気圧以下となる目標圧力を算出し、圧力センサ131が検出する圧力が目標圧力となるように流量調整弁130を制御する。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

作動流体の循環路に、作動流体と低温側熱媒体とを熱交換する第一熱交換器、作動流体と高温側熱媒体とを熱交換する第二熱交換器、作動流体を膨張させて駆動力を発生する流体膨張器、作動流体を凝縮させる凝縮器、及び、作動流体を前記第一熱交換器に移送する流体圧送装置が順次設けられたランキンサイクルにおいて、

前記流体膨張器の入口の作動流体の圧力を検出する圧力検出器と、

前記第一熱交換器に流入する低温側熱媒体の温度を検出する温度検出器と、

前記流体膨張器の入口の作動流体の圧力を調節する圧力調整手段と、

前記圧力調整手段を制御する制御装置とを備え、

前記制御装置は、前記温度検出器によって検出される低温側熱媒体の温度に対応する作動流体の飽和蒸気圧以下となる目標圧力を算出し、前記圧力検出器によって検出される圧力が前記目標圧力となるように、前記圧力調整手段を制御するランキンサイクル。

10

【請求項 2】

前記圧力調整手段は、前記第一熱交換器への作動流体の流入量を調節することによって、作動流体の圧力を調節する請求項 1 に記載のランキンサイクル。

【請求項 3】

前記圧力調整手段は、

前記流体圧送装置から前記第一熱交換器に向かう作動流体の流路を、前記流体膨張器から前記流体圧送装置に向かう作動流体の流路に連通するバイパスと、

20

前記バイパスにおける作動流体の流量を調節可能な流量調整弁とである請求項 2 に記載のランキンサイクル。

【請求項 4】

前記バイパスは、前記流体膨張器から前記流体圧送装置に向かう作動流体の流路における、前記凝縮器と前記流体圧送装置との間に接続する請求項 3 に記載のランキンサイクル。

【請求項 5】

前記制御装置は、前記温度検出器によって検出される低温側熱媒体の温度が第一所定温度未満の場合、前記圧力検出器によって検出される圧力が前記目標圧力より高くなるように、前記圧力調整手段を制御する請求項 1 ～ 4 のいずれか一項に記載のランキンサイクル。

30

【請求項 6】

前記制御装置は、前記温度検出器によって検出される低温側熱媒体の温度が第一所定温度未満の場合、前記圧力検出器によって検出される圧力が前記第一所定温度に対応する前記目標圧力以上となるように、前記圧力調整手段を制御する請求項 1 ～ 4 のいずれか一項に記載のランキンサイクル。

【請求項 7】

車両に搭載される請求項 1 ～ 6 のいずれか一項に記載のランキンサイクルにおいて、

前記流体圧送装置は、動力伝達機構を介して互いの駆動力を伝達可能に車両のエンジンに連結されるランキンサイクル。

40

【請求項 8】

前記流体圧送装置と前記流体膨張器とは、駆動軸を共有する請求項 1 ～ 7 のいずれか一項に記載のランキンサイクル。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

この発明は、ランキンサイクルに関する。

【背景技術】**【0002】**

車両の内燃機関から排出される熱を発電機等の動力に変換するランキンサイクルを利用

50

した技術が開発されている。

ランキンサイクルは、内燃機関から排出される熱を含む熱媒体と作動流体とを熱交換させて作動流体を過熱蒸気化する熱交換器、過熱蒸気状態の作動流体を膨張させて動力を得る膨張機、膨張させた作動流体を冷却して液化するコンデンサ、及び液化した作動流体を熱交換器に圧送するポンプ等から構成される。そして、膨張機では、作動流体を膨張させることによってタービン等の回転体を回転させて、作動流体の膨張時のエネルギーを回転駆動力に変換しており、この変換された回転駆動力が発電機等に動力として伝達される。

【 0 0 0 3 】

例えば、特許文献 1 には、冷媒ポンプが冷媒（作動流体）を膨張機に送る流路の途中に、冷媒及び内燃機関の冷却水（熱媒体）を熱交換させる第 1 熱交換器と、冷媒及び内燃機関の排気ガス（熱媒体）を熱交換させる第 2 熱交換器とをこの順で配置したランキンサイクルが記載されている。特許文献 1 のランキンサイクルでは、冷却水温度が 90 以上になると冷媒ポンプが稼働され、それによりランキンサイクルを循環する冷媒は、第 1 熱交換器で 90 ~ 100 程度の冷却水と熱交換を行って約 90 の高温の蒸気となった後、第 2 熱交換器で 300 ~ 400 の排気ガスと熱交換を行って 120 ~ 130 程度の過熱蒸気となり、膨張機に流入する。

【 先行技術文献 】

【 特許文献 】

【 0 0 0 4 】

【 特許文献 1 】 特開 2011 - 12625 号公報

【 発明の概要 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 0 5 】

しかしながら、冷却水又は排気ガスからなる熱媒体との熱交換で冷媒が吸収する熱量は、熱媒体の温度が一定であっても冷媒の圧力に応じて大きく変動する。さらに、熱交換で冷媒が吸収する熱量は、冷媒の圧力が一定であっても熱媒体の温度によって変動する。よって、熱媒体との熱交換で冷媒が吸収する熱量は、冷媒の圧力及び熱媒体の温度により影響を受ける。排気ガス温度は、過熱蒸気状態の冷媒の温度に対して遙かに高いため、排気ガス温度の変動が排気ガスから冷媒が吸収する熱量に与える影響は少ないが、比較的低い冷却水温度の変動は、冷却水から冷媒が吸収する熱量に大きい影響を与える。このため、冷却水温度と冷媒の圧力とを関連付けて制御されていない特許文献 1 のランキンサイクルでは、第 1 熱交換器における冷媒の吸熱量が大きく低下する可能性があるという問題がある。

【 0 0 0 6 】

この発明はこのような問題点を解決するためになされたものであり、熱媒体の温度と冷媒の圧力とを関連付けて制御することで、熱交換器における冷媒の吸熱量の増大を図るランキンサイクル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 】

【 0 0 0 7 】

上記の課題を解決するために、この発明に係るランキンサイクルは、作動流体の循環路に、作動流体と低温側熱媒体とを熱交換する第一熱交換器、作動流体と高温側熱媒体とを熱交換する第二熱交換器、作動流体を膨張させて駆動力を発生する流体膨張器、作動流体を凝縮させる凝縮器、及び、作動流体を第一熱交換器に移送する流体圧送装置が順次設けられたランキンサイクルにおいて、流体膨張器の入口の作動流体の圧力を検出する圧力検出器と、第一熱交換器に流入する低温側熱媒体の温度を検出する温度検出器と、流体膨張器の入口の作動流体の圧力を調節する圧力調整手段と、圧力調整手段を制御する制御装置とを備え、制御装置は、温度検出器によって検出される低温側熱媒体の温度に対応する作動流体の飽和蒸気圧以下となる目標圧力を算出し、圧力検出器によって検出される圧力が目標圧力となるように、圧力調整手段を制御する。

【 0 0 0 8 】

上記圧力調整手段は、第一熱交換器への作動流体の流入量を調節することによって、作動流体の圧力を調節してもよい。

圧力調整手段は、流体圧送装置から第一熱交換器に向かう作動流体の流路を、流体膨張器から流体圧送装置に向かう作動流体の流路に連通するバイパスと、バイパスにおける作動流体の流量を調節可能な流量調整弁とであってもよい。

バイパスは、流体膨張器から流体圧送装置に向かう作動流体の流路における、凝縮器と流体圧送装置との間に接続してもよい。

【0009】

制御装置は、温度検出器によって検出される低温側熱媒体の温度が第一所定温度未満の場合、圧力検出器によって検出される圧力が目標圧力より高くなるように、圧力調整手段を制御してもよい。

10

また、制御装置は、温度検出器によって検出される低温側熱媒体の温度が第一所定温度未満の場合、圧力検出器によって検出される圧力が第一所定温度に対応する目標圧力以上となるように、圧力調整手段を制御してもよい。

【0010】

車両に搭載される上記ランキンサイクルにおいて、流体圧送装置は、動力伝達機構を介して互いの駆動力を伝達可能に車両のエンジンに連結されてもよい。

流体圧送装置と流体膨張器とは、駆動軸を共有してもよい。

【発明の効果】

【0011】

20

この発明に係るランキンサイクルによれば、熱媒体の温度と作動流体の圧力とを関連付けて制御することで、第一熱交換器における作動流体の吸熱量を増大することが可能になる。

