

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6870570号
(P6870570)

(45) 発行日 令和3年5月12日(2021.5.12)

(24) 登録日 令和3年4月19日(2021.4.19)

(51) Int.Cl.

F 1

B60H 1/22	(2006.01)	B 60 H	1/22	6 5 1 B
F25B 27/02	(2006.01)	B 60 H	1/22	6 7 1
F25B 30/02	(2006.01)	B 60 H	1/22	6 5 1 A
		F 25 B	27/02	R
		F 25 B	30/02	H

請求項の数 16 (全 49 頁)

(21) 出願番号

特願2017-207444 (P2017-207444)

(22) 出願日

平成29年10月26日(2017.10.26)

(65) 公開番号

特開2019-77398 (P2019-77398A)

(43) 公開日

令和1年5月23日(2019.5.23)

審査請求日

令和2年3月6日(2020.3.6)

(73) 特許権者 000004260

株式会社デンソー

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(74) 代理人 110001472

特許業務法人かいせい特許事務所

(72) 発明者 小佐々 鉄男

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 奈須 リサ

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】車両用熱管理システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

作動時に発熱を伴う車載機器(50～53)の排熱を熱源として熱交換対象流体を加熱可能なヒートポンプサイクル(2)と、

排熱用冷媒を介して前記排熱を外気に放熱させる排熱用冷媒循環回路(3)と、を備え、

前記ヒートポンプサイクルは、前記排熱によって加熱された加熱空気と前記ヒートポンプサイクルを循環するサイクル用冷媒とを熱交換させる排熱回収熱交換部(61a)を有し、

前記排熱用冷媒循環回路は、前記加熱空気と前記排熱用冷媒とを熱交換させる排出熱交換部(61c)を有し、

前記排熱回収熱交換部および前記排出熱交換部は、前記サイクル用冷媒と前記排熱用冷媒との間の熱移動が可能な複合型熱交換器(61)として一体的に構成されており、

前記複合型熱交換器は、前記サイクル用冷媒と前記加熱空気との熱交換を促進させるとともに、前記排熱用冷媒と前記加熱空気との熱交換を促進させる熱交換フィン(61b)を有し、

前記熱交換フィンは、前記サイクル用冷媒と前記排熱用冷媒との間の熱移動が可能となるように前記排熱回収熱交換部および前記排出熱交換部の双方に接觸している車両用熱管理システム。

【請求項2】

10

20

前記車載機器、および前記複合型熱交換器の少なくとも一部は、断熱構造を有する断熱筐体(4)の内部空間に配置されている請求項1に記載の車両用熱管理システム。

【請求項3】

さらに、前記内部空間に配置されて前記加熱空気を流通させるダクト(5)を備え、前記車載機器は、前記ダクト内に配置されている請求項2に記載の車両用熱管理システム。

【請求項4】

前記車載機器は、複数設けられており、
前記ダクトは、それぞれの前記車載機器の排熱によって加熱される空気を吸入する複数の吸入口(56a～56d)を有している請求項3に記載の車両用熱管理システム。 10

【請求項5】

前記車載機器は、複数設けられており、
前記ダクトは、空気を吸入する吸入口(56)を有し、
複数の前記車載機器は、予め設定された使用可能温度帯の最高温度が低いものから順に、前記吸入口の近くに配置されている請求項3に記載の車両用熱管理システム。

【請求項6】

作動時に発熱を伴う車載機器(50～53)の排熱を熱源として熱交換対象流体を加熱可能なヒートポンプサイクル(2)と、
排熱用冷媒を介して前記排熱を外気に放熱させる排熱用冷媒循環回路(3)と、を備え、
前記ヒートポンプサイクルは、前記排熱によって加熱された加熱空気と前記ヒートポンプサイクルを循環するサイクル用冷媒とを熱交換させる排熱回収熱交換部(61a)を有し、

前記排熱用冷媒循環回路は、前記加熱空気と前記排熱用冷媒とを熱交換させる排出熱交換部(61c)を有し、

前記排熱回収熱交換部および前記排出熱交換部は、前記サイクル用冷媒と前記排熱用冷媒との間の熱移動が可能な複合型熱交換器(61)として一体的に構成されており、

前記車載機器、および前記複合型熱交換器の少なくとも一部は、断熱構造を有する断熱筐体(4)の内部空間に配置されており、

さらに、前記内部空間に配置されて前記加熱空気を流通させるダクト(5)を備え、
前記車載機器は、前記ダクト内に配置されているとともに、複数設けられており、
前記ダクトは、それぞれの前記車載機器の排熱によって加熱される空気を吸入する複数の吸入口(56a～56d)を有している車両用熱管理システム。 30

