

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号
特許第6020064号
(P6020064)

(45) 発行日 平成28年11月2日(2016. 11. 2)

(24) 登録日 平成28年10月14日(2016. 10. 14)

(51) Int.Cl.

F I

B 6 0 H 1/22 (2006. 01)

B 6 0 H 1/04 (2006. 01)

B 6 0 H 1/32 (2006. 01)

B 6 0 H 1/22 6 5 1 A

B 6 0 H 1/04

B 6 0 H 1/32 6 1 3 E

B 6 0 H 1/32 6 2 4 H

請求項の数 19 (全 26 頁)

(21) 出願番号	特願2012-249579 (P2012-249579)	(73) 特許権者	000004260
(22) 出願日	平成24年11月13日(2012. 11. 13)		株式会社デンソー
(65) 公開番号	特開2013-139251 (P2013-139251A)		愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地
(43) 公開日	平成25年7月18日(2013. 7. 18)	(74) 代理人	100106149
審査請求日	平成27年2月12日(2015. 2. 12)		弁理士 矢作 和行
(31) 優先権主張番号	特願2011-266138 (P2011-266138)	(74) 代理人	100121991
(32) 優先日	平成23年12月5日(2011. 12. 5)		弁理士 野々部 泰平
(33) 優先権主張国	日本国(JP)	(74) 代理人	100145595
			弁理士 久保 貴則
		(72) 発明者	加藤 吉毅
			愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地 株式会 社デンソー内
		審査官	河野 俊二

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱交換システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

車両用空調装置における冷凍サイクルにおいて暖房時に冷媒が蒸発する室外蒸発器として吸熱動作を行う第 1 熱交換器（8 1）と、

前記第 1 熱交換器（8 1）における第 1 冷却液（Y 1）との熱交換にて前記第 1 冷却液（Y 1）から失われた熱を、外気から吸熱して前記第 1 冷却液（Y 1）に供給するために外気環境下に配置された第 2 熱交換器（8 2）と、を備え、

前記第 1 熱交換器（8 1）は、前記第 1 冷却液（Y 1）との熱交換にて前記冷媒が吸熱をする液冷熱交換器からなり、

前記第 2 熱交換器（8 2）は、第 2 冷却液（Y 2）で熱源（5）を冷却する熱源冷却回路（2 R）の放熱も行い、

更に、前記熱源（5）から前記第 2 熱交換器を迂回する蓄熱用バイパス流路（1 5）と開閉弁（1 または 2）とを備え、

前記開閉弁（1 または 2）の第 1 作動によって、前記車両用空調装置の冷房時には前記第 1 熱交換器（8 1）からの前記第 1 冷却液（Y 1）を前記第 2 熱交換器（8 2）に流入させ、

前記開閉弁（1 または 2）の第 2 作動によって、前記熱源（5）の熱を前記熱源冷却回路（2 R）に蓄熱する蓄熱時には前記熱源（5）からの前記第 2 冷却液（Y 2）を前記蓄熱用バイパス流路（1 5）に流入させ、

前記開閉弁（1 または 2）の第 3 作動によって、前記車両用空調装置の除霜時には蓄熱

10

20

された前記第2冷却液(Y2)を前記第2熱交換器(82)に流入させることを特徴とする熱交換システム。

【請求項2】

前記熱源(5)は、エンジンであり、

前記開閉弁(1または2)の第3作動によって、前記車両用空調装置の除霜時に前記第2冷却液(Y2)を前記第2熱交換器(82)に流入させる場合には、前記エンジンを起動させる手段を有する制御装置(20)を備えたことを特徴とする請求項1に記載の熱交換システム。

【請求項3】

前記蓄熱用バイパス流路(15)内に前記熱源(5)である前記エンジンの熱を空気に対して放熱する第3熱交換器(83)を有し、前記第3熱交換器(83)は前記第2熱交換器(82)の風下側に配置されていることを特徴とする請求項2に記載の熱交換システム。

【請求項4】

前記蓄熱用バイパス流路(15)内に前記熱源(5)であるエンジンの熱を空気に対して放熱する第3熱交換器(83)を有し、前記第3熱交換器(83)は前記第2熱交換器(82)の風下側に配置されていることを特徴とする請求項1ないし3のいずれか一項に記載の熱交換システム。

【請求項5】

前記熱源(5)は、エンジン以外の車載発熱機器から成り、前記車載発熱機器の発熱を前記第2冷却液(Y2)が流れる前記第2熱交換器(82)で放熱させることを特徴とする請求項1に記載の熱交換システム。

【請求項6】

前記第2熱交換器(82)に前記熱源(5)側から前記第2冷却液(Y2)が流れ込む量を抑制し、かつ前記第2熱交換器(82)に前記第1熱交換器側(81)からの前記第1冷却液(Y1)が流れこむように前記開閉弁(1または2)を制御する手段を有する制御装置(20)を備えたことを特徴とする請求項1または2に記載の熱交換システム。

【請求項7】

前記第1熱交換器(81)が凝縮器として作動する場合に、前記第1冷却液(Y1)の水温が所定温度以上になったときに、前記第2熱交換器(82)に流れる前記第1冷却液(Y1)の流量を多くするように制御する制御装置(20)を有することを特徴とする請求項1に記載の熱交換システム。

【請求項8】

前記第1熱交換器(81)が室外機として設置され、蒸発器として作動する場合に、前記第1冷却液の水温が所定水温以下、前記第1熱交換器(81)内の冷媒圧力が所定圧力以下、および、前記第2熱交換器(82)の温度が所定温度以下のいずれかと成った場合に、前記第2冷却液(Y2)が前記第2熱交換器(82)に流れ込む量を増加させるように制御する制御装置(20)を有することを特徴とする請求項1に記載の熱交換システム。

【請求項9】

前記車両用空調装置が搭載された車両の走行速度が所定速度以下、または、前記エンジンの熱を放熱させる前記第2熱交換器(82)に流れる空気流を阻止するようにラジエータシャッターが作動した場合に、室外機として設置された前記第2熱交換器(82)内に流入される前記第2冷却液(Y2)の温度を上昇させるかまたは流量を増加させる制御装置(20)を有することを特徴とする請求項2に記載の熱交換システム。

【請求項10】

車両用空調装置における冷凍サイクルにおいて暖房時に冷媒が蒸発する室外蒸発器として吸熱動作を行う第1熱交換器(81)と、

前記第1熱交換器(81)における第1冷却液(Y1)との熱交換にて前記第1冷却液(Y1)から失われた熱を、外気から吸熱して前記第1冷却液(Y1)に供給するために

10

20

30

40

50

外気環境下に配置された第2熱交換器(82)とを備え、

前記第1熱交換器(81)は、前記第1冷却液(Y1)との熱交換にて前記冷媒が吸熱をする液冷熱交換器からなり、

前記第2熱交換器(82)は、第2冷却液(Y2)で熱源(5)を冷却する熱源冷却回路(2R)の放熱も行い、

前記熱源(5)はエンジンから成り、

前記第1冷却液(Y1)が流れる前記第1熱交換器(81)と前記第2熱交換器(82)とを含む流路内に前記エンジン以外の車載発熱機器(50)を配置し、

前記第2熱交換器(82)にて前記車載発熱機器(50)と前記エンジン(5)からの熱を放熱させることを特徴とする熱交換システム。

10

【請求項11】

車両用空調装置における冷凍サイクルにおいて暖房時に冷媒が蒸発する室外蒸発器として吸熱動作を行う第1熱交換器(81)と、

前記第1熱交換器(81)における第1冷却液(Y1)との熱交換にて前記第1冷却液(Y1)から失われた熱を、外気から吸熱して前記第1冷却液(Y1)に供給するために外気環境下に配置された第2熱交換器(82)とを備え、

前記第1熱交換器(81)は、前記第1冷却液(Y1)との熱交換にて前記冷媒が吸熱をする液冷熱交換器からなり、

前記第2熱交換器(82)は、第2冷却液(Y2)で熱源(5)を冷却する熱源冷却回路(2R)の放熱も行い、

20

前記第2熱交換器(82)は、前記第1熱交換器(81)側から流れ込む前記第1冷却液(Y1)と、前記熱源(5)側から流れこむ前記第2冷却液(Y2)と、空気流(Y3)とを含む3つの媒体間において、同時に熱交換する三流体熱交換器から成り、

前記三流体熱交換器は、共通のアウターフィン(43)を介して前記第1冷却液(Y1)が流れるチューブ(41)と前記第2冷却液(Y2)が流れるチューブ(42)とが機械的および熱的に結合されていることを特徴とする熱交換システム。

【請求項12】

前記熱源(5)から前記第2熱交換器を迂回する蓄熱用バイパス流路(15)と開閉弁(1または2)とを有し、

前記開閉弁(1または2)の第1作動によって、前記車両用空調装置の冷房時には前記第1熱交換器(81)からの前記第1冷却液(Y1)を前記第2熱交換器(82)に流入させ、

30

前記開閉弁(1または2)の第2作動によって、前記熱源(5)の熱を前記熱源冷却回路(2R)に蓄熱する蓄熱時には前記熱源(5)からの前記第2冷却液(Y2)を前記蓄熱用バイパス流路(15)に流入させ、

前記開閉弁(1または2)の第3作動によって、前記車両用空調装置の除霜時には蓄熱された前記第2冷却液(Y2)を前記第2熱交換器(82)に流入させることを特徴とする請求項11に記載の熱交換システム。

【請求項13】

前記熱源(5)は、エンジンであり、

40

前記開閉弁(1または2)の第3作動によって、前記車両用空調装置の除霜時に前記第2冷却液(Y2)を前記第2熱交換器(82)に流入させる場合には、前記エンジンを起動させる手段を有する制御装置(20)を備えたことを特徴とする請求項12に記載の熱交換システム。

【請求項14】

前記蓄熱用バイパス流路(15)内に前記熱源(5)である前記エンジンの熱を空気に対して放熱する第3熱交換器(83)を有し、前記第3熱交換器(83)は前記第2熱交換器(82)の風下側に配置されていることを特徴とする請求項13に記載の熱交換システム。

【請求項15】

50

前記熱源（５）はエンジンから成り、
前記第１冷却液（Ｙ１）が流れる前記第１熱交換器（８１）と前記第２熱交換器（８２）
とを含む流路内に前記エンジン以外の車載発熱機器（５０）を配置し、
前記第２熱交換器（８２）にて前記車載発熱機器（５０）と前記エンジン（５）からの
熱を放熱させることを特徴とする請求項１１ないし１４のいずれか一項に記載の熱交換シ
ステム。

【請求項１６】

前記熱源（５）は、エンジン以外の車載発熱機器から成り、前記車載発熱機器の発熱を
前記第２冷却液（Ｙ２）が流れる前記第２熱交換器（８２）で放熱させることを特徴とす
る請求項１１または１２に記載の熱交換システム。