【図面の簡単な説明】

【0012】

【図1】この発明の実施の形態に係るランキンサイクル及びその周辺の構成を示す模式図である。

【図2】ランキンサイクルにおける冷媒の状態変化をp-h線図上に示す図である。

【図3】冷却水温度と目標冷媒圧力との関係を示す図である。

【図4】冷却水温度と目標冷媒圧力との関係の変形例を示す図である。

30

【図5】冷却水温度と目標冷媒圧力との関係のさらなる変形例を示す図である。

【図6】実施の形態に係るランキンサイクルの変形例を示す図である。

【図7】実施の形態に係るランキンサイクルの別の変形例を示す図である。

【図8】実施の形態に係るランキンサイクルのさらなる別の変形例を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0013】

以下、この発明の実施の形態について添付図面に基づいて説明する。

実施の形態

まず、この発明の実施の形態に係るランキンサイクル101及びその周辺の構成を説明する。なお、以下の実施形態において、内燃機関すなわちエンジン10を搭載する車両にランキンサイクルを使用した場合の例について説明する。

40

図1を参照すると、エンジン10を備える図示しない車両は、ランキンサイクル101を備えている。

【0014】

ランキンサイクル101は、ポンプ111、冷却水ボイラ112、廃ガスボイラ113、膨張機114、コンデンサ115、レシーバ116及びサブクーラ117を順次環状に接続する循環路を形成しており、作動流体である冷媒が流通するようになっている。

【0015】

ポンプ111は、稼動して流体を圧送するものであり、本実施の形態では、液体を圧送するものとする。ポンプ111は、その駆動軸119を膨張機114と共有している。さ

50

らに、駆動軸 119 には、電磁クラッチ 119 a を介してプーリ 119 b が連結され、プーリ 119 b は、エンジン 10 から延びるエンジン駆動軸 10 a に連結されたエンジンプーリ 10 b と、駆動ベルト 10 c によって連結されている。電磁クラッチ 119 a は、駆動軸 119 とプーリ 119 b とを接続又は切断することができ、車両の制御装置である ECU 140 に電氣的に接続されてその断接動作が制御される。このため、ポンプ 111 の回転数は、エンジン 10 又は膨張機 114 の回転数に依存する。

ここで、ポンプ 111 は流体圧送装置を構成し、エンジン駆動軸 10 a、エンジンプーリ 10 b、駆動ベルト 10 c、プーリ 119 b、電磁クラッチ 119 a 及び駆動軸 119 は、動力伝達機構を構成している。

【0016】

また、ポンプ 111 の下流側の吐出口は、流路部 1 a 及び 1 b を介して冷却水ボイラ 112 の冷媒入口に連通している。冷却水ボイラ 112 は、その内部で、エンジン 10 の冷却水回路 20 を流通するエンジン冷却用の冷却水と冷媒とを流通させて互いに熱交換させ、冷媒を加熱することができる。

ここで、冷却水は低温側熱媒体を構成し、冷却水ボイラ 112 は第一熱交換器を構成している。

【0017】

なお、冷却水回路 20 は、エンジン 10 から延びてエンジン 10 と一体のウォーターポンプ 21 に接続し循環流路を形成する送り側水流路 20 a 並びに戻り側水流路 20 b 及び 20 c と、送り側水流路 20 a 及び戻り側水流路 20 b の間に設けられたラジエータ 22 と、送り側水流路 20 a の途中から分岐して戻り側水流路 20 b 及び 20 c の連結部に接続する分岐水流路 20 d とを有している。そして、冷却水ボイラ 112 は、分岐水流路 20 d の途中に設けられている。また、ウォーターポンプ 21 は、冷却水を戻り側水流路 20 c から吸入してエンジン 10 の内部を循環させた後、送り側水流路 20 a に流出させて冷却水回路 20 を循環させ、ラジエータ 22 は、内部を流通する冷却水及び周囲の空気を熱交換させて冷却水を冷却する。また、分岐水流路 20 d と戻り側水流路 20 b 及び 20 c との接続部には、サーモスタット 23 が設けられている。

【0018】

サーモスタット 23 は、冷却水の温度に対応して動作し、冷却水が第一動作温度（本実施の形態では 90 ）未満では、低温の冷却水を昇温させるために、戻り側水流路 20 b 及び 20 c の間の連通を遮断すると共に、分岐水流路 20 d を戻り側水流路 20 c に連通させ、冷却水をラジエータ 22 に流通させない。また、サーモスタット 23 は、冷却水が第一動作温度以上に昇温すると、冷却水を冷却するために、戻り側水流路 20 b 及び 20 c の間も連通させて冷却水をラジエータ 22 に流通させる。そして、第一動作温度より高く設定された第二動作温度まで冷却水が昇温すると、サーモスタット 23 は、冷却水の冷却を優先するために、分岐水流路 20 d 及び戻り側水流路 20 c の間の連通を遮断して、全ての冷却水にラジエータ 22 を流通させる。

【0019】

冷却水ボイラ 112 の冷媒出口は、流路部 1 c を介して廃ガスボイラ 113 の冷媒入口に連通している。廃ガスボイラ 113 は、その内部に、冷却水ボイラ 112 から流出した冷媒と、エンジン 10 の排気系統 30 の排気ガスとを流通させて互いに熱交換させ、冷媒を加熱することができる。なお、廃ガスボイラ 113 は、排気系統 30 におけるエンジン 10 をマフラー 30 b に連通する排気流路 30 a の途中に介在させて設けられている。

ここで、排気ガスは高温側熱媒体を構成し、廃ガスボイラ 113 は第二熱交換器を構成している。

【0020】

廃ガスボイラ 113 の冷媒出口は、流路部 1 d を介して流体膨張器である膨張機 114 の入口に連通している。膨張機 114 は、その内部で、冷却水ボイラ 112 及び廃ガスボイラ 113 で加熱された後の高温高圧の冷媒を膨張させることによってタービン等の回転体と共に駆動軸 119 を回転させ、回転駆動力による仕事を得る流体機器である。また、

10

20

30

40

50

膨張機 114 とポンプ 111 との間には、発電機能を有するオルタネータ 118 が設けられ、オルタネータ 118 は駆動軸 119 を共有している。よって、膨張機 114 が発生する回転駆動力は、駆動軸 119 を介してオルタネータ 118 及びポンプ 111 を一体に駆動させることができ、また、エンジン 10 によって付与されるポンプ 111 の駆動力は、駆動軸 119 を介してオルタネータ 118 及び膨張機 114 を一体に駆動させることができる。

なお、流路部 1a、1b、1c 及び 1d は、冷媒の高圧側流路である第一流路 1 を構成している。

【0021】

また、オルタネータ 118 は、コンバータ 120 と電氣的に接続され、さらに、コンバータ 120 は、バッテリー 121 と電氣的に接続されている。そして、膨張機 114 が駆動軸 119 を回転駆動すると、オルタネータ 118 が交流電流を発生してコンバータ 120 に送り、コンバータ 120 は、送られた交流電流を直流電流に変換してバッテリー 121 に供給し充電させる。

10

【0022】

また、膨張機 114 の出口は、流路部 2a を介してコンデンサ 115 の入口に連通している。コンデンサ 115 は、その内部に冷媒を流通させてコンデンサ 115 の周囲の空気と熱交換させ、冷媒を冷却・凝縮させることができる。

ここで、コンデンサ 115 は、凝縮器を構成している。

【0023】

20

コンデンサ 115 の出口は、流路部 2b を介してレシーバ 116 の入口に連通し、さらに、レシーバ 116 の出口は、流路部 2c を介してサブクーラ 117 の入口に連通している。

レシーバ 116 は、内部に液体の冷媒を含む気液分離器であり、冷媒に含まれる冷媒の蒸気成分、水分、異物等を除去するものである。

サブクーラ 117 は、その内部にレシーバ 116 から送られる液体の冷媒を流通させてサブクーラ 117 の周囲の空気と熱交換させ、冷媒を過冷却することができる。

【0024】

また、サブクーラ 117 の出口は、流路部 2d を介してポンプ 111 の吸入口に連通し、サブクーラ 117 から流出した冷媒が、ポンプ 111 によって吸入されて再び圧送され、ランキンサイクル 101 を循環する。

30

なお、流路部 2a、2b、2c 及び 2d は、冷媒の低圧側流路である第二流路 2 を構成している。

【0025】

また、ランキンサイクル 101 は、第一流路 1 の流路部 1a を第二流路 2 に連通するバイパス流路 3 を有している。なお、本実施の形態では、バイパス流路 3 の一方の端部は、第一流路 1 の流路部 1a 及び流路部 1b の連結部に接続され、バイパス流路 3 の他方の端部は、第二流路 2 の流路部 2b に接続されている。さらに、ランキンサイクル 101 は、バイパス流路 3 の途中に、バイパス流路 3 の開放又は閉鎖が可能で、そしてバイパス流路 3 の流路断面積の調節が可能な流量調整弁 130 を有している。なお、流量調整弁 130 は、ECU 140 に電氣的に接続されてその動作が制御される。