10

【請求項１７】

前記第１冷却液（Ｙ１）が流れるチューブ（４１）と、前記第２冷却液（Ｙ２）が流れ
るチューブ（４２）とは、チューブ積層方向に交互に配置されており、
前記第１冷却液（Ｙ１）が流れるチューブ（４１）と、前記第２冷却液（Ｙ２）が流れ
るチューブ（４２）とが共通のアウトターフィン（４３）にて結合されていることを特徴と
する請求項１１ないし１６のいずれか一項に記載の熱交換システム。

【請求項１８】

車両用空調装置における冷凍サイクルにおいて暖房時に冷媒が蒸発する室外蒸発器とし
て吸熱動作を行う第１熱交換器（８１）と、

前記第１熱交換器（８１）における第１冷却液（Ｙ１）との熱交換にて前記第１冷却液
（Ｙ１）から失われた熱を、外気から吸熱して前記第１冷却液（Ｙ１）に供給するために
外気環境下に配置された第２熱交換器（８２）とを備え、

20

前記第１熱交換器（８１）は、前記第１冷却液（Ｙ１）との熱交換にて前記冷媒が吸熱
をする液冷熱交換器からなり、

前記第２熱交換器（８２）は、第２冷却液（Ｙ２）で熱源（５）を冷却する熱源冷却回
路（２Ｒ）の放熱も行い、

前記第１熱交換器（８１）が凝縮器として作動する場合に、前記第１冷却液（Ｙ１）の
水温が所定温度以上になったときに、前記第２熱交換器（８２）に流れる前記第１冷却液
（Ｙ１）の流量を多くするように制御する制御装置（２０）を有することを特徴とする熱
交換システム。

30

【請求項１９】

車両用空調装置における冷凍サイクルにおいて暖房時に冷媒が蒸発する室外蒸発器とし
て吸熱動作を行う第１熱交換器（８１）と、

前記第１熱交換器（８１）における第１冷却液（Ｙ１）との熱交換にて前記第１冷却液
（Ｙ１）から失われた熱を、外気から吸熱して前記第１冷却液（Ｙ１）に供給するために
外気環境下に配置された第２熱交換器（８２）とを備え、

前記第１熱交換器（８１）は、前記第１冷却液（Ｙ１）との熱交換にて前記冷媒が吸熱
をする液冷熱交換器からなり、

前記第２熱交換器（８２）は、第２冷却液（Ｙ２）で熱源（５）を冷却する熱源冷却回
路（２Ｒ）の放熱も行い、

40

前記第１熱交換器（８１）が室外機として設置され、蒸発器として作動する場合に、前
記第１冷却液の水温が所定水温以下、前記第１熱交換器（８１）内の冷媒圧力が所定圧力
以下、および、前記第２熱交換器（８２）の温度が所定温度以下のいずれかと成った場合
に、前記第２冷却液（Ｙ２）が前記第２熱交換器（８２）に流れ込む量を増加させるよう
に制御する制御装置（２０）を有することを特徴とする熱交換システム。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【０００１】

本発明は、暖房サイクルの熱交換器を、冷却液を利用して熱交換させる熱交換システム
に関するものである。特に、車両用空調装置の液冷熱交換器が、車両内の機器を冷却する

50

冷却回路の熱交換器に対して放熱または吸熱する熱交換システムに適用される。

【背景技術】

【0002】

従来のヒートポンプサイクルでは、外気温の低下に伴う着霜にて、室外機性能が大幅に低下するため、着霜しても素早く、かつ効率よく除霜のできる除霜手段が要求されている。このため、一般には周知のホットガス除霜が提案されていた。

【0003】

しかし、ヒートポンプサイクルは、空気流より吸熱するため、着霜による性能低下が顕著である。そして、除霜を冷凍サイクルによるホットガスにて実施すると、伝熱性能が小さいため、除霜に時間がかかりすぎる。

10

【0004】

その他の従来技術として特許文献1、2がある。このうち特許文献1は、自動車用空調装置に関し、低外気温の暖房運転時においても室外熱交換器への着霜を抑え、除霜時間を極力短く抑え、暖房能力の向上と圧縮機の信頼性と運転時の安全性を向上させ、室内の快適性を損なわず、省エネルギー運転を行うことを課題としている。

【0005】

そのために、流体ポンプにより、電気自動車用駆動モータなどの発熱部品を冷却する冷却液を循環させるサイクルを構成し、ヒートポンプサイクルタイプの冷凍サイクルの暖房運転において、冷媒と冷却液との熱交換を別々に、金属を媒体として効率的に行うために、冷却液の放熱を冷凍サイクルの室外熱交換器内で行うものである。

20

【0006】

また、特許文献2は、室外熱交換器に着霜があっても、暖房能力の制限を緩和可能な暖房運転が継続できる車両用空調装置を実現することを課題としている。そのために、車室外の空気流と冷却液とを熱交換するラジエータを有し、燃料電池を循環する冷却液をラジエータに流通させる冷却液循環回路と、室外熱交換器が暖房運転の着霜状態のときに、低圧側の冷媒と冷却液循環回路内を循環する冷却液とを熱交換する第1液冷熱交換器とを具備する。これにより、暖房能力の制限を緩和可能な暖房運転が継続できるものである。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0007】

30

【特許文献1】特開平8-258548号公報

【特許文献2】特開2006-327428号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0008】

また、発明者は、本発明の案出過程において、図13の未公開の熱交換システムを開発した。図13は、開発過程のヒートポンプサイクルと機器の冷却回路とを示す。図13において、熱源5と成る電動発電機やエンジン等から三流体熱交換器8内の機器冷却用熱交換部に冷却液を供給している。

【0009】

40

ここで、本発明に言う三流体熱交換器について説明する。熱交換器は通常、空気流とか冷媒のような2つの媒体間の熱を交換するものである。しかし本発明に言う三流体熱交換器は、冷却液と空気流と冷媒（または冷却液）とのように、3つの媒体間において、実質同時に熱交換する熱交換器のことである。なお、媒体を冷却液や冷媒や空気流に限定するものではなく、これらを第1流体、第2流体、第3流体等と称する。

【0010】

また、三流体熱交換器8内には、冷却回路の機器冷却用熱交換部のほかに、車両用空調装置のヒートポンプサイクル100cの室外熱交換部も内蔵されている。これらの室外熱交換部と前述の機器冷却用熱交換部とは共通のコア内においてアウターフィンを通じて互いのチューブが機械的熱的に結合されている。そしてヒートポンプサイクルの室外熱交換

50

部を成すチューブには冷媒が流れ、機器冷却用熱交換部を成すチューブには冷却液が流れる。

【0011】

この開発過程の技術によると、熱容量の大きな冷却液（水または不凍液、以下水またはLLCとも言う）にて蓄熱しておいた熱量を、一気にヒートポンプサイクル100cの室外熱交換部に作用にさせることで早急な除霜が可能となる。このことが可能となった要点は以下の通りである。

【0012】

第1に除霜用の熱量を蓄熱して増大させたこと、第2にガスを含む冷媒に対して伝熱良好な冷却液（水あるいはLLC）にて熱を室外熱交換器に供給したこと、第3に冷却液に蓄えられた熱量を冷媒や空気流等の別流体を介さずに霜に供給できる三流体熱交換器を利用したことである。こうして、冷却液に蓄えられた熱量を、機器冷却用熱交換部を成すチューブからアウトターフィンを介して室外熱交換部を成すチューブ等に伝熱して、霜を加熱し大幅な着霜抑制効果が得られた。

10

【0013】

しかしながら、この図13の構成では、三流体熱交換器に高圧な冷媒と比較的低圧な水あるいはLLCを供給する必要がある。このようにガスを含む冷媒と冷却液という異種流体を扱う三流体熱交換器は、熱交換器の設計が難しくなる。この理由は、冷却液側は、内部腐食の問題があり、一方、冷媒側は高圧力容器の耐圧という問題がある。従って、双方の異なる問題からの要求があり、双方の最適化が難しい。また、冷却液と冷媒との内部リークに対する対策が要求されると言う問題も有り、この点でも最適設計が困難であった。

20

【0014】

以上のように図13の開発過程における比較例としての三流体熱交換器8は、冷媒と、冷却液と、空気とに係る三流体熱交換器であり、この比較例の三流体熱交換器は、一つの熱交換器にて3つの異種流体を流すことが必要である。

【0015】

具体的には、特にヒートポンプサイクルの場合、三流体熱交換器8が、室外機として設置され凝縮器作動を行う時の高圧および高温に耐える構造が必要である。そして、内部流体のうち冷媒による腐食懸念はない。一方、冷却液は、耐圧設計はあまり必要ないものの、内部腐食設計が必要となる。また空気が介在することで、特に蒸発器作動時に凝縮水が溜まり、風雨による被水による腐食設計が必要となり、非常に煩雑な設計となる。

30

【0016】

そしてこのような問題をなくして、図13の技術の長所を持つ熱交換システムが要求されるが、上記特許文献1および特許文献2には、解決すべき方策が開示されていない。

【0017】

本発明は、このような従来の技術に存在する問題点に着目して成されたものであり、その目的は、機器の廃熱をヒートポンプサイクル側に供給可能な熱交換システムにおいて、機器の放熱を行う側の熱交換器でヒートポンプサイクル側との熱交換も行い、熱交換器内を流れる機器側とヒートポンプサイクル側との流体を液体に統一した熱交換システムを提供することにある。

40

【0018】

従来技術として列挙された特許文献の記載内容は、この明細書に記載された技術的要素の説明として、参照によって導入ないし援用することができる。

【課題を解決するための手段】

【0019】

本発明は上記目的を達成するために、下記の技術的手段を採用する。すなわち、請求項1に記載の発明では、車両用空調装置における冷凍サイクルにおいて暖房時に冷媒が蒸発する室外蒸発器として吸熱動作を行う第1熱交換器（81）と、第1熱交換器（81）における第1冷却液（Y1）との熱交換にて第1冷却液（Y1）から失われた熱を、外気から吸熱して第1冷却液（Y1）に供給するために外気環境下に配置された第2熱交換器（

50

82)とを備え、第1熱交換器(81)は、第1冷却液(Y1)との熱交換にて冷媒が吸熱をする液冷熱交換器からなり、第2熱交換器(82)は、第2冷却液(Y2)で熱源(5)を冷却する熱源冷却回路(2R)の放熱も行い、更に、熱源(5)から第2熱交換器を迂回する蓄熱用バイパス流路(15)と開閉弁(1または2)とを備え、開閉弁(1または2)の第1作動によって、車両用空調装置の冷房時には第1熱交換器(81)からの第1冷却液(Y1)を第2熱交換器(82)に流入させ、開閉弁(1または2)の第2作動によって、熱源(5)の熱を熱源冷却回路(2R)に蓄熱する蓄熱時には熱源(5)からの第2冷却液(Y2)を蓄熱用バイパス流路(15)に流入させ、開閉弁(1または2)の第3作動によって、車両用空調装置の除霜時には蓄熱された第2冷却液(Y2)を第2熱交換器(82)に流入させることを特徴としている。

10

【0020】

この発明によれば、車両用空調装置における冷凍サイクルにおいて、暖房時蒸発器として吸熱動作を行う第1熱交換器(81)は、第1冷却液(Y1)を介して外気から吸熱する液冷熱交換器として構成できる。また、第2冷却液(Y2)で熱源(5)を冷却する第2熱交換器(82)を有する。この第2熱交換器(82)は、液冷熱交換器(81)における第1冷却液(Y1)と冷媒との熱交換にて第1冷却液(Y1)から失われた熱を、外気から吸熱する働きと、第2冷却液(Y2)で熱源(5)を冷却する熱源冷却回路(2R)に結合され熱源(5)からの熱を放熱する働きとを行うことができる。また、第1冷却液(Y1)と第2冷却液(Y2)とを扱う第2熱交換器(82)は、ガス冷媒と冷却液のような異種流体を扱う熱交換器ではないから異種流体を扱う熱交換器特有の問題を持つことが無い。

20

【0021】

換言すれば、第1熱交換器(81)は、第1冷却液(Y1)と冷媒という異種流体を扱う液冷熱交換器である。しかし、暖房運転時における第1熱交換器(81)の吸熱作用があっても第1熱交換器(81)は液冷熱交換器であるため、着霜することは無い。

【0022】

一方、外気から吸熱して第1冷却液(Y1)に供給するために外気環境下に配置された第2熱交換器(82)は、第2冷却液(Y2)と、第1冷却液(Y1)と外気(空気)とに係る三流体熱交換器(82)であり、外気に晒されているで、表面に霜が付着することがあり、除霜運転が必要となることがある。しかし、この第2熱交換器(82)をなす三流体熱交換器(82)は、マクロ的には冷却液(Y1、Y2)と空気との熱交換を行う一般的なラジエータと同一化することができた三流体熱交換器である。

30

【0023】

ここで比較例としての三流体熱交換器(図13)として、冷媒と、冷却液と、空気とに係る三流体熱交換器を想定した場合、前述したように、冷却液による内部腐食設計が必要となり、空気が介在することで、特に蒸発器作動時に凝縮水が溜まり、風雨による被水による腐食設計が必要となり、非常に煩雑で困難な設計課題を有するものとなった。

【0024】

この点、上記構成においては、第1熱交換器(81)は液冷熱交換器であるため、この第1熱交換器(81)にて冷媒と冷却液のみを熱交換媒体として、空気側の課題を切り離すことで設計課題を簡略化できる。

40

【0025】

上記比較例の三流体熱交換器は、高圧および高温に耐える構造が必要であり、内部腐食設計が必要となり、かつ凝縮水や風雨による被水による腐食設計が必要となった。このために、本発明における三流体熱交換器としての第2熱交換器(82)は、比較例の三流体熱交換器が抱える問題および役割を、第1熱交換器(81)(液冷熱交換器)と、第2冷却液(Y2)と第1冷却液(Y1)と外気(空気)とに係る三流体熱交換器(82)という2つの熱交換器に分散させることで、設計課題を簡略化および解決容易化させている。

【0026】

請求項10の発明では、車両用空調装置における冷凍サイクルにおいて暖房時に冷媒が

50

蒸発する室外蒸発器として吸熱動作を行う第1熱交換器(81)と、第1熱交換器(81)における第1冷却液(Y1)との熱交換にて第1冷却液(Y1)から失われた熱を、外気から吸熱して第1冷却液(Y1)に供給するために外気環境下に配置された第2熱交換器(82)とを備え、第1熱交換器(81)は、第1冷却液(Y1)との熱交換にて冷媒が吸熱をする液冷熱交換器からなり、第2熱交換器(82)は、第2冷却液(Y2)で熱源(5)を冷却する熱源冷却回路(2R)の放熱も行い、熱源(5)はエンジンから成り、第1冷却液(Y1)が流れる第1熱交換器(81)と第2熱交換器(82)とを含む流路内にエンジン以外の車載発熱機器(50)を配置し、第2熱交換器(82)にて車載発熱機器(50)とエンジン(5)からの熱を放熱させることを特徴としている。

【0028】

請求項11の発明では、車両用空調装置における冷凍サイクルにおいて暖房時に冷媒が蒸発する室外蒸発器として吸熱動作を行う第1熱交換器(81)と、第1熱交換器(81)における第1冷却液(Y1)との熱交換にて第1冷却液(Y1)から失われた熱を、外気から吸熱して第1冷却液(Y1)に供給するために外気環境下に配置された第2熱交換器(82)とを備え、第1熱交換器(81)は、第1冷却液(Y1)との熱交換にて冷媒が吸熱をする液冷熱交換器からなり、第2熱交換器(82)は、第2冷却液(Y2)で熱源(5)を冷却する熱源冷却回路(2R)の放熱も行い、第2熱交換器(82)は、第1熱交換器(81)側から流れ込む第1冷却液(Y1)と、熱源(5)側から流れこむ第2冷却液(Y2)と、空気流(Y3)とを含む3つの媒体間において、同時に熱交換する三流体熱交換器から成り、三流体熱交換器は、共通のアウトターフィン(43)を介して第1冷却液(Y1)が流れるチューブ(41)と第2冷却液(Y2)が流れるチューブ(42)とが機械的および熱的に結合されていることを特徴としている。

【0030】

請求項18に記載の発明では、車両用空調装置における冷凍サイクルにおいて暖房時に冷媒が蒸発する室外蒸発器として吸熱動作を行う第1熱交換器(81)と、第1熱交換器(81)における第1冷却液(Y1)との熱交換にて第1冷却液(Y1)から失われた熱を、外気から吸熱して第1冷却液(Y1)に供給するために外気環境下に配置された第2熱交換器(82)とを備え、第1熱交換器(81)は、第1冷却液(Y1)との熱交換にて冷媒が吸熱をする液冷熱交換器からなり、第2熱交換器(82)は、第2冷却液(Y2)で熱源(5)を冷却する熱源冷却回路(2R)の放熱も行い、第1熱交換器(81)が凝縮器として作動する場合に、第1冷却液(Y1)の水温が所定温度以上になったときに、第2熱交換器(82)に流れる第1冷却液(Y1)の流量を多くするように制御する制御装置(20)を有することを特徴としている。

【0032】

請求項19に記載の発明では、車両用空調装置における冷凍サイクルにおいて暖房時に冷媒が蒸発する室外蒸発器として吸熱動作を行う第1熱交換器(81)と、第1熱交換器(81)における第1冷却液(Y1)との熱交換にて第1冷却液(Y1)から失われた熱を、外気から吸熱して第1冷却液(Y1)に供給するために外気環境下に配置された第2熱交換器(82)とを備え、第1熱交換器(81)は、第1冷却液(Y1)との熱交換にて冷媒が吸熱をする液冷熱交換器からなり、第2熱交換器(82)は、第2冷却液(Y2)で熱源(5)を冷却する熱源冷却回路(2R)の放熱も行い、第1熱交換器(81)が室外機として設置され、蒸発器として作動する場合に、第1冷却液の水温が所定水温以下、第1熱交換器(81)内の冷媒圧力が所定圧力以下、および、第2熱交換器(82)の温度が所定温度以下のいずれかと成った場合に、第2冷却液(Y2)が第2熱交換器(82)に流れ込む量を増加させるように制御する制御装置(20)を有することを特徴としている。

【0050】

なお、特許請求の範囲および上記各手段に記載の括弧内の符号ないし説明は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を分かり易く示す一例であり、発明の内容を限定するものではない。

【図面の簡単な説明】

【0051】

【図1】本発明の第1実施形態におけるヒートポンプサイクルと機器の冷却回路とを示す作動説明図である。

【図2】本発明の第2実施形態におけるヒートポンプサイクルとエンジンの冷却回路とを示す作動説明図である。

【図3】本発明の第3実施形態を示すヒートポンプサイクルとエンジンの冷却回路とを示す作動説明図である。

【図4】本発明の第4実施形態を示すヒートポンプサイクルとエンジンおよび機器の冷却回路とを示す作動説明図である。

10

【図5】本発明の第5実施形態を示すヒートポンプサイクルとエンジンの冷却回路とを示す作動説明図である。

【図6】本発明の第6実施形態を示すヒートポンプサイクルとエンジンの冷却回路とを示す作動説明図である。

【図7】本発明のその他の実施形態における三流体熱交換器の構造例を示す模式構成図である。

【図8】本発明のその他の実施形態における三流体熱交換器の別の構造例を示す模式構成図である。

【図9】更にその他の実施形態を示す三流体熱交換器の外観斜視図である。

【図10】図9の熱交換器の分解斜視図である。

20

【図11】図9のY11-Y11線に沿う断面図である。

【図12】図9の熱交換器における冷媒および冷却液の流れを説明する模式的な斜視図である。

【図13】本発明における開発過程のヒートポンプサイクルと機器の冷却回路とを示す作動説明図である。

【発明を実施するための形態】

【0052】

以下に、図面を参照しながら本発明を実施するための複数の形態を説明する。各形態において先行する形態で説明した事項に対応する部分には同一の参照符号を付して重複する説明を省略する場合がある。各形態において構成の一部のみを説明している場合は、構成の他の部分については先行して説明した他の形態を適用することができる。

30

【0053】

各実施形態で具体的に組合せが可能であることを明示している部分同士の組合せばかりではなく、特に組合せに支障が生じなければ、明示していなくても実施形態同士を部分的に組合せることも可能である。

【0054】

(第1実施形態)

以下、本発明の第1実施形態について説明する。図1は、本発明の第1実施形態を示す。この図1において、熱交換システム100は、例えば走行用モータを走行用駆動源として備える電気自動車(EV)、ハイブリッド自動車(HV)、あるいはプラグインハイブリッド自動車(PHV)等の車両に搭載される。この熱交換システムは、機器5(インバータ、または電動発電機等のことであり、熱源5とも言う)の冷却を行うと共に、ヒートポンプサイクル100cによる冷房暖房運転を可能としている。

40

【0055】

まず、車両用空調装置のヒートポンプサイクル100cの冷房サイクルについて説明する。冷房時には、圧縮機6から室内放熱器11、電気式膨張弁(絞り)7、更に、室外の液冷熱交換器(冷房時は水冷凝縮器として機能する)81、冷房絞り14、蒸発器9、アキュムレータ10、圧縮機6の順に冷媒が流れる。室内放熱器11には、エアミックスドア12が閉じられることで、空調風が与えられない。

【0056】

50

電気式膨張弁 7 は、絞り機能（絞り）と全開機能（開）をもつ電気式可変絞り弁であり、制御装置 20 によって図示を省略した配線を介して制御される。なお、電気式膨張弁 7 は、後述するように、冷媒が流れる固定絞りとその固定絞りに並列に接続された電磁弁で代用することもできる。

【0057】

暖房時においては、圧縮機 6、室内放熱器 11、電気式膨張弁（開）7、液冷熱交換器（吸熱器）81、電磁弁 13、アキュムレータ 10、圧縮機 6 のように冷媒が流れる。なお、除湿暖房時は、減圧弁 14、蒸発器 9 側にも冷媒が流入するように電磁弁 13 の開度が調整される。