40

ここで、バイパス流路 3 及び流量調整弁 130 は、圧力調整手段を構成している。

【0026】

また、ランキンサイクル 101 は、第一流路 1 の流路部 1d における膨張機 114 の入口の近傍に、流路部 1d を流通する冷媒の圧力を検出する圧力センサ 131 を有している。圧力センサ 131 は、膨張機 114 の入口の冷媒つまり膨張機 114 に流入する冷媒の圧力を検出し、電氣的に接続された ECU 140 に検出した冷媒の圧力情報を送る。なお、第一流路 1 の流路部 1a ~ 1d では、流量調整弁 130 の開放及び閉鎖に関係なく、各流路間で冷媒の圧力は同等であるため、圧力センサ 131 は、流路部 1a ~ 1c のいずれかに設けられてもよい。

50

ここで、圧力センサ 131 は圧力検出器を構成している。

【0027】

また、ランキンサイクル 101 は、冷却水回路 20 の送り側水流路 20a におけるエンジン 10 から分岐水流路 20d までの間に、流通する冷却水の温度を検出する冷却水温度センサ 132 を有している。冷却水温度センサ 132 は、エンジン 10 から送り出され、冷却水ボイラ 112 又はラジエータ 22 で熱交換作用を受ける前の冷却水の温度を検出し、電氣的に接続された ECU 140 に検出した冷却水の温度情報を送る。

ここで、冷却水温度センサ 132 は温度検出器を構成している。

【0028】

次に、この発明の実施の形態に係るランキンサイクル 101 の動作を説明する。

10

図 1 を参照すると、エンジン 10 が始動されるとウォーターポンプ 21 も稼動して冷却水を圧送し、エンジン 10 から外部に圧送された冷却水は、冷却水回路 20 を循環し再びエンジン 10 に戻る。なお、エンジン 10 の始動直後のような低温の冷却水は、エンジン 10 の効率を低下させるため早急に昇温させる必要がある。このため、サーモスタット 23 は、冷却水が第一動作温度 (90) 以上になるまで、ラジエータ 22 で冷却水が冷却されないように、戻り側水流路 20b 及び 20c の間の連通を遮断すると共に、分岐水流路 20d を戻り側水流路 20c に連通させる。そして、冷却水は、冷却水ボイラ 112 において冷媒と熱交換を行う。

【0029】

また、始動したエンジン 10 からは、排気ガスが、排気系統 30 に排出され、その流通過程で廃ガスボイラ 113 の内部を流通した後、マフラー 30b から車両の外部に排出される。そして、排気ガスは、廃ガスボイラ 113 において冷媒と熱交換を行う。

20

さらに、エンジン 10 が稼動すると、ECU 140 は、電磁クラッチ 119a を接続させる。これにより、エンジン 10 の回転駆動力が、エンジン駆動軸 10a、エンジンプーリ 10b、駆動ベルト 10c、プーリ 119b 及び電磁クラッチ 119a を介して、駆動軸 119 に伝達し、それによって、駆動軸 119 が、ポンプ 111、オルタネータ 118 及び膨張機 114 を一体に駆動する。

【0030】

駆動されたポンプ 111 は、液体状態の冷媒を冷却水ボイラ 112 に向かって圧送し、また、駆動された膨張機 114 は、タービン等の回転体を回転させ、第一流路 1 の流路部 1d の冷媒を降圧して第二流路 2 の流路部 2a に送る。なお、冷媒は、ポンプ 111 によって圧送されることで、断熱加圧作用を受ける。

30

【0031】

さらに、流量調整弁 130 がバイパス流路 3 を閉鎖している場合と、流量調整弁 130 がバイパス流路 3 を開放している場合とについて、ランキンサイクル 101 の動作及び冷媒の状態変化の推移を、図 1 及び図 2 をあわせて参照して説明する。なお、冷却水の温度は、温度 T_{w1} (本実施の形態では、80 とする) とする。

ここで、図 2 では、ランキンサイクル 101 の循環過程での冷媒の状態変化が、冷媒の $p-h$ 線図上に示されている。 $p-h$ 線図は、縦軸を冷媒の圧力 (単位を MPa とする) とし、横軸を冷媒のエンタルピ (単位を kJ/kg とする) とする直交座標系を有している。さらに、冷媒が過冷却液状態となる領域が過冷却液領域 SL で示され、冷媒が湿り蒸気状態となる領域が湿り蒸気領域 WS で示され、冷媒が過熱蒸気状態となる領域が過熱蒸気領域 SS で示されている。そして、過冷却液領域 SL 及び湿り蒸気領域 WS の境界には飽和液線 α が示され、湿り蒸気領域 WS 及び過熱蒸気領域 SS の境界には乾き飽和蒸気線 β が示されている。

40

【0032】

i) 流量調整弁 130 がバイパス流路 3 を閉鎖している場合について

このとき、冷媒の状態変化が、点 A1、B1、C1 及び D1 を頂点とする台形状をした第一サイクル S1 に沿って進行する。

第一サイクル S1 において、ポンプ 111 の圧送による断熱加圧工程では、冷媒は、そ

50

の圧力を圧力 P_1 から圧力 P_2 へ上昇させると共に温度を上昇させ、点 A 1 から点 B 1 の状態に変化する。このとき、冷媒は、そのエンタルピを h_a から h_b に増加させる。なお、点 A 1 から点 B 1 の間の冷媒の状態は、過冷却液領域 S L 内で液体状態（過冷却液状態）を維持する。

【0033】

そして、ポンプ 1 1 1 によって圧送された液体状態の冷媒は、その全てが流路部 1 a 及び 1 b を通過して冷却水ボイラ 1 1 2 に流入し、その内部を流通する冷却水と熱交換を行うことによって等圧加熱されて昇温し、液体状態（過冷却液状態）のまま流出する。

この冷却水ボイラ 1 1 2 による等圧加熱工程では、冷媒は、温度 $T_w 1$ の冷却水と熱交換を行って温度を温度 T_e ($T_e < T_w 1$) まで上昇させ、圧力を圧力 P_2 に維持する。なお、温度 $T_w 1$ と温度 T_e との差 ΔT_e ($\Delta T_e = T_w 1 - T_e$) は、冷却水ボイラ 1 1 2 の熱交換容量、材料の熱伝導性等に起因する熱損失によるものであり、場合によっては差 ΔT_e を 0 (零) としてもよい。また、冷媒は、点 B 1 から点 $P_2 T_e$ の状態に変化し、そのエンタルピを h_e に増加させる。ちなみに、点 $P_2 T_e$ は、圧力 P_2 の等圧線と温度 T_e の等温線との交点である。そして、点 B 1 から点 $P_2 T_e$ の間の冷媒の状態は、過冷却液領域 S L 内で液体状態（過冷却液状態）を維持する。

【0034】

次に、冷却水ボイラ 1 1 2 から流出した冷媒は、流路部 1 c を通過して廃ガスボイラ 1 1 3 に流入し、その内部を流通する排気ガスと熱交換を行うことによって等圧加熱されて昇温し、高温高压の過熱蒸気となって流出する。

この廃ガスボイラ 1 1 3 による等圧加熱工程では、冷媒は、その温度をさらに上昇させ、圧力を圧力 P_2 に維持する。このとき、冷媒は、点 $P_2 T_e$ から点 C 1 の状態に変化し、そのエンタルピを h_c に増加させる。なお、点 $P_2 T_e$ から点 C 1 の間の冷媒の状態は、過冷却液領域 S L 内の液体状態から過熱蒸気領域 S S 内の過熱蒸気状態に変化する。

【0035】

さらに、廃ガスボイラ 1 1 3 から流出した高温高压の過熱蒸気状態の冷媒は、流路部 1 d を通過して膨張機 1 1 4 に流入し、膨張機 1 1 4 では、上流側の流路部 1 d と下流側の流路部 2 a との間の冷媒の圧力差を利用して、冷媒が断熱膨張し高温低压の過熱蒸気状態で流出する。そして、膨張エネルギーが回生エネルギーとして回転エネルギーに変換され、駆動軸 1 1 9 に伝達する。

この膨張機 1 1 4 による断熱膨張工程では、冷媒は、膨張することによって圧力を圧力 P_2 から圧力 P_1 に低下させると共に温度を低下させる。このとき、冷媒は、点 C 1 から点 D 1 の状態に変化し、そのエンタルピを h_d に減少させる。なお、点 C 1 から点 D 1 の間の冷媒の状態は、過熱蒸気領域 S S 内で過熱蒸気状態を維持する。