【0058】

次に、第 2 冷却液 Y2 が流れる熱源 5 側の冷却回路について説明する。ヒートポンプサイクル 100c から成る車両用空調装置の暖房または冷房運転時には、矢印 Y1 にて示す第 1 冷却液 Y1 による第 1 冷却回路 1R は、熱交換器側ポンプ 4、第 2 開閉弁 2、第 1 熱交換器（冷房時放熱作用、暖房時吸熱作用をなす液冷熱交換器）81、第 2 熱交換器（冷房時放熱、暖房時吸熱作用をなす）82 のように第 1 冷却液 Y1 が流れる。なお、第 2 熱交換器 82 は、空気と後述する第 1 冷却液 Y1 と第 2 冷却液 Y2 とに係る三流体が流れる三流体熱交換器 82 である。

【0059】

車両用空調装置の暖房運転時であって液冷熱交換器を成す第 1 熱交換器 81 から吸熱するときは、熱源 5、熱源側ポンプ 3、第 2 熱交換器 82、熱交換器側ポンプ 4、第 1 開閉弁 1、熱源 5 と矢印 Y2 で示す第 2 冷却液 Y2 が第 1 冷却液温度とは別温度で流れる。これにより、熱源 5 側の熱を、第 2 熱交換器 82 を介して第 1 冷却液 Y1 側に熱を移動させ、第 1 熱交換器（液冷熱交換器）81 を介してヒートポンプサイクル 100c 側に吸熱させる。

【0060】

暖房運転時における第 1 熱交換器（液冷熱交換器）81 の吸熱作用があっても第 1 熱交換器 81 は液冷熱交換器であるため、着霜することは無い。しかし、第 1 冷却液 Y1 を介して第 1 熱交換器 81 に吸熱される第 2 熱交換器 82 は外気に晒されているので、表面に霜が付着することがあり、除霜運転が必要となることがある。この除霜運転時は、第 2 開閉弁 2 の開度を小（閉を含む）とし、第 1 冷却液 Y1 が流れないか少量の流れとする。

【0061】

次に、矢印 Y2 にて示す第 2 冷却液 Y2 について説明する。熱源 5 を通る第 2 冷却液 Y2 は、熱源 5、熱源側ポンプ 3、第 2 熱交換器（放熱作用を成す）82、熱交換器側ポンプ 4、第 1 開閉弁 1、熱源 5 と流れる。

【0062】

除霜運転前の蓄熱時は、開閉弁 1 または 2 の開度を制御して、熱源 5、熱源側ポンプ 3、蓄熱用バイパス流路 15 と熱源 5 を通るように第 2 冷却液 Y2 が循環する。そして除霜時は、熱源 5、熱源側ポンプ 3、蓄熱用バイパス流路 15 のように循環して蓄熱された第 2 冷却液 Y2 が、霜が付着した第 2 熱交換器 82 に流れこみ、短時間除霜が行われる。

【0063】

このように、第 1 実施形態においては、除霜用の熱量を蓄熱して増大させることができる。また、ガス冷媒に対して伝熱性能が良好な水または LLC からなる第 2 冷却液 Y2 にて熱を室外器となる第 2 熱交換器に供給することができる。更に、蓄えられた第 2 冷却液 Y2 の熱量を空気流のような別流体を介さずに第 2 熱交換器 82 の金属から成るチューブやアウターフィンに供給し除霜できるという効果が得られ、大幅な着霜抑制効果ないし除霜効果が得られる。

【0064】

また、第 2 熱交換器 82 は、送風機 16 によって矢印 Y3 のように流れる空気流 Y3 と第 1 冷却液 Y1 と第 2 冷却液 Y2 とが流れる熱交換器として構成されている。この場合、この第 2 熱交換器 82 は、空気流以外の流体が共に液体であるから、空気流以外の流体が

10

20

30

40

50

液体とガス冷媒のように分かれる場合と比べると、ガス冷媒と冷却液との内部リークの問題や、冷媒と冷却液との耐久性能、耐圧性能の相違等から最適設計が困難であるという問題は解消される。

【0065】

以下、更に詳細に周知の構成も含めて説明する。この図1においては、冷凍サイクル100cと熱の授受を行う第1流体回路1Rを有している。第2流体回路2Rは、熱源5、熱源側ポンプ3、第2熱交換器82等にて冷却回路を形成している。また、図1の熱交換システムは、制御装置20を備えている。室内放熱器11、および蒸発器9によって、車両室内の空調（冷房運転、暖房運転）を行うユニットが、室内ユニット21として設けられている。

10

【0066】

ヒートポンプサイクル100cは、車室内の暖房あるいは冷房を行うための熱サイクルであり、圧縮機6、室内放熱器11、電気式膨張弁7による暖房絞り、室外熱交換器となる第1熱交換器（液冷熱交換器）81、およびアキュムレータ10に加えて、電磁弁13（周知のように三方弁を使用しても良い）から分岐する分岐流路に設けられた冷房絞り14および蒸発器9を備えている。

【0067】

上記ヒートポンプサイクル100cを構成する各機器のうち、室内放熱器11、および蒸発器9は、室内ユニット21の構成部品として車室内（インストルメントパネル内）の空調ケース内に配設され、圧縮機6、第1第2熱交換器81、82、送風機16、熱源5等はエンジンルーム内に配設されている。

20

【0068】

圧縮機6は、図示しない電動モータによって駆動されて、冷媒を高温高圧に圧縮して吐出する電動式の流体機械であり、作動回転数によって冷媒の吐出量を調節可能としている。この圧縮機6は、制御装置20によってその作動および冷媒吐出量が制御される。

【0069】

室内放熱器11は、内部に冷媒流路が形成された放熱用の熱交換器であり、空調ケース内の空調用空気流の下流側に配設されている。室内放熱器11内の冷媒流路には、圧縮機6から吐出された高温高圧の冷媒が流れ、室内放熱器11は、空調ケース内を流通して、室内放熱器11自身を通過する空調用空気流に放熱して、空調用空気流を加熱するようになっている。

30

【0070】

制御絞りを成す電気式膨張弁7による暖房絞りは、所定開度の絞りを構成し、室内放熱器11から流出される冷媒を減圧する減圧手段である。なお、この電気式膨張弁7は、暖房絞りとは、この暖房絞りをバイパスするように分岐された分岐流路に設けられた電磁弁とで代用することもできる。

【0071】

電気式膨張弁7または電磁弁7bの開閉動作は制御装置20によって制御されるようになっている。電気式膨張弁7は、暖房運転時には暖房絞りとして流路を絞り、冷媒が減圧されて第1熱交換器81から成る液冷熱交換器に流入するようになっている。また、電気式膨張弁7は、冷房運転時には開かれて、室内放熱器11から流出される冷媒は、減圧を受けずに室外熱交換器を成す第1熱交換器81に流入するようになっている。第1熱交換器81は、冷媒と第1冷却液Y1との間で熱交換する液冷熱交換器である。

40

【0072】

暖房運転時に電気式膨張弁7による暖房絞りから冷媒が流出される場合、冷媒は低温低圧に減圧されているので、第1熱交換器81は空気流から吸熱する吸熱用熱交換器（吸熱器）として機能する。また、冷房運転時に、冷媒は減圧されずに高温高圧のままであるので、第1熱交換器81は第1冷却液Y1によって冷媒が冷却される液冷放熱器として機能する。

【0073】

50

第2熱交換器82の車両後方側には、空気流Y3を供給する送風機16が設けられている。送風機16は、制御装置20によってファンの回転数が増減されることで、空気流Y3の送風量が調節されるようになっている。なお、送風機16は、第2熱交換器82の車両前方側に設けられて、空気流Y3を車両の前方側から後方側に供給する押し込み式の空気流供給手段としても良い。

【0074】

第2体熱交換器82の流出側には、熱交換器側ポンプ4、第1開閉弁1、第2開閉弁2繋がる流路が設けられている。次に、電磁弁13は、閉じることにより、冷媒が冷房絞り（減圧弁）14側を流通する場合と、電磁弁13を開くことにより冷媒を主としてアキュムレータ10側に流通させる場合とに切替えることができる。この電磁弁13は電気式膨張弁7と共に制御装置20で制御される冷房暖房切替え手段を形成している。

10

【0075】

冷房絞り14は、減圧手段であり、所定開度の絞りを備え、冷媒を減圧するようになっている。蒸発器9は、冷房絞り14の下流側に設けられた熱交換器であり、冷房絞り14で減圧された冷媒と空調ケース内を流通する空調用空気流との間で熱交換して、空調用空気流を冷却するようになっている。蒸発器9は、空調ケース内で流路全体を横断するように設けられている。蒸発器9は、空調ケース内で室内放熱器11よりも空調用空気流の上流側に配設されている。

【0076】

アキュムレータ10は、気液分離手段であり、電磁弁13を介して第1熱交換器81から流出された冷媒、あるいは冷房絞り14を通り蒸発器9から流出された冷媒を受け入れ、冷媒の気液を分離して液冷媒を溜め、ガス冷媒および底部付近の少量の液冷媒（オイルが溶け込んでいる）を圧縮機6へ吸入させるようになっている。

20

【0077】

室内ユニット21は、空調用空気流の温度を、乗員が設定する設定温度に調節して車室内に吹出すユニットであり、空調ケース内にブロワ25、蒸発器9、室内放熱器11、およびエアミックスドア12等が設けられている。

【0078】

ブロワ25は、内外気切替えドア27の切替えによって車室内あるいは車室外から空調用空気流を空調用ケース内に取り入れて、最下流側となる各種吹出口から車室内へ吹出す送風手段である。ブロワ25の作動回転数、即ち送風量は、制御装置20によって制御されるようになっている。ブロワ25の空調用空気流の下流側には、上記で説明した蒸発器9、および室内放熱器11が配設されている。また、室内放熱器11と空調ケースとの間には、空調用空気流が室内放熱器11をバイパスして流通可能となるバイパス通路26が形成されている。

30

【0079】

エアミックスドア12は、室内放熱器11、およびバイパス通路26を通過する空調用空気流量を調節する調節手段である。エアミックスドア12は、室内放熱器11の空調用空気流通部、あるいはバイパス通路26を開閉する回動式のドアである。エアミックスドア12の開度に応じて、室内放熱器11を流通する加熱空気流と、蒸発器9で冷却されてバイパス通路26を流通する冷却空気流との流量割合が調節されて、室内放熱器11の下流側の空調用空気温度が調節されるようになっている。

40

【0080】

エアミックスドア12の開度は、制御装置20によって制御されるようになっている。更に、制御装置20は演算結果に基づいて、ポンプ3、4の作動制御、開閉弁1または2の開閉制御、圧縮機6の作動および吐出量制御、電磁弁13の開閉制御、電気式膨張弁7の開度制御、送風機16の作動および送風量制御、エアミックスドア12の開度制御等を行うことで、機器5の冷却運転、車室内の冷房運転、暖房運転を行う。