【0036】

ここで、駆動軸 1 1 9 に伝達した回生エネルギーは、オルタネータ 1 1 8 及びポンプ 1 1 1 に回転駆動力として付与されるだけでなく、エンジン 1 0 に伝達してその回転駆動を補助する。オルタネータ 1 1 8 は、加えられる回転駆動力によって稼動して交流電流を生成し、生成された交流電流は、コンバータ 1 2 0 で直流電流に変換された後、バッテリー 1 2 1 に充電される。

【0037】

また、膨張機 1 1 4 から流出した過熱蒸気状態の冷媒は、流路部 2 a を通過してコンデンサ 1 1 5 に流入し、コンデンサ 1 1 5 において周囲の空気すなわち外気と熱交換を行うことによって等圧冷却されて凝縮し、液体状態となって流出する。

このコンデンサ 1 1 5 による等圧冷却工程では、冷媒は、その温度を低下させ、圧力を圧力 P_1 に維持する。このとき、冷媒は、点 D 1 から点 F 1 の状態に変化し、そのエンタルピを h_f に減少させる。なお、点 D 1 から点 F 1 の間の冷媒の状態は、過熱蒸気領域 S S 内の過熱蒸気状態から飽和液状態に変化する。

【0038】

さらに、コンデンサ 1 1 5 から流出した液体状態の冷媒は、流路部 2 b を通過してレシ

ーバ 1 1 6 に流入し、レシーバ 1 1 6 の内部に貯められた液体冷媒中を通過して流路部 2 c に流出する。冷媒は、レシーバ 1 1 6 内を通過する際、含有する冷媒の蒸気成分、水分及び異物等が除去される。

【 0 0 3 9 】

そして、レシーバ 1 1 6 から流出した冷媒は、流路部 2 c を通過してサブクーラ 1 1 7 に流入し、サブクーラ 1 1 7 において外気と熱交換を行うことによってさらに等圧冷却（過冷却）され、過冷却液状態となって流路部 2 d に流出する。さらに、流路部 2 d の冷媒は、ポンプ 1 1 1 に吸入されて再度圧送され、ランキンサイクル 1 0 1 を循環する。

このサブクーラ 1 1 7 による等圧冷却工程では、冷媒は、その温度をさらに低下させ、圧力を圧力 P_1 に維持する。このとき、冷媒は、点 F 1 から点 A 1 の状態に変化し、そのエンタルピを h_a に減少させる。なお、点 F 1 から点 A 1 の間の冷媒の状態は、飽和液状態から過冷却液領域 S L 内の過冷却液状態に変化する。

10

【 0 0 4 0 】

i i) 流量調整弁 1 3 0 がバイパス流路 3 を開放している場合について

このとき、冷媒の状態変化が、点 A 1、B 2、C 2 及び D 2 を頂点とする台形状をした第二サイクル S 2 に沿って進行する。

ポンプ 1 1 1 によって圧送された液体状態の冷媒は、その一部が流路部 1 a から流路部 1 b を通過して冷却水ボイラ 1 1 2 に流入して冷却水と熱交換を行い、その他が流路部 1 a からバイパス流路 3 を通過してコンデンサ 1 1 5 の下流の流路部 2 b に流入する。このため、流路部 1 b つまり冷却水ボイラ 1 1 2 を流通する冷媒の圧力は、圧力 P_2 より低い圧力 P_3 となる。また、バイパス流路 3 の冷媒が流路部 2 a に流入するとコンデンサ 1 1 5 の圧損が増加するが、バイパス流路 3 の冷媒が流路部 2 b に流入するため、膨張機 1 1 4 の下流側の流路部 2 a における冷媒の圧力の上昇が抑えられる。

20

【 0 0 4 1 】

よって、第二サイクル S 2 において、ポンプ 1 1 1 による断熱加圧工程では、冷媒は、圧力 P_1 から圧力 P_3 に圧力を上昇させると共に温度を上昇させ、さらに、そのエンタルピを h_a から h_b に増加させ、点 A 1 から点 B 2 の状態に変化する。なお、点 A 1 から点 B 2 の間の冷媒の状態は、液体状態（過冷却液状態）を維持する。

【 0 0 4 2 】

冷却水ボイラ 1 1 2 による等圧加熱工程では、冷媒は、温度 T_w の冷却水との熱交換により温度を温度 T_e まで上昇させ、圧力を圧力 P_3 に維持する。このとき、冷媒は、点 B 2 から、圧力 P_3 及び温度 T_e とする点 $P_3 T_e$ の状態に変化し、そのエンタルピを h_e に増加させる。また、圧力 P_3 が温度 T_e での冷媒の飽和蒸気圧 P_{se} 未満となっており、それにより、点 $P_3 T_e$ は、過熱蒸気領域 S S 内に位置する。このため、点 B 2 から点 $P_3 T_e$ の間の冷媒の状態は、液体状態から湿り蒸気状態を経て過熱蒸気状態に変化し、冷媒は、蒸発潜熱を含むようになる。

30

【 0 0 4 3 】

なお、点 B 2 から点 $P_3 T_e$ の間において冷却水から冷媒が吸収するエンタルピは、エンタルピ Δh_{e2} ($\Delta h_{e2} = h_{e2} - h_{b2}$) であり冷媒の蒸発潜熱を含む大きいものとなっている。そして、エンタルピ Δh_{e2} は、第一サイクル S 1 の点 B 1 から点 $P_2 T_e$ の間において冷却水から冷媒が吸収するエンタルピつまり冷媒の蒸発潜熱を含まないエンタルピ Δh_e ($\Delta h_e = h_e - h_b$) と比較すると、大幅に増大している。さらに、冷却水ボイラ 1 1 2 において冷却水から冷媒が吸収する熱量は、冷却水ボイラ 1 1 2 での冷媒の流量に熱交換前後での冷媒のエンタルピの変化量を乗じたものであり、冷却水ボイラ 1 1 2 での冷媒の圧力に熱交換前後での冷媒のエンタルピの変化量を乗じたものに比例する。このため、冷却水ボイラ 1 1 2 での冷媒の吸熱量も、第一サイクル S 1 と比較して第二サイクル S 2 で大きく増大する。

40

【 0 0 4 4 】

次に、冷却水ボイラ 1 1 2 から流出した冷媒が廃ガスボイラ 1 1 3 で排気ガスと熱交換を行う等圧加熱工程では、冷媒は、その温度をさらに上昇させると共に圧力を圧力 P_3 に

50

維持して点 P_3 T_e から点 C_2 の状態に変化し、そのエンタルピを h_{c2} に増加させる。
なお、点 P_3 T_e から点 C_2 の間の冷媒の状態は、過熱蒸気状態を維持する。

さらに、廃ガスボイラ 113 から流出した冷媒が膨張機 114 で膨張される断熱膨張工程では、冷媒は、圧力を圧力 P_3 から圧力 P_1 に低下させると共に温度を低下させて点 C_2 から点 D_2 の状態に変化し、そのエンタルピを h_{d2} に減少させる。なお、点 C_2 から点 D_2 の間の冷媒の状態は、過熱蒸気状態を維持する。

【0045】

また、膨張機 114 から流出した冷媒がコンデンサ 115 で外気と熱交換を行う等圧冷却工程では、冷媒は、その温度を低下させると共に圧力を圧力 P_1 に維持して点 D_2 から点 F_1 の状態に変化し、そのエンタルピを h_f に減少させる。なお、点 D_2 から点 F_1 の間の冷媒の状態は、過熱蒸気状態から飽和液状態に変化する。

さらに、コンデンサ 115 から流出した冷媒がレシーバ 116 を経由した後にサブクーラ 117 で外気と熱交換を行う等圧冷却工程では、冷媒は、その温度をさらに低下させると共に圧力を圧力 P_1 に維持して点 F_1 から点 A_1 の状態に変化し、そのエンタルピを h_a に減少させる。なお、点 F_1 から点 A_1 の間の冷媒の状態は、飽和液状態から過冷却液状態に変化する。

【0046】

上述のように、第二サイクル S_2 において冷却水ボイラ 112 で冷却水から冷媒が得るエンタルピ Δh_{e2} は、第一サイクル S_1 において冷却水ボイラ 112 で冷却水から冷媒が得るエンタルピ Δh_e に対して大幅に増加しており、それにより、冷却水ボイラ 112 で冷媒が吸収する熱量も、第一サイクル S_1 より第二サイクル S_2 で大きく増大する。この冷却水ボイラ 112 での吸熱量の増大は、冷却水ボイラ 112 での冷媒の圧力（つまり、第一流路 1 の流路部 1a ~ 1d での冷媒の圧力）を、温度 T_e での冷媒の飽和蒸気圧 P_{se} 以下に制御することによって達成することができる。さらに、冷却水ボイラ 112 での冷媒の圧力を、飽和蒸気圧 P_{se} にできるだけ近くなるように高い圧力に制御することによって、膨張機 114 の上流側の流路部 1d と下流側の流路部 2a との間における冷媒の差圧を高く確保することができ、それにより、膨張機 114 において得られる回生エネルギー量を高く確保することができる。