【0081】

（除霜運転）

50

暖房運転中においては、室外熱交換器となる第1熱交換器81は、第1冷却液Y1から冷媒に吸熱するので、第2熱交換器82は第1冷却液Y1との熱交換により温度低下する。冬場のように外気温度が低く、上記熱交換によって第2熱交換器82の表面の温度が空気中に含まれる水蒸気の露点温度を下回ると、水蒸気は凝縮水となり、更に空気流の温度が低下して0℃以下となると、凝縮水は凍結して霜となって第2熱交換器82の表面に付着してしまう。

【0082】

第2熱交換器82の表面に霜が付着すると、熱交換器全体の通気抵抗が上昇すると共に、熱抵抗が増加するので、熱交換器と空気流との熱交換性能が低下してしまい、ひいては、室内放熱器11の加熱性能が低下してしまう。除霜運転は、霜を融解させて除去するための運転として設定されている。

10

【0083】

除霜運転にあたって、まず、制御装置20は、蓄熱用バイパス流路15側に熱源5からの第2冷却液Y2が流れるように第1開閉弁1、第2開閉弁2を実質的に閉じ（わずかに開いていても良い）、熱源側ポンプ3を作動させる。すると、冷却回路2R内の第2冷却液Y2は蓄熱用バイパス流路15側を通過して循環し、第2熱交換器82および第1熱交換器81による放熱を受けない形となる。よって、熱源5から発生する熱は、第2冷却回路2Rに充分蓄熱されていくことになる。

【0084】

そして、制御装置20は、冷凍サイクル100cの暖房運転中に除霜を行う際に、第1開閉弁1を開き、蓄熱された第2冷却液Y2を第2熱交換器82に流入させる。更に、送風機16を作動状態とする。すると、冷却回路2R内の第2冷却液Y2は、第2熱交換器82内を通過して循環し、第2冷却液Y2に蓄熱された熱は、第2熱交換器82表面の除霜を行う。

20

【0085】

例えば、第2熱交換器82に流入する前の空気流の温度を図示しないT1とすると、第2熱交換器82を通過した後の空気流の温度（図示しない温度センサの検出温度）は、蓄熱した第2冷却液Y2によって加熱されT2に上昇する。このとき、制御装置20は、空気流の温度T2が、第2熱交換器82の除霜に必要とされる所定の空気温度以上となるように、送風機16の送風量を制御する。霜を融解させるための空気流の温度T2としては、0℃以上であることが必要であるため、所定の空気温度としては、ここでは0℃と設定している。

30

【0086】

第2冷却液Y2から第2熱交換器82を介して放出される放熱量は、空気流の風量と、（温度T2－温度T1）との積に比例する。よって、制御装置20は、例えば熱交換用空気温度T2が、所定の空気温度よりも低い場合は、送風機16の風量を低下させることで、空気流の温度T2を所定の空気温度以上に確保する。

【0087】

そして、温度T2に加熱された空気流が第2熱交換器82から流出することになり、第2熱交換器82の除霜が可能となる。このとき、ヒートポンプサイクル100cにおいては、暖房運転時の作動条件がそのまま維持できる。

40

【0088】

以上のように、除霜運転において、除霜を行う前段階で、第2冷却液Y2が蓄熱用バイパス流路15を循環することで、熱源5から発生する熱を第2冷却液Y2に蓄熱するようにしている。これにより、第2熱交換器82における除霜のための熱を準備することができる。

【0089】

そして、予め第2冷却液Y2に蓄熱した熱を、第2熱交換器82に与えることができるので、即効性のある除霜が可能となる。また、従来技術においては、ホットガス除霜運転時に、送風機16を停止させると共に、ヒートポンプサイクル100c内の圧縮機6を作

50

動させる必要があった。しかしながら、この実施形態では、除霜時に送風機 16 が作動を継続し、第 1 熱交換器 81 は暖房運転時と同様に吸熱器としての作動を維持することができる。よって、ヒートポンプサイクル 100c においては、本来の暖房運転状態を維持したままで除霜することが可能となる。そして、除霜のために圧縮機 6 を作動させることがなく、圧縮機 6 の余分な動力を必要としない。

【0090】

また、上記第 1 実施形態においては、熱源 5 は、エンジン（内燃機関）以外の車載発熱機器 5 から成る。そして、車載発熱機器 5 の発熱を第 2 冷却液 Y2 が流れる第 2 熱交換器 82 で放熱させている。これによれば、第 2 熱交換器 82 には第 1 冷却液 Y1 と第 2 冷却液 Y2 との両方が流れるが、エンジン以外の車載発熱機器 5 のエンジンに比較して低温の熱を第 2 冷却液 Y2 に流すため、第 1 冷却液 Y1 と第 2 冷却液 Y2 の温度差が小さく、第 2 熱交換器 82 に対する熱歪みに係るストレスを小さくすることができる。

10

【0091】

具体的には、例えば第 1 冷却液 Y1 と第 2 冷却液 Y2 とが夫々流れる第 2 熱交換器 82 内のチューブの熱歪みにおけるストレスを小さくことができ、特にチューブ同士を交互配置した場合に有効である。

【0092】

更に、上記第 1 実施形態においては、第 2 熱交換器 82 に熱源 5 側から第 2 冷却液 Y2 が流れ込む量を開閉弁 1 の制御によって抑制し、かつ第 2 熱交換器 82 に第 1 熱交換器側 81 からの第 1 冷却液 Y1 が主としてまたは第 1 冷却液 Y1 のみが流れこむように開閉弁 1 または 2 を制御する手段を制御装置 20 に有する。

20

【0093】

これによれば、第 2 熱交換器 82 に熱源 5 側から第 2 冷却液 Y2 が流れ込む量を抑制し、かつ第 2 熱交換器 82 に第 1 熱交換器側 81 からの第 1 冷却液 Y1 が流れこむようにすることによって、三流体熱交換器を成す第 2 熱交換器 82 の熱交換面積が冷凍サイクルの冷媒と熱交換する第 1 冷却液側に使用され、冷凍サイクルの性能を向上させることができる。

【0094】

なお、第 2 熱交換器 82 に熱源 5 によって加熱された第 2 冷却液 Y2 と、第 1 熱交換器側 81 からの第 1 冷却液 Y1 との両方が共通ポンプ 4 を介して流れ込む。そして、共通ポンプ 4 と第 2 熱交換器 82 とを通過して流れる第 2 冷却液 Y2 が流れる流路内に開閉弁の一方の弁 1 が配置されている。また、共通ポンプ 4 と第 2 熱交換器 82 とを通過して流れる第 1 冷却液 Y1 が流れる流路内に開閉弁 1、2 の他方の弁 2 が配置されている。

30

【0095】

これによれば、第 2 熱交換器 82 に第 1 熱交換器側 81 からの第 1 冷却液 Y1 のみが流れこむように開閉弁の他方の弁 2 を開き、開閉弁の一方の弁 1 を閉じることによって、三流体熱交換器の熱交換面積が冷凍サイクルの冷媒と熱交換する第 1 冷却液 Y1 側のみに使用され、冷凍サイクルの性能を任意のタイミング（例えば真夏時のクールダウン時）において向上させることができる。

【0096】

（第 2 実施形態）

次に、本発明の第 2 実施形態について説明する。なお、以降の各実施形態においては、上述した第 1 実施形態と同一の構成要素には同一の符号を付して説明を省略し、異なる構成および特徴について説明する。なお、第 2 実施例以下については、第 1 実施例と同じ符号は、同一の構成を示すものであって、先行する説明が援用される。

40

【0097】

本発明の第 2 実施形態を示す図 2 の図 1 との相違点は、蓄熱用バイパス流路が存在しないことである。この場合においても、熱源側ポンプ 3 および熱交換器側ポンプ 4 を回転させ、熱源 5 となるエンジン（E/G）の高温廃熱で第 2 熱交換器 82 の除霜が可能である。

50

【0098】

また、暖房時は車両用空調装置のヒートポンプサイクル100c側の要求によって制御装置20を介して、エンジン1を起動し、吸熱暖房および除霜熱源の確保を可能としている。なお、車両用空調装置が搭載されている車両は、ガソリン車であっても良い。また、熱源5は、エンジン以外の高温の熱源5であってもよく、燃料電池自動車等に適用してもよい。

【0099】

(第3実施形態)

次に、本発明の第3実施形態について説明する。上述した実施形態と異なる特徴部分を説明する。図3は本発明の第3実施形態を示す。図3において、第2冷却液Y2が第2熱交換器82をバイパスする位置に第3熱交換器83を有している。

10

【0100】

そして、第3熱交換器83を流れる第2冷却液Y2を介して熱源5となるエンジンが空気に放熱する。また、開閉弁1または2の第1作動によって、車両用空調装置の冷房暖房時には第1交換器81からの第1冷却液Y1を第2熱交換器82に流入させている。

【0101】

また、開閉弁1または2の第2作動によって、熱源5の熱を第2冷却液Y2に蓄熱する蓄熱時には第2冷却液Y2が第2熱交換器82をバイパスするようにして熱源5からの第3冷却液Y2を第3熱交換器83に流入させている。更に、開閉弁1または2の第3作動によって、車両用空調装置の除霜時には蓄熱された第2冷却液Y2を第2熱交換器82に流入させている。

20

【0102】

この構成によれば、開閉弁1または2の第1作動によって、車両用空調装置の冷房時には第1交換器81からの第1冷却液Y1を第2熱交換器82に流入させているから、凝縮器として作用する第1熱交換器81の熱を第1冷却液Y1を介して放熱させることができる。また、開閉弁1または2の第2作動によって、熱源5の熱を熱源冷却回路2Rに蓄熱する蓄熱時には、第2冷却液Y2をバイパスさせて熱源5からの第2冷却液Y2を第3熱交換器83に流入させることができる。

【0103】

更に、開閉弁1または2の第3作動によって、車両用空調装置の除霜時には蓄熱された第2冷却液Y2を第2熱交換器82に流入させているから、除霜時に蓄熱された第2冷却液Y2で第2熱交換器82に対して短時間で除霜を完了させることができる。

30

【0104】

以上のように、蓄熱用バイパス流路15内に熱源5であるエンジンの熱を空気に対して放熱する第3熱交換器83を有している。この第3熱交換器(83)は、第2熱交換器82の送風機16による空気流Y3の風下側に配置されている。

【0105】

これによれば、蓄熱用バイパス流路15内にエンジンの熱を空気に対して放熱する第3熱交換器83を有しているから、エンジンの最大発熱時の冷却性能保証が容易であり、かつ車両用空調装置の冷房時には第2冷却液Y2の冷却に第3熱交換器83が寄与するから、第2熱交換器82の冷却性能確保も可能である。なお、蓄熱用バイパス流路15を複数並置し、その中の一つの蓄熱用バイパス流路15に第3熱交換器83を設けてもよい。

40

【0106】

(第4実施形態)

次に、本発明の第4実施形態について説明する。上述した実施形態と異なる特徴部分を説明する。図4は本発明の第4実施形態を示す。図4において、熱源5はエンジンから成る。第1冷却液Y1が流れる第1熱交換器81と第2熱交換器82とを含む流路内にエンジン以外の車載発熱機器50を配置している。