【0047】

よって、冷却水ボイラ 112 で冷却水から冷媒が吸収する熱量を増大させると共に膨張機 114 で得られる回生エネルギー量を十分に確保するために、ECU 140 は、冷却水ボイラ 112 での冷媒の圧力つまり第一流路 1 の流路部 1a ~ 1d での冷媒の圧力の目標圧力を温度 T_e の冷媒の飽和蒸気圧 P_{se} に基づき設定し、流量調整弁 130 を制御することによって上記冷媒の圧力が目標圧力となるように調節する。具体的には、ECU 140 は、熱交換前の冷却水の温度 T_w と、冷却水と熱交換することで温度 T_e となった冷媒が示す飽和蒸気圧 P_{se} とに基づき、冷媒の目標圧力を設定する。

【0048】

図 1 を参照すると、ECU 140 は、冷却水温度センサ 132 が検出する冷却水温度と、予め記憶している冷媒温度及び飽和蒸気圧の関係とから、検出された冷却水温度を冷媒温度とする冷媒の飽和蒸気圧、つまり冷却水温度に対応する冷媒の飽和蒸気圧を算出する。さらに、ECU 140 は、算出した飽和蒸気圧から所定量の圧力 Δp を低下させた圧力を第一流路 1 の流路部 1a ~ 1d における冷媒の目標圧力と設定する。この圧力 Δp は、冷却水ボイラ 112 の熱交換容量、材料の熱伝導性等に起因する熱損失により生じる、冷却水ボイラ 112 での熱交換前の冷却水温度 T_w と熱交換後の冷媒温度 T_e （図 2 参照）との間の温度差 ΔT_e に対応して予め設定されているもので、ECU 140 に記憶されている。

【0049】

そして、本実施の形態ではエンジン 10 と連結されたポンプ 111 の回転数を自在に制御することができないため、目標圧力の算出後、ECU 140 は、流量調整弁 130 の開度を制御することによって、冷却水ボイラ 112 に流入する冷媒の流量を変更し、流路部

10

20

30

40

50

1 d の圧力センサ 1 3 1 の検出圧力が目標圧力となるように制御する。すなわち、E C U 1 4 0 は、圧力センサ 1 3 1 の検出圧力が目標圧力より低い場合には、流量調整弁 1 3 0 の開度を減少させて流路部 1 d の冷媒流量を増加させることによって、流路部 1 d の冷媒圧力を上昇させ、圧力センサ 1 3 1 の検出圧力が目標圧力より高い場合には、流量調整弁 1 3 0 の開度を増大させて流路部 1 d の冷媒流量を減少させることによって、流路部 1 d の冷媒圧力を低下させる。

【 0 0 5 0 】

また、本実施の形態では、冷却水の温度領域によって目標圧力の算出方法を変更しており、この場合の目標圧力と冷却水温度センサ 1 3 2 が検出する冷却水温度との関係が図 3 のグラフに図示されている。図 3 のグラフは、縦軸を冷媒圧力（単位を M P a とする）とし、横軸を冷却水温度（単位を とする）とする直交座標系を有している。そして、目標圧力と冷却水温度との関係が実線の折れ線グラフである目標圧力グラフ P t で示され、冷却水温度に対応する冷媒の飽和蒸気圧と冷却水温度との関係が一点鎖線の目標飽和蒸気圧グラフ P s t で示されている。

10

【 0 0 5 1 】

図 1 及び図 3 をあわせて参照すると、目標圧力グラフ P t において、冷却水温度 T w L 1 以上 T w H 以下の範囲に対応する部位 P t a は、目標飽和蒸気圧グラフ P s t を冷媒圧力の負方向（縦軸負方向）に圧力 Δp だけ平行移動させたものであり、本実施の形態では、目標飽和蒸気圧グラフ P s t を冷却水温度の正方向（横軸正方向）に温度 $\Delta T e$ だけ平行移動させたものとも同一としている。よって、部位 P t a の目標圧力は、上述の算出方法により設定されるものとなる。すなわち、部位 P t a での目標圧力は、冷却水温度に対応する冷媒の飽和蒸気圧より所定圧力 Δp 低くしたものであり、冷却水温度の上昇に伴って上昇し且つ冷却水温度の低下に伴って低下し、冷却水温度と比例関係にある。

20

そして、E C U 1 4 0 は、冷却水温度センサ 1 3 2 が検出する冷却水温度が温度 T w L 1 以上 T w H 以下の範囲にある場合、圧力センサ 1 3 1 の検出圧力が、目標圧力グラフ P t 上の目標圧力となるように流量調整弁 1 3 0 を制御する。

ここで、温度 T w L 1 は第一所定温度を構成し、温度 T w H は第二所定温度を構成している。

【 0 0 5 2 】

また、目標圧力グラフ P t において、冷却水温度 T w L 1 未満の範囲に対応する部位 P t b は、温度 T w L での冷媒の飽和蒸気圧 P s L を目標圧力とするもので、目標圧力を一定とする水平な直線である。温度 T w L は、温度 T w L 未満の場合にエンジン 1 0 の効率を低下させる低い冷却水温度として予め設定された温度であり、本実施の形態では 6 0 としている。そして、温度 T w L 1 は、部位 P t b と部位 P t a との交点にあたる冷却水温度である。なお、温度 T w L 1 は、温度 T w L に温度 $\Delta T e$ を加えた温度ともなっている。

30

【 0 0 5 3 】

そして、部位 P t b の温度領域では、E C U 1 4 0 は、圧力センサ 1 3 1 の検出圧力が温度 T w L での冷媒の飽和蒸気圧 P s L 未満とならないように、流量調整弁 1 3 0 を制御する。これにより、温度 T w L （ 6 0 ）での冷媒の飽和蒸気圧 P s L 以上の圧力を有することになる冷媒は常に、温度 T w L 未満の冷却水と熱交換を行っても蒸発潜熱を含まず、冷却水から吸収する熱量を低く抑えることができる。よって、冷却水は、温度 T w L 未満とならないように制御される。

40

【 0 0 5 4 】

具体的には、例えば、E C U 1 4 0 が、圧力センサ 1 3 1 の検出圧力を温度 T w L での冷媒の飽和蒸気圧 P s L となるように一定に保持する制御を行う場合、冷却水温度は以下のように変動する。冷却水温度が低下して冷媒の飽和温度 T w L を下回ると、下回った瞬間に冷媒が冷却水から吸収できる熱量が大幅に減少し、それにより、冷却水は、冷媒への放熱量が減少するため温度低下が止まり、温度上昇に転じる。温度上昇により冷却水温度が冷媒の飽和温度 T w L を上回ると、冷媒が吸収する熱量が増加し、再び冷却水温度が低

50

下する。上述のような作用によって、冷却水は、冷媒の飽和温度 T_{wL} 以下に低下していかないように制御される。

【0055】

また、目標圧力グラフ P_t において、冷却水温度 T_{wH} を超える範囲に対応する部位 P_{tc} は、冷却水温度 T_{wH} に対応する冷媒の目標圧力 P_H で、目標圧力を一定とする水平な直線である。冷却水温度 T_{wH} は、第一流路 1 の配管及び膨張機 114 に対して設定された上限圧力 P_H に飽和蒸気圧に対応する冷却水の温度であり、本実施の形態では、サーモスタット 23 が開き始める第一動作温度 (90) と同一になっている。

そして、部位 P_{tc} の温度領域では、ECU 140 は、圧力センサ 131 の検出圧力が目標圧力 P_H となるように、流量調整弁 130 を制御する。これにより、第一流路 1 や膨張機 114 が異常高圧にさらされることを防止できる。

10

【0056】

また、上述では、ECU 140 は、目標圧力を計算によって算出するように記載していたが、図 3 のグラフをマップとして記憶し、記憶したマップに基づき目標圧力を算出してもよい。