【0107】

そして、第2熱交換器82にて車載発熱機器50とエンジン5からの熱を放熱させてい

50

る。これによれば、エンジン停止時においても車載発熱機器 50 の発熱を、冷凍サイクルの暖房時に冷媒が蒸発する室外蒸発器として吸熱動作を行う第 1 熱交換器 81 にて吸熱させることができる。従って、冷凍サイクルによる暖房運転時の暖房性能および成績係数 (COP) を良好にすることができる。

【0108】

(第 5 実施形態)

次に、本発明の第 5 実施形態について説明する。上述した実施形態と異なる特徴部分を説明する。図 5 は、本発明の第 5 実施形態を示す。図 5 において、第 2 熱交換器 82 は、第 1 熱交換器 81 側から流れ込む第 1 冷却液 Y1 と、熱源 5 側から流れこむ第 2 冷却液 Y2 と、空気流 (Y3) とから成る 3 つの媒体間において、同時に熱交換する三流体熱交換器から成る。

10

【0109】

この三流体熱交換器 82 は、共通の図 5 では図示しないアウターフィンを紹介して第 1 冷却液 Y1 が流れる三流体熱交換器 82 内のチューブと第 2 冷却液 Y2 が流れるチューブとが機械的および熱的に結合されている。

【0110】

これによれば、第 2 熱交換器 82 は、三流体熱交換器 82 から成るから小型に構成できる。また、空気流以外は第 1 冷却液 Y1、第 2 冷却液 Y2 共に液体であるから、三流体熱交換器 82 の設計および製造が容易になる。また、共通のアウターフィンを紹介して第 1 冷却液 Y1 と第 2 冷却液 Y2 とが少ないスペースで熱交換し易い。また、第 1 冷却液 Y1 および第 2 冷却液 Y2 の温度を 2 種類にし易い。よって、このような三流体熱交換器 82 を使用して、第 1 冷却液 Y1 と第 2 冷却液 Y2 との間に温度差が存在する場合であっても容易に熱交換システムを構築することができる。

20

【0111】

また、図 5 において、第 1 冷却液 Y1 の流量を第 2 冷却液 Y2 とは独立して制御する流量制御手段となるポンプ 4b または開閉弁 1 を第 1 冷却液 Y1 が流れる回路中、および第 2 冷却液 Y2 が流れる回路中に設けている。従って、第 1 冷却液 Y1 の流量を第 2 冷却液 Y2 とは独立して制御できるから、三流体熱交換器 82 の熱交換面積が冷凍サイクルの冷媒と熱交換する第 1 冷却液側に主として使用される程度を制御することができる。なお、三流体熱交換器 82 の具体的構成は、後述する図 7 または図 8 によることができる。

30

【0112】

(第 6 実施形態)

次に、本発明の第 6 実施形態について説明する。上述した実施形態と異なる特徴部分を説明する。本発明の第 6 実施形態を示す図 6 において、第 1 熱交換器 81 が凝縮器として作動する場合に、第 1 冷却液 Y1 の水温が所定温度以上になったときに、制御装置 20 が、第 2 熱交換器 82 に流れる第 1 冷却液 Y1 の流量を多くするように制御する。

【0113】

これによれば、冷房時に第 1 熱交換器 81 が凝縮器として作動する場合に、第 1 冷却液 Y1 の高温化にともなう第 1 冷却液 Y1 が流れる流路の保護または性能保証のため第 2 熱交換器 82 に流入する第 1 冷却液 Y1 の量を増加させ、十分に第 2 熱交換器 82 にて第 1 冷却液 Y1 の放熱を行うことができる。

40

【0114】

また、第 1 熱交換器 81 が室外機として設置され、蒸発器として作動する場合に、第 1 冷却液 Y1 の水温が所定水温以下、および、第 1 熱交換器 81 内の冷媒圧力が所定圧力以下、および、第 2 熱交換器 82 の温度 (例えばフィン温度) が所定温度以下のいずれかと成った場合に、制御装置 20 は、第 2 冷却液 Y2 が第 2 熱交換器 82 に流れ込む量を増加させるように制御する。

【0115】

これらの制御は、例えば、ポンプ 3、4 の回転数を上昇させることによって行うことができる。これによって、暖房運転時において、第 1 冷却液 Y1 の水温が所定水温以下、第

50

1 熱交換器 8 1 内の冷媒圧力が所定圧力以下、および、第 2 熱交換器 8 2 の温度が所定温度以下のいずれかと成った場合に、熱交換性能回復の必要な着霜状態と判定することができる。そして、着霜状態と判定されたときに、第 2 冷却液 Y 2 が第 2 熱交換器 8 2 に流れ込む量を増加させるようにして、車両用空調装置の吸熱暖房性能の確保および耐着霜性の向上を図ることができる。

【0116】

なお、図 6 のように、第 1 冷却液 Y 1 の水温が所定水温以下になったことを検出する水温センサ S 1、第 1 熱交換器 8 1 内の冷媒圧力が所定圧力以下になったことを検出する圧力センサ S 2、および、第 2 熱交換器 8 2 の温度が所定温度以下になったことを検出する温度センサ S 3 を設けて制御装置 2 0 にセンサ信号を入力している。

10

【0117】

更に、図 6 において、車両用空調装置が搭載された車両の走行速度が所定速度以下、または、エンジンの熱を放熱させる第 2 熱交換器 8 2 に流れる空気流を阻止するようにラジエータシャッター 8 2 S が作動した場合に、室外機として設置された第 2 熱交換器 8 2 内に流入される第 2 冷却液 Y 2 の温度を上昇させるかまたは流量を増加させても良い。

【0118】

なお、車両の走行速度が所定速度以下となって走行風が第 2 熱交換器 8 2 に流れこまなくなった場合、または、エンジンの熱を放熱させる第 2 熱交換器 8 2 に流れる空気流を阻止するようにラジエータシャッター 8 2 S が作動した場合には、第 2 熱交換器 8 2 が空気と熱交換する作用が低下する。この場合を利用して、制御装置 2 0 は、第 2 熱交換器 8 2 内に流入される第 2 冷却液 Y 2 の温度を上昇させるか、または流量を増加させるから、第 2 熱交換器 8 2 の除霜または耐着霜性の向上を速やかに行うことができる。

20

【0119】

(その他の実施形態)

本発明は上述した実施形態にのみ限定されるものではなく、次のように変形または拡張することができる。例えば、上述の第 1 実施形態では、第 2 熱交換器 8 2 は、第 1 冷却液 Y 1 も第 2 冷却液 Y 2 も同じ不凍液 (LLC) を使用したが、オイルと不凍液のように同じ液体であっても異なる性質のものとすることができる。

【0120】

この場合は、オイルと不凍液が混ざらないように、オイル側の熱交換部 (図示しない 5 A) を成すチューブと不凍液側の熱交換部 (図示しない 5 B) を成すチューブとは別にしなければならない。

30

【0121】

図 7 は、その他の実施形態における三流体熱交換器の構造例を示す。この図 7 に示すように、オイル側の熱交換部 (図示しない 5 A) を成すチューブ 4 1 と不凍液側の熱交換部 (図示しない 5 B) を成すチューブ 4 2 とは別に構成され、互いにアウターフィン 4 3 にて熱的機械的に結合されている。三流体熱交換器は、理想的には 2 列コアにて製作されるが 1 列コアでも良い。

【0122】

次に、図 8 は、その他の実施形態における三流体熱交換器の別の構造例を示す。図 8 においてはチューブ 4 1 とチューブ 4 2 は図 7 のような交互配列ではなく千鳥状に配列されている。この図 7 または図 8 のような三流体熱交換器が、第 1 第 2 実施形態に採用されることにより以下の効果がある。

40

【0123】

冷却液は、第 1 冷却液 Y 1 と第 2 冷却液 Y 2 のように流路を分離することができる。よって、第 1 第 2 冷却液 Y 1、Y 2 の温度を 2 種類にし易い。一方、熱源 5 側の第 2 冷却回路 2 R は、熱源 5 周りの電子素子保護のために、所定温度 (65℃) 以下としたいが、冷凍サイクル 100℃の凝縮器となる第 1 熱交換器 8 1 の温度は 100℃~80℃くらいとなることがある。よって、三流体熱交換器を使用する場合は、このような温度差が存在する場合であっても容易に熱交換システムを構築することができる。

50

【0124】

また、ヒートポンプサイクル100cの暖房運転のときに、三流体熱交換器から成る第2熱交換器82は、高い温度（熱源5の第2冷却回路2R側）と低い温度（冷凍サイクル100cの第1冷却回路1R側）とを作ることができ、高い温度の第2冷却液Y2を霜に直接導入することができ、除霜効率がよい。

【0125】

更に、ヒートポンプサイクル100cの暖房運転のときに、吸熱暖房として第1熱交換器81を介して第2熱交換器82から冷凍サイクル100c側に熱を移動させる場合でも、高い温度のチューブが第2熱交換器82内にあるため、その周囲の着霜が抑制されることで、着霜を要因とする第2熱交換器82表面の閉塞が発生せず、それ故に、風の不流入が抑制され、第2熱交換器82の性能悪化を緩和することができる。

10

【0126】

以上のように、図7および図8の三流体熱交換器を成す第2熱交換器82は、第1冷却液Y1が流れるチューブと、第2冷却液Y2が流れるチューブとを有し、これらのチューブがチューブ積層方向に交互に配置されている。また、第1冷却液Y1が流れるチューブ41と、第2冷却液Y2が流れるチューブ42とが共通のアウトターフィン43にて結合されている。従って、これによれば、三流体熱交換器として第2熱交換器82を容易に構成できる。また、冷却液は、第1冷却液Y1と第2冷却液Y2のように流路を分離することができる。

【0127】

20

次に、第1開閉弁1、第2開閉弁2の位置、熱源側ポンプ3、熱交換器側ポンプ4の位置は機能上同一なら図1、図2等の位置によらなくても良い。例えば、熱源5の上流、あるいは下流に熱源側ポンプ3を配置しても機能は同一である。なお、第1開閉弁1、第2開閉弁2は流調弁で構成し、ONOFF弁として構成しなくても良い。また見かけ上単一の弁として統合してもよい。

【0128】

更に、上述したように、車両は電気自動車（EV）を想定しているがハイブリッド車（HV、PHV）でもよい。また、熱源5は、エンジンのほか、電動発電機、走行用モータの作動を制御するモータ制御部を成すインバータ、排気再循環装置（EGR）、過給器、インタークーラ、パワーステアリング、バッテリー等の発熱源であっても良い。そして、これらの機器1の内部の所定領域は、冷却液の流通が可能となっており、流通する冷却液によって、機器作動時の温度が予め定めた制御温度以下に調節（冷却）されるようになっている。

30

【0129】

次に、更にその他の実施形態として、上記各実施形態において三流体熱交換器として採用可能な熱交換器の具体的構成例について説明する。図9は、この熱交換器70の外観を示す。図10は、熱交換器70を分解して示す。図11は、図9の一部断面を示す。図12では、熱交換器70における第1冷却液Y1および第2冷却液Y2を説明する。