【0057】

上述のように、この発明の実施の形態に係るランキンサイクル 101 は、冷媒の循環路に、冷媒と冷却水とを熱交換する冷却水ボイラ 112、冷媒と排気ガスとを熱交換する廃ガスボイラ 113、冷媒を膨張させて駆動力を発生する膨張機 114、冷媒を凝縮させるコンデンサ 115、及び、冷媒を冷却水ボイラ 112 に移送するポンプ 111 が順次設けられている。ランキンサイクル 101 は、膨張機 114 の入口の冷媒の圧力を検出する圧力センサ 131 と、冷却水ボイラ 112 に流入する冷却水の温度を検出する冷却水温度センサ 132 と、膨張機 114 の入口の冷媒の圧力を調節するバイパス流路 3 及び流量調整弁 130 と、流量調整弁 130 を制御する ECU 140 とを備える。ECU 140 は、冷却水温度センサ 132 によって検出される冷却水の温度に対応する冷媒の飽和蒸気圧以下となる目標圧力を算出し、圧力センサ 131 によって検出される圧力が目標圧力となるように、流量調整弁 130 を制御する。なお、バイパス流路 3 及び流量調整弁 130 は、冷却水ボイラ 112 への冷媒の流入量を調節することによって、膨張機 114 の入口の冷媒の圧力を調節する。

20

【0058】

このとき、ランキンサイクル 101 では、冷却水ボイラ 112 で冷却水と熱交換を行う冷媒の圧力は、冷却水の温度に対応する冷媒の飽和蒸気圧以下の目標圧力になるように制御されるため、冷却水との熱交換後の冷媒の熱量は、その蒸発潜熱を含んだ大きい熱量となる。一方、冷媒の圧力を冷却水の温度に対応する冷媒の飽和蒸気圧より大きくなるように制御すると、冷却水との熱交換後の冷媒の熱量は、その蒸発潜熱を含まない小さい熱量となる。よって、ランキンサイクル 101 は、上述のように冷却水の温度と冷媒の圧力とを関連付けて制御することで、冷却水ボイラ 112 における冷却水から冷媒が吸収する熱量を増大することを可能にする。

30

【0059】

さらに、ランキンサイクル 101 における上述の冷媒圧力の制御では、冷却水温度の上昇に伴って上昇する冷却水温度に対応する冷媒の飽和蒸気圧に合わせて、冷媒の目標圧力を上昇させるように設定することができるため、冷却水温度の上昇に伴って冷却水ボイラ 112 の冷媒流量を増加させることができる。よって、冷却水ボイラ 112 では、冷却水温度の上昇に合わせて冷却水からの冷媒の吸熱量を増大させ、冷却水の温度上昇を抑えることができる。

40

【0060】

また、ランキンサイクル 101 において、バイパス流路 3 は、ポンプ 111 から冷却水ボイラ 112 に向かう冷媒の流路部 1a を、膨張機 114 からポンプ 111 に向かう冷媒の第二流路 2 に連通する。これによって、冷却水ボイラ 112 及び廃ガスボイラ 113 で加熱された冷媒は全て、膨張機 114 に流入するため、冷却水ボイラ 112 及び廃ガスボ

50

イラ 1 1 3 で取得した冷媒の熱エネルギーは、途中で廃棄されることなく膨張機 1 1 4 で膨張エネルギーに変換されて利用することができる。従って、ランキンサイクル 1 0 1 は、冷却水ボイラ 1 1 2 及び廃ガスボイラ 1 1 3 で取得した熱エネルギーを効率的に利用することを可能にする。さらに、加熱される前の密度が高い冷媒が流通するバイパス流路 3 では、その直径及び流量調整弁 1 3 0 が小さくても冷媒の流量を確保することができるため、バイパス流路 3 及び流量調整弁 1 3 0 の小型化を図ることが可能になる。

【 0 0 6 1 】

さらに、ランキンサイクル 1 0 1 において、バイパス流路 3 は、流路部 1 a を、膨張機 1 1 4 からポンプ 1 1 1 に向かう冷媒の第二流路 2 におけるコンデンサ 1 1 5 とポンプ 1 1 1 との間の流路部 2 b に接続する。これにより、バイパス流路 3 を流通する冷媒は、コンデンサ 1 1 5 の下流に流入するため、コンデンサ 1 1 5 での圧損を増加させず、膨張機 1 1 4 とコンデンサ 1 1 5 との間の流路部 2 a における冷媒の圧力の上昇を抑えることができる。よって、膨張機 1 1 4 の上流側の流路部 1 d と下流側の流路部 2 a との間における冷媒の差圧を高く確保することができるため、膨張機 1 1 4 で得られる回生エネルギーを十分に確保することが可能になる。また、バイパス流路 3 は、流路部 1 a をサブクーラ 1 1 7 及びポンプ 1 1 1 の間の流路部 2 d にバイパスさせた場合に発生するポンプキャビテーション（冷媒の泡立ち）を防ぐことができる。また、バイパス流路 3 は、流路部 1 a を膨張機 1 1 4 及びコンデンサ 1 1 5 の間の流路部 2 a にバイパスさせた場合に起こるコンデンサ 1 1 5 への流入冷媒の温度低下を防ぐことができ、流入冷媒の温度低下によるコンデンサ 1 1 5 での放熱量の低下を抑えることが可能になる。このコンデンサ 1 1 5 での放熱量の低下は、第二流路 2 の圧力を上昇させ、膨張機 1 1 4 の上流側の流路部 1 d と下流側の流路部 2 a との間における冷媒の差圧を低下させることとなり、膨張機 1 1 4 で得られる回生エネルギーを低下させる。

【 0 0 6 2 】

また、ランキンサイクル 1 0 1 において、ECU 1 4 0 は、冷却水温度センサ 1 3 2 によって検出される冷却水温度が第一所定温度 T_{wL1} ($T_{wL1} = T_{wL}[60] + \Delta T_e$) 未満の場合、圧力センサ 1 3 1 によって検出される圧力が第一所定温度 T_{wL1} に対応する目標圧力 P_{sL} (温度 T_{wL} での冷媒の飽和蒸気圧) 以上となるように、流量調整弁 1 3 0 を制御する。これによって、冷却水の温度が温度 T_{wL} 未満とならないように制御することが可能になる。

【 0 0 6 3 】

また、実施の形態では、冷却水温度が第一所定温度 T_{wL1} ($T_{wL1} = T_{wL}[\text{エンジン } 10] + \Delta T_e$) 未満の場合、ECU 1 4 0 は、目標圧力を温度 $T_{wL}(60)$ での冷媒の飽和蒸気圧 P_{sL} とし、圧力センサ 1 3 1 の検出圧力が飽和蒸気圧 P_{sL} 以上或いは飽和蒸気圧 P_{sL} となるように、流量調整弁 1 3 0 を制御していたが、これに限定されるものでない。

冷却水温度が第一所定温度 T_{wL1} 未満の場合、ECU 1 4 0 は、温度 T_{wL} での冷媒の飽和蒸気圧 P_{sL} から冷却水温度の低下に伴って上昇させるように目標圧力を設定し、圧力センサ 1 3 1 の検出圧力が目標圧力となるように、流量調整弁 1 3 0 を制御してもよい。このような制御をしても、冷媒は、冷却水温度に対応する冷媒の飽和蒸気圧より大きい圧力を有するため、冷却水ボイラ 1 1 2 での熱交換で冷却水から吸収する熱量を蒸発潜熱を含まないものとして行うことができる。

【 0 0 6 4 】

また、図 4 に示すように、第一所定温度 T_{wL1} を境界とする冷却水温度に関する目標圧力の変更の制御を備えず、目標圧力グラフ P_t の部位 P_{tb} の目標圧力を、部位 P_{ta} と同様にして冷却水温度に対応する冷媒の飽和蒸気圧に基づく目標圧力としてもよい。

また、ECU 1 4 0 は、冷却水の温度 T_{wL} に対応する冷媒の飽和蒸気圧 P_{sL} を目標圧力の下限值として備え、圧力センサ 1 3 1 によって検出される圧力が、飽和蒸気圧 P_{sL} を下回らないように、流量調整弁 1 3 0 を制御してもよい。このような制御をしても、冷媒は、冷却水温度に対応する冷媒の飽和蒸気圧より大きい圧力を有するため、冷却水ボ

10

20

30

40

50

イラ 1 1 2 での熱交換で冷却水から吸収する熱量を、蒸発潜熱を含まずに低く抑えることができる。

【 0 0 6 5 】

また、図 5 に示すように、冷却水温度が第一所定温度 T_{wL1} ($T_{wL1} = T_{wL[60]} + \Delta T_e$) 未満の場合、E C U 1 4 0 は、温度 $T_{wL(60)}$ での冷媒の飽和蒸気圧 P_{sL} より大きい一定の圧力を目標圧力とし、圧力センサ 1 3 1 の検出圧力が目標圧力となるように、流量調整弁 1 3 0 を制御してもよい。このような制御をしても、冷媒は、冷却水ボイラ 1 1 2 での熱交換で冷却水から吸収する熱量を、蒸発潜熱を含まずに低く抑えることができる。

【 0 0 6 6 】

また、図 4 に示すように、第二所定温度 $T_{wH(90)}$ を境界とする冷却水温度に関する目標圧力の変更の制御を備えず、目標圧力グラフ P_t の部位 P_{tc} の目標圧力を、部位 P_{ta} と同様にして冷却水温度に対応する冷媒の飽和蒸気圧に基づく目標圧力としてもよい。

【 0 0 6 7 】

また、実施の形態では、流量調整弁 1 3 0 を使用してバイパス流路 3 の流路断面積を調節することによって、圧力センサ 1 3 1 の検出圧力（冷却水ボイラ 1 1 2 に流入する冷媒の圧力）を調節していたが、これに限定されるものでない。

図 6 に示すように、ランキンサイクル 2 0 1 のポンプ 1 1 1 の駆動軸 1 1 9 がエンジン 1 0 と連結されない場合、実施の形態のオルタネータ 1 1 8 をモータ及び発電機の機能を有するモータジェネレータ 2 1 8 とし、モータジェネレータ 2 1 8 が駆動する駆動軸 1 1 9 の回転数を制御することによって、ポンプ 1 1 1 及び膨張機 1 1 4 の回転数を調節し、圧力センサ 1 3 1 の検出圧力を調節してもよい。

また、図 6 において、ポンプ 1 1 1 とモータジェネレータ 2 1 8 との間の駆動軸 1 1 9 にクラッチを介在させる等して、ポンプ 1 1 1 と膨張機 1 1 4 とが個別に動作する場合は、ポンプ 1 1 1 を電動としてポンプ 1 1 1 への電力を制御することによってその回転数を調節する、又は、モータジェネレータ 2 1 8 の回転を制御して膨張機 1 1 4 の回転数を調節し、圧力センサ 1 3 1 の検出圧力を調節してもよい。

【 0 0 6 8 】

また、図 7 に示すランキンサイクル 3 0 1 のように、ポンプ 1 1 1 はエンジン 1 0 と連結されず、モータ 3 2 2 によって駆動されてもよい。モータ 3 2 2 の回転数を制御することによって、ポンプ 1 1 1 の回転数を調節し、圧力センサ 1 3 1 の検出圧力を調節できる。このとき、膨張機 1 1 4 は、その駆動軸 1 1 4 a と、エンジン 1 0 によって回転駆動されるプーリ 1 1 9 b とを電磁クラッチ 1 1 9 a を介して連結させ、さらに、オルタネータ 1 1 8 が駆動軸 1 1 4 a を共有している。

【 0 0 6 9 】

また、図 8 に示すランキンサイクル 4 0 1 のように、ポンプ 1 1 1 がオルタネータ 1 1 8 及び膨張機 1 1 4 と連結されずにプーリ 1 1 9 b とのみ連結され、膨張機 1 1 4 とオルタネータ 1 1 8 とが駆動軸 1 1 4 a によって連結されるようにしてもよい。このとき、オルタネータ 1 1 8 の負荷を変更することによって、膨張機 1 1 4 の回転数を調節し、圧力センサ 1 3 1 の検出圧力を調節できる。

また、膨張機 1 1 4 を、その吸入容積を任意に変更可能なものとしてもよい。吸入容積を変更することで、膨張機 1 1 4 が移送する冷媒の流量（体積流量）が変更され、それによって、膨張機 1 1 4 の上流側流路の冷媒圧力が変更されるため、圧力センサ 1 3 1 の検出圧力を調節できる。

【 0 0 7 0 】

また、実施の形態のランキンサイクル 1 0 1 において、バイパス流路 3 は、第一流路 1 の流路部 1 a を第二流路 2 の流路部 2 b に連通していたが、これに限定されるものでない。バイパス流路 3 は、第二流路 2 に対して、流路部 2 a、2 c 及び 2 d のいずれと接続されてもよい。

10

20

30

40

50

また、実施の形態のランキンサイクル 101 において、バイパス流路 3 は、複数あってもよい。

【0071】

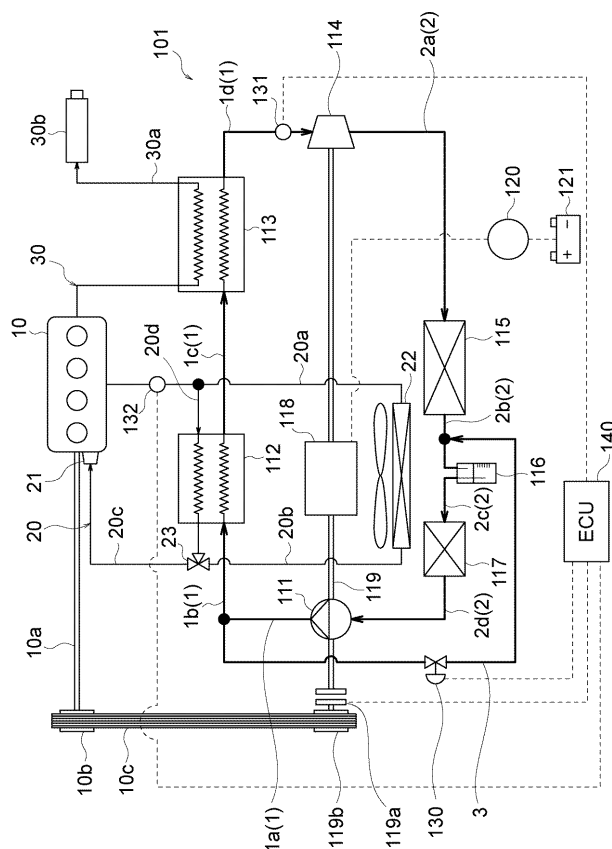
また、実施の形態のランキンサイクル 101 は、冷却水ボイラ 112 及び廃ガスボイラ 113 の 2 つの熱交換器を備えていたが、これに限定されるものでなく、3 つ以上備えていてもよい。ランキンサイクル 101 は、エアコンの冷媒とランキンサイクル 101 の冷媒との熱交換器を備えていてもよく、ハイブリッドカーにおいて使用されるモータの冷却水とランキンサイクル 101 の冷媒との熱交換器を備えていてもよい。このとき、これらの熱交換器及び冷却水ボイラ 112 のうちから選択した熱交換器の熱媒体の温度に対応する冷媒の飽和蒸気圧以下となる目標圧力を設定し、目標圧力に基づき第一流路 1 の冷媒の圧力を制御することによって、選択された熱交換器における冷媒の吸熱量を大きくすることができる。

【符号の説明】

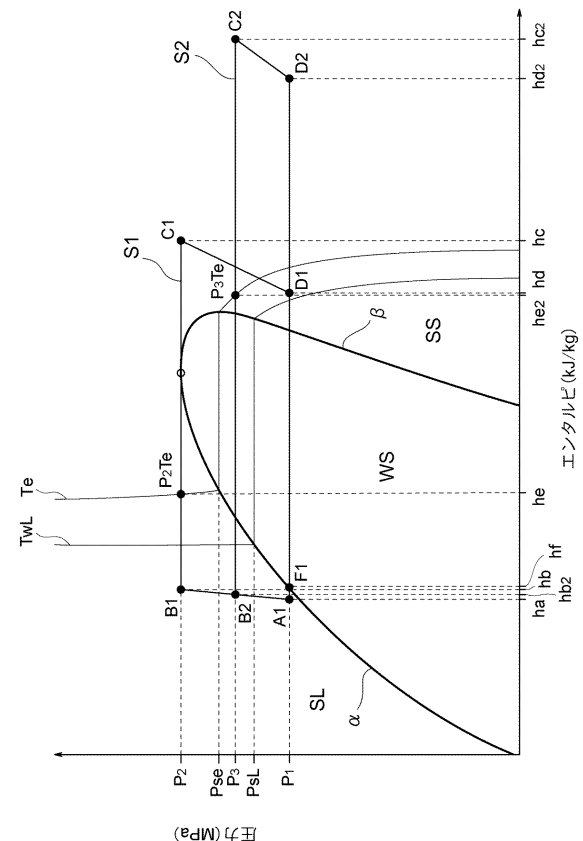
【0072】

3 バイパス流路（圧力調整手段）、10a エンジン駆動軸（動力伝達機構）、10b エンジンプーリ（動力伝達機構）、10c 駆動ベルト（動力伝達機構）、101, 201, 301, 401 ランキンサイクル、111 ポンプ（流体圧送装置）、112 冷却水ボイラ（第一熱交換器）、113 廃ガスボイラ（第二熱交換器）、114 膨張機（流体膨張器）、115 コンデンサ（凝縮器）、119 駆動軸（動力伝達機構）、119a 電磁クラッチ（動力伝達機構）、119b プーリ（動力伝達機構）、130 流量調整弁（圧力調整手段）、131 圧力センサ（圧力検出器）、132 冷却水温度センサ（温度検出器）、140 ECU（制御装置）。