【0130】

上記実施形態では、第1熱交換器81における第1冷却液Y1との熱交換にて第1冷却液Y1から失われた熱を、外気から吸熱して第1冷却液Y1に供給するために外気環境下に配置された第2熱交換器82とを備え、第1熱交換器81は、第1冷却液（Y1）との熱交換にて冷媒が吸熱をする液冷熱交換器からなり、第2熱交換器82は、第2冷却液Y2で熱源5を冷却する熱源冷却回路2Rの放熱も行う三流体熱交換器として以下の構成を採用できる。

40

【0131】

まず、図9、10に示すように、第1冷却液Y1側の熱交換器Aを成す室外熱交換部160および第2冷却液Y2側の熱交換器Bを成すラジエータ部430は、それぞれ第1冷却液Y1または第2冷却液Y2を流通させる複数本のチューブ、この複数本のチューブの両端側に配置されてそれぞれのチューブを流通する第1冷却液Y1または第2冷却液Y2

50

の集合あるいは分配を行う一対の集合分配用タンク等を有する、いわゆるタンクアンドチューブ型の熱交換器として構成されている。

【0132】

より具体的には、室外熱交換部160は、第1流体としての第1冷却液Y1が流通する複数本の第1冷却液用チューブ160a、および、複数本の第1冷却液用チューブ160aの積層方向に延びて第1冷却液用チューブ160aを流通する第1冷却液の集合あるいは分配を行う第1冷却液側タンク部160cを有し、第1冷却液用チューブ160aを流通する第1冷却液Y1と第1冷却液用チューブ160aの周囲を流れる第3流体としての空気（送風ファン11から送風された外気）とを熱交換させる熱交換部である。

【0133】

一方、ラジエータ部430は、第2流体としての第2冷却液Y2が流通する複数本の冷却媒体用チューブ430a、および、冷却媒体用チューブ430aの積層方向に延びて冷却媒体用チューブ430aを流通する冷却液の集合あるいは分配を行う冷却媒体側タンク部430cを有している。そして、ラジエータ部430は、冷却媒体用チューブ430aを流通する冷却液と冷却媒体用チューブ430aの周囲を流れる空気（送風ファン11から送風された外気）とを熱交換させる熱交換部である。

【0134】

まず、第1冷却液用チューブ160aおよび冷却媒体用チューブ430aとしては、長手方向垂直断面の形状が扁平形状の扁平チューブが採用されている。そして、図10に示すように、室外熱交換部160の第1冷却液用チューブ160aおよびラジエータ部430の冷却媒体用チューブ430aが、それぞれ送風ファン11によって送風された外気の流れ方向X9に沿って2列配置されている。

【0135】

更に、外気の流れ方向風上側に配列された第1冷却液用チューブ160aおよび冷却媒体用チューブ430aは、その外表面のうち平坦面同士が互いに平行に、かつ、対向するように所定の間隔を開けて交互に積層配置されている。同様に、外気の流れ方向風下側に配列された第1冷却液用チューブ160aおよび冷却媒体用チューブ430aについても、所定の間隔を開けて交互に積層配置されている。

【0136】

換言すると、この熱交換器の第1冷却液用チューブ160aは、冷却媒体用チューブ430aの間に配置され、冷却媒体用チューブ430aは、第1冷却液用チューブ160aの間に配置されている。更に、第1冷却液用チューブ160aと冷却媒体用チューブ430aとの間に形成される空間は、送風ファン11によって送風された外気が流通する外気通路70a（第3流体用通路）を形成している。

【0137】

そして、この外気通路70aには、室外熱交換部160における第1冷却液Y1と外気との熱交換およびラジエータ部430における冷却液と外気との熱交換を促進するとともに、第1冷却液用チューブ160aを流通する第1冷却液Y1と冷却媒体用チューブ430aを流通する第2冷却液Y2との間の熱移動を可能とするアウターフィン50が配置されている。

【0138】

このアウターフィン50としては、伝熱性に優れる金属の薄板を波状に曲げ成形したコルゲートフィンが採用されており、この熱交換器では、このアウターフィン50が、第1冷却液用チューブ160aおよび冷却媒体用チューブ430aの双方に接合されていることによって、第1冷却液用チューブ160aと冷却媒体用チューブ430aとの間の熱移動を可能としている。

【0139】

次に、第1冷却液側タンク部160cおよび冷却媒体側タンク部430cについて説明する。これらのタンク部160c、430cの基本的構成は同様である。第1冷却液側タンク部160cは、2列に配置された第1冷却液用チューブ160aおよび冷却媒体用チ

10

20

30

40

50

ューブ４３０ａの双方が固定される第１冷却液側固定用プレート部材１６１、第１冷却液側固定用プレート部材１６１に固定される第１冷却液側中間プレート部材１６２、並びに、第１冷却液側タンク形成部材１６３を有している。

【０１４０】

第１冷却液側中間プレート部材１６２には、図１０および図１１に示すように、第１冷却液側固定用プレート部材１６１に固定されることによって、第１冷却液側固定用プレート部材１６１との間に冷却媒体用チューブ４３０ａに連通する複数の空間１６２ｂＳを形成する複数の凹み部１６２ｂが形成されている。この空間１６２ｂＳは、外気の流れ方向Ｘ９に２列に並んだ冷却媒体用チューブ４３０ａ同士を互いに連通させる冷却媒体用の連通空間１６２ｂＳとしての機能を果たす。

10

【０１４１】

なお、図１１では、図示の明確化のため、冷却媒体側中間プレート部材４３２に設けられた凹み部４３２ｂ周辺の断面を図示しているが、前述の如く、第１冷却液側タンク部１６０ｃおよび冷却媒体側タンク部４３０ｃの基本的構成は同様なので、第１冷却液側接続用プレート部材１６１および凹み部１６２ｂ等についてはカッコを付して符合を記載している。

【０１４２】

また、第１冷却液側中間プレート部材１６２のうち第１冷却液用チューブ１６０ａに対応する部位にはその表裏を貫通する第１連通穴１６２ａ（図１０）が設けられ、この第１連通穴１６２ａには第１冷却液用チューブ１６０ａが貫通している。これにより、第１冷却液用チューブ１６０ａが第１冷却液側タンク形成部材１６３内に形成される空間に連通している。

20

【０１４３】

更に、第１冷却液側タンク部１６０ｃ側の端部では、第１冷却液用チューブ１６０ａが冷却媒体用チューブ４３０ａよりも、第１冷却液側タンク部１６０ｃ側へ突出している。つまり、第１冷却液用チューブ１６０ａの第１冷却液側タンク部１６０ｃ側の端部と冷却媒体用チューブ４３０ａの第１冷却液側タンク部１６０ｃ側の端部は、不揃いに配置されている。

【０１４４】

第１冷却液側タンク形成部材１６３は、第１冷却液側固定用プレート部材１６１および第１冷却液側中間プレート部材１６２に固定されることによって、その内部に第１冷却液Ｙ１の集合を行う集合空間１６３ａおよび第１冷却液Ｙ１の分配を行う分配空間１６３ｂを形成するものである。具体的には、第１冷却液側タンク形成部材１６３は、平板金属にプレス加工を施すことにより、その長手方向から見たときに、二山状（Ｗ字状）に形成されている。

30

【０１４５】

そして、第１冷却液側タンク形成部材１６３の二山状の中央部１６３ｃが第１冷却液側中間プレート部材１６２に接合されることによって、集合空間１６３ａおよび分配空間１６３ｂが区画されている。なお、この熱交換器では、外気の流れ方向Ｘ９の風上側に集合空間１６３ａが配置され、更に、外気の流れ方向Ｘ９の風下側に分配空間１６３ｂが配置されている。

40

【０１４６】

この中央部１６３ｃは、第１冷却液側中間プレート部材１６２に形成された凹み部１６２ｂに適合する形状に形成されており、集合空間１６３ａと分配空間１６３ｂは、第１冷却液側固定用プレート部材１６１および第１冷却液側中間プレート部材１６２の接合部位から内部の第１冷却液Ｙ１が漏れないように区画されている。

【０１４７】

更に、前述の如く、第１冷却液用チューブ１６０ａは、第１冷却液側中間プレート部材１６２の第１連通穴１６２ａを貫通して、第１冷却液側タンク形成部材１６３の内部に形成される集合空間１６３ａあるいは分配空間１６３ｂへ突出していることにより、外気の

50

流れ方向X 9の風上側に配列された第1冷却液用チューブ160aは集合空間163aに連通し、外気の流れ方向X 9の風下側に配列された第1冷却液用チューブ160aは分配空間163bに連通している。

【0148】

また、第1冷却液側タンク形成部材163の長手方向一端側には、分配空間163bへ第1冷却液Y1を流入させる第1冷却液流入配管164が接続されるとともに、集合空間163aから第1冷却液Y1を流出させる第1冷却液流出配管165が接続されている。更に、第1冷却液側タンク形成部材163の長手方向他端側は、閉塞部材によって閉塞されている。

【0149】

一方、冷却媒体側タンク部430cについても、図10に示すように、同様の構成の冷却媒体側固定用プレート部材431、冷却媒体側固定用プレート部材431に固定される冷却媒体側中間プレート部材432、並びに、冷却媒体側タンク形成部材433を有している。

【0150】

更に、冷却媒体側固定用プレート部材431と冷却媒体側中間プレート部材432との間には、冷却媒体側中間プレート部材432に設けられた凹み部432bによって、外気の流れ方向X 9に2列に並んだ第1冷却液用チューブ160a同士を互いに連通させる第1冷却液用連通空間が形成されている。

【0151】

また、冷却媒体側中間プレート部材432のうち冷却媒体用チューブ430aに対応する部位にはその表裏を貫通する第2連通穴432a（図10）が設けられ、この第2連通穴432aには冷却媒体用チューブ430aが貫通している。これにより、冷却媒体用チューブ430aが冷却媒体側タンク形成部材433内に形成される空間に連通している。

【0152】

従って、冷却媒体側タンク部430c側の端部では、冷却媒体用チューブ430aが第1冷却液用チューブ160aよりも、冷却媒体側タンク部430c側へ突出している。つまり、第1冷却液用チューブ160aの冷却媒体側タンク部430c側の端部と冷却媒体用チューブ430aの冷却媒体側タンク部430c側の端部は、不揃いに配置されている。

【0153】

更に、冷却媒体側タンク形成部材433は、冷却媒体側固定用プレート部材431および冷却媒体側中間プレート部材432に固定される。これによって、内部に冷却媒体側タンク形成部材433の中央部433cによって区画された冷却媒体の集合空間433aおよび冷却媒体の分配空間433bを形成している。なお、この熱交換器では、外気の流れ方向X 9の風上側に分配空間433bが配置され、外気の流れ方向X 9風下側に集合空間433aが配置されている。

【0154】

また、冷却媒体側タンク形成部材433の長手方向一端側には、分配空間433bへ冷却媒体を流入させる冷却媒体流入配管434が接続されるとともに、集合空間433aから冷却媒体を流出させる冷却媒体流出配管435が接続されている。更に、冷却媒体側タンク部430cの長手方向他端側は、閉塞部材によって閉塞されている。