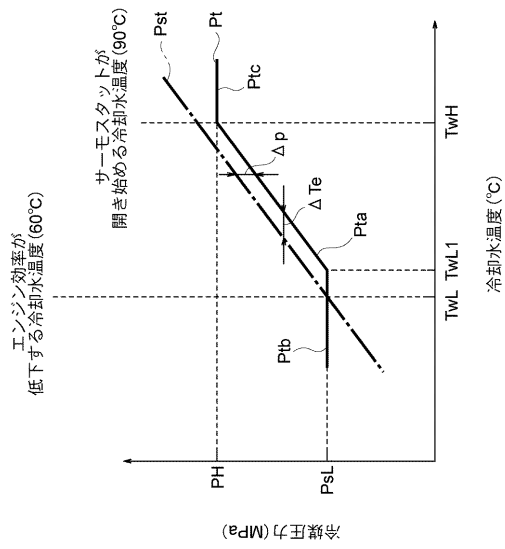
【図 1】



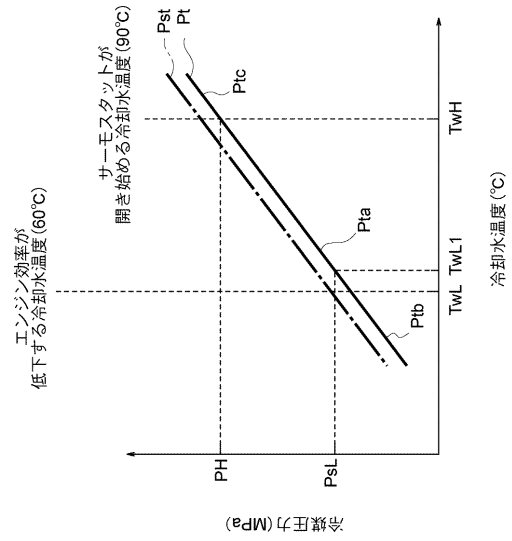
【図 2】



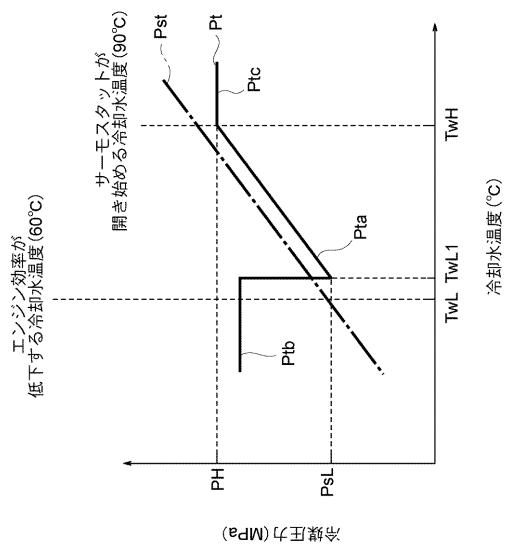
【図 3】



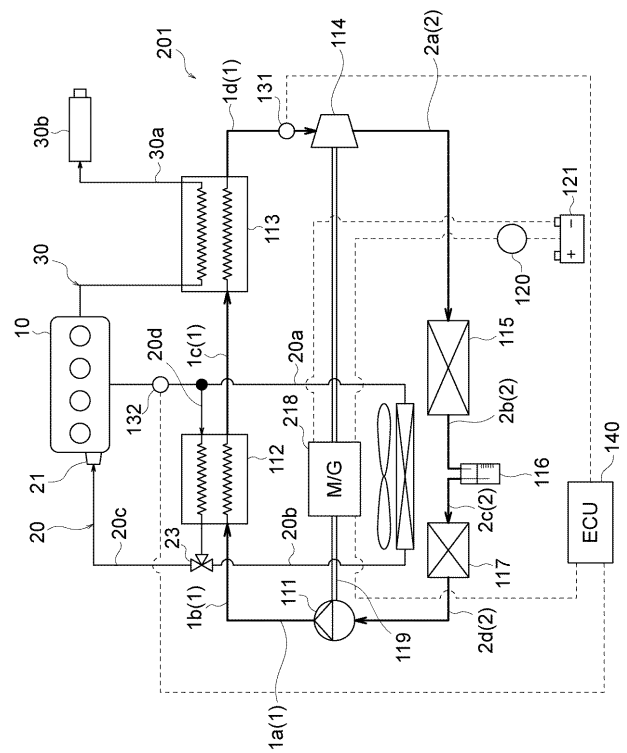
【図 4】



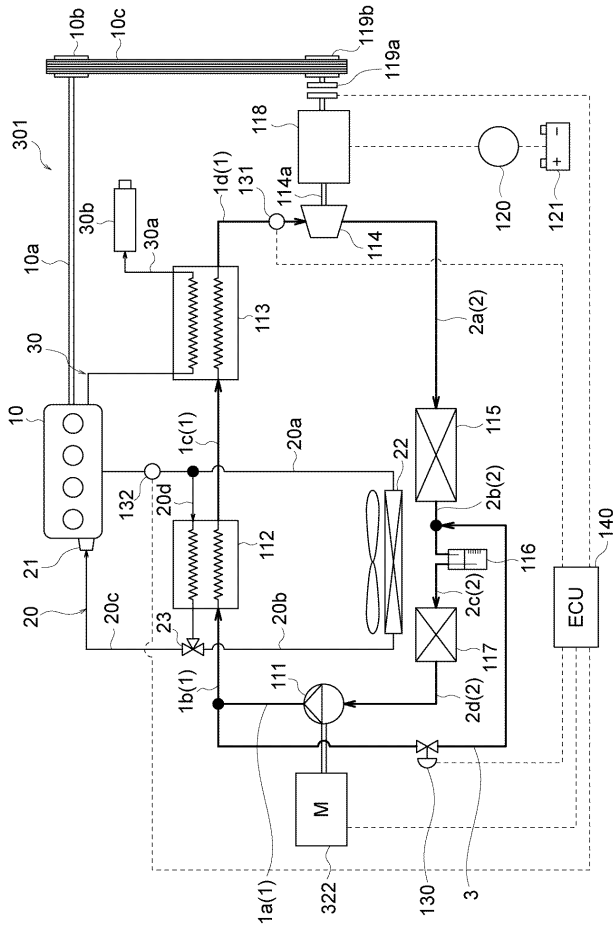
【図 5】



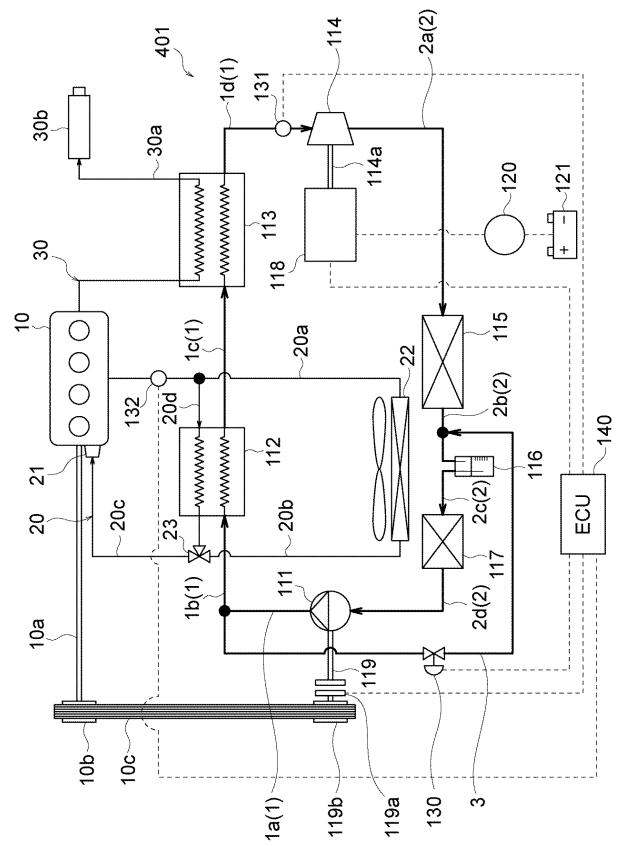
【図 6】



【 図 7 】



【 図 8 】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I テーマコード(参考)
F 0 1 N 5/02 F

(72)発明者 榎島 史修
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社豊田自動織機内
(72)発明者 井口 雅夫
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社豊田自動織機内
(72)発明者 森 英文
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社豊田自動織機内
Fターム(参考) 3G071 AB06 BA07 BA10 DA11 FA03 FA06 HA03 HA05
3G081 BA01 BA18 BB00 BC06 BC07 BD00 DA07