【0155】

従って、本実施形態の熱交換器70では、図12の模式的な斜視図に示すように、第1冷却液流入配管164を介して第1冷却液側タンク部160cの分配空間163bへ流入した第1冷却液Y1が、2列に並んだ第1冷却液用チューブ160aのうち、外気の流れ方向X 9の風下側に配列された各第1冷却液用チューブ160aへ流入する。

【0156】

そして、風下側に配列された各第1冷却液用チューブ160aから流出した第1冷却液

10

20

30

40

50

Y 1 が、冷却媒体側タンク部 4 3 0 c の冷却媒体側固定用プレート部材 4 3 1 と冷却媒体側中間プレート部材 4 3 2 との間に形成された第 1 冷却液用連通空間を介して、外気の流れ方向 X 9 の風上側に配列された各第 1 冷却液用チューブ 1 6 0 a へ流入する。

【0157】

更に、風上側に配列された各第 1 冷却液用チューブ 1 6 0 a から流出した第 1 冷却液 Y 1 は、図 1 2 の実線矢印で示すように、第 1 冷却液側タンク部 1 6 0 c の集合空間 1 6 3 a にて集合して、第 1 冷却液流出配管 1 6 5 から流出していく。つまり、この熱交換器 7 0 では、第 1 冷却液 Y 1 が、風下側の第 1 冷却液用チューブ 1 6 0 a → 冷却媒体側タンク部 4 3 0 c の第 1 冷却液用連通空間 → 風上側の第 1 冷却液用チューブ 1 6 0 a の順に U ターンしながら流れることになる。

10

【0158】

同様に、冷却液については、風上側の冷却媒体用チューブ 4 3 0 a → 第 1 冷却液側タンク部 1 6 0 c の冷却媒体用連通空間 → 風下側の冷却媒体用チューブ 4 3 0 a の順に U ターンしながら流れることになる。従って、隣り合う第 1 冷却液用チューブ 1 6 0 a を流通する第 1 冷却液と冷却媒体用チューブ 4 3 0 a を流通する冷却液とは、その流れ方向が互いに対向する方向となる。

【0159】

また、上述した室外熱交換部 1 6 0 の第 1 冷却液用チューブ 1 6 0 a、ラジエータ部 4 3 0 の冷却媒体用チューブ 4 3 0 a、第 1 冷却液側タンク部 1 6 0 c の各構成部品、冷却媒体側タンク部 4 3 0 c の各構成部品およびアウターフィン 5 0 は、いずれも同一の金属材料（本実施形態では、アルミニウム合金）で形成されている。

20

【0160】

そして、第 1 冷却液側中間プレート部材 1 6 2 を挟み込んだ状態で第 1 冷却液側固定用プレート部材 1 6 1 と第 1 冷却液側タンク形成部材 1 6 3 がかしめによって固定され、また、冷却媒体側中間プレート部材 4 3 2 を挟み込んだ状態で冷却媒体側固定用プレート部材 4 3 1 と冷却媒体側タンク形成部材 4 3 3 が、かしめによって固定されている。

【0161】

更に、かしめ固定された状態の熱交換器 7 0 全体を加熱炉内へ投入して加熱し、各構成部品表面に予めクラッドされたろう材を融解させ、更に、再びろう材が凝固するまで冷却することで、各構成部品が一体にろう付けされる。これにより、室外熱交換部 1 6 0 とラジエータ部 4 3 0 とが一体化されている。

30

【符号の説明】

【0162】

1、2 開閉弁（第 1 開閉弁 1、第 2 開閉弁 2）

15 蓄熱用バイパス流路

20 制御装置

41 第 1 冷却液が流れるチューブ

42 第 2 冷却液が流れるチューブ

43 アウターフィン

81 第 1 熱交換器（液冷熱交換器）

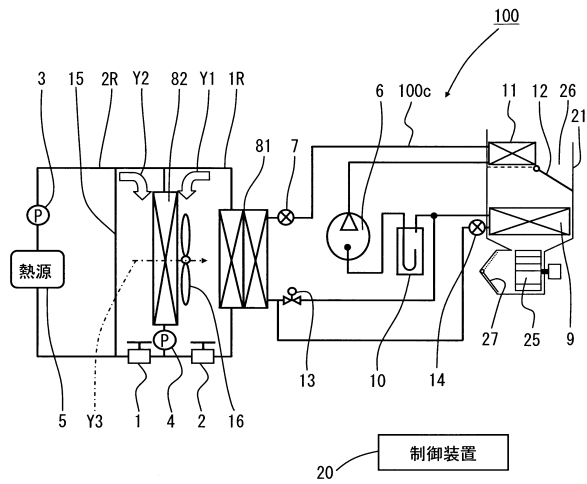
40

82 第 2 熱交換器

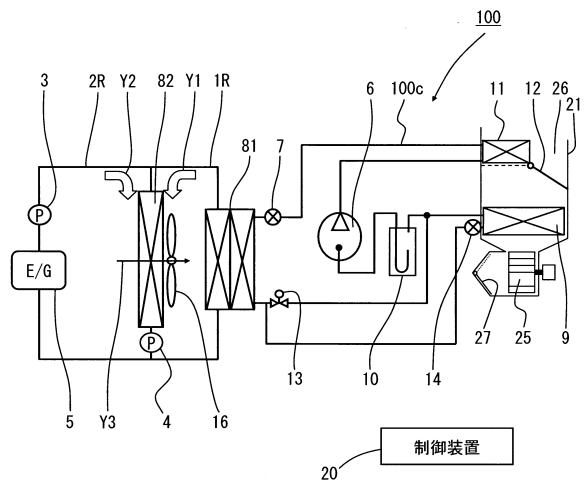
Y 1 第 1 冷却液

Y 2 第 2 冷却液

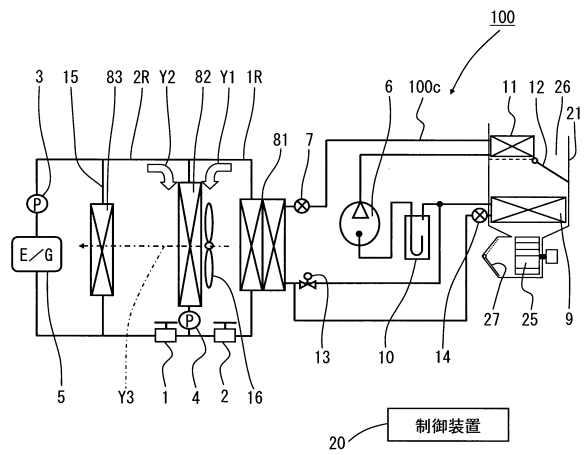
【図 1】



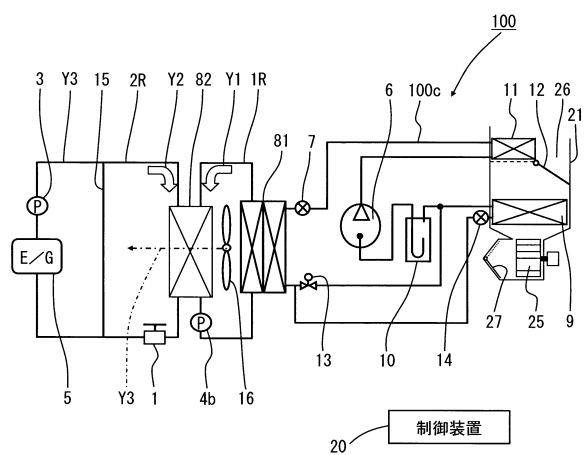
【図 2】



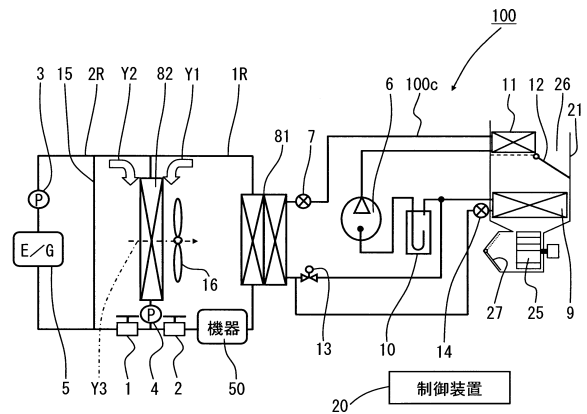
【図 3】



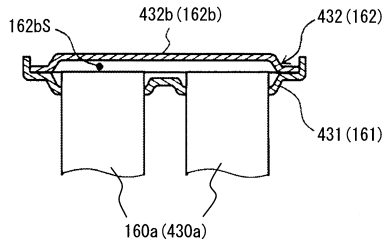
【図 5】



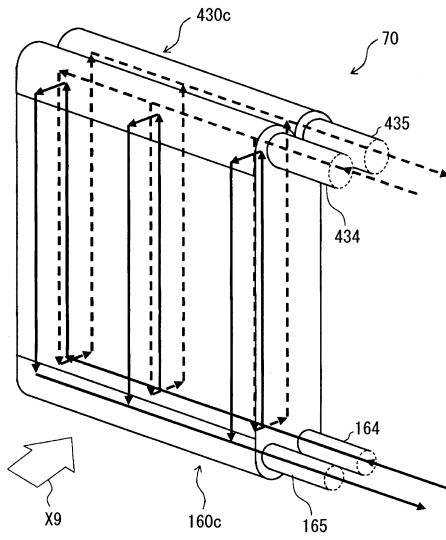
【図 4】



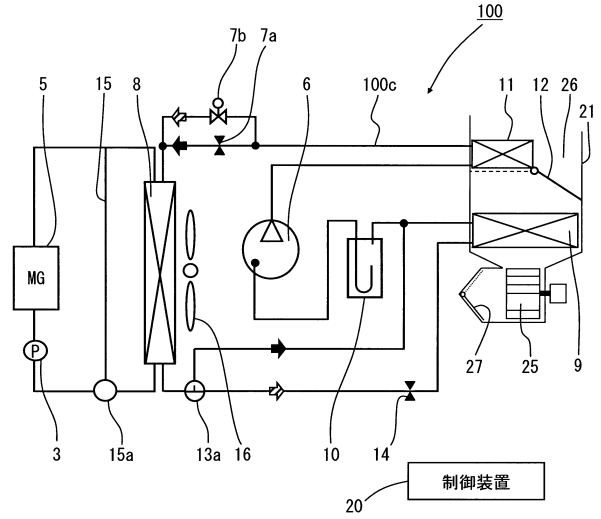
【図 1 1】



【図 1 2】



【図 1 3】



フロントページの続き

- (56)参考文献 米国特許第05289698 (US, A)
米国特許出願公開第2010/0025006 (US, A1)
欧州特許出願公開第02174810 (EP, A2)
米国特許出願公開第2007/0125514 (US, A1)
米国特許出願公開第2006/0137853 (US, A1)
特表2003-533395 (JP, A)
米国特許第06370903 (US, B1)
米国特許第06112543 (US, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
B60H 1/22
B60H 1/04
B60H 1/00