【請求項7】

作動時に発熱を伴う車載機器(50～53)の排熱を熱源として熱交換対象流体を加熱可能なヒートポンプサイクル(2)と、
排熱用冷媒を介して前記排熱を外気に放熱させる排熱用冷媒循環回路(3)と、を備え、

前記ヒートポンプサイクルは、前記排熱によって加熱された加熱空気と前記ヒートポンプサイクルを循環するサイクル用冷媒とを熱交換させる排熱回収熱交換部(61a)を有し、 40

前記排熱用冷媒循環回路は、前記加熱空気と前記排熱用冷媒とを熱交換させる排出熱交換部(61c)を有し、

前記排熱回収熱交換部および前記排出熱交換部は、前記サイクル用冷媒と前記排熱用冷媒との間の熱移動が可能な複合型熱交換器(61)として一体的に構成されており、

前記車載機器、および前記複合型熱交換器の少なくとも一部は、断熱構造を有する断熱筐体(4)の内部空間に配置されており、

さらに、前記内部空間に配置されて前記加熱空気を流通させるダクト(5)を備え、
前記車載機器は、前記ダクト内に配置されているとともに、複数設けられており、
前記ダクトは、空気を吸入する吸入口(56)を有し、 50

複数の前記車載機器は、予め設定された使用可能温度帯の最高温度が低いものから順に
、前記吸入口の近くに配置されている車両用熱管理システム。

【請求項 8】

前記ヒートポンプサイクルは、前記サイクル用冷媒を外気と熱交換させて凝縮させる空調用室外熱交換器(20)を有し、

前記排熱用冷媒循環回路は、前記排出熱交換部にて気化させた前記排熱用冷媒を外気と熱交換させることによって凝縮させる熱廃棄室外熱交換器(63)を有し、

前記空調用室外熱交換器および前記熱廃棄室外熱交換器は、いずれも前記断熱筐体の外部に配置されている請求項6または7に記載の車両用熱管理システム。

【請求項 9】

前記空調用室外熱交換器および前記熱廃棄室外熱交換器は、前記外気の流れ方向に対し並列的に配置されている請求項8に記載の車両用熱管理システム。

【請求項 10】

前記排熱回収熱交換部へ流入する前記サイクル用冷媒は、液相状態あるいは気液二相状態であり、

前記ヒートポンプサイクルは、前記排熱回収熱交換部を流通する前記サイクル用冷媒の圧力を、前記加熱空気の温度に対応する前記サイクル用冷媒の飽和圧力よりも低くなるまで減圧させる回収用減圧部(17b、60)を有している請求項1ないし9のいずれか1つに記載の車両用熱管理システム。

【請求項 11】

前記排熱回収熱交換部は、前記サイクル用冷媒を流通させるサイクル用冷媒チューブ(72)を有し、

前記サイクル用冷媒チューブ内に形成される冷媒通路の最下流部を形成する下流側通路部(72d)は、前記サイクル用冷媒を下方側から上方側へ向かって流すように配置されており、

前記下流側通路部の少なくとも一部は、前記冷媒通路の他の部位よりも前記加熱空気流れの風上側に配置されている請求項1ないし10のいずれか1つに記載の車両用熱管理システム。

【請求項 12】

前記サイクル用冷媒チューブ内に形成される冷媒通路の通路断面積は、冷媒流れ下流側に向かって拡大している請求項11に記載の車両用熱管理システム。

【請求項 13】

前記サイクル用冷媒チューブ(72)は複数設けられており、

複数の前記サイクル用冷媒チューブのうち、前記排熱回収熱交換部内に形成された所定の空間から別の空間へ向かって同一方向に冷媒を流すチューブ群によって形成される冷媒流路をパスと定義したときに、

複数の前記サイクル用冷媒チューブは、複数の前記パスを形成しており、

前記パスを形成する前記サイクル用冷媒チューブ(72)の合計通路断面積は、冷媒流れ下流側に向かって拡大している請求項11に記載の車両用熱管理システム。

【請求項 14】

前記排出熱交換部は、前記排熱用冷媒を流通させる排熱用冷媒チューブ(75)を有し、

前記排熱用冷媒チューブは、下方側から上方側へ向かって前記排熱用冷媒が流れるように配置されている請求項1ないし13のいずれか1つに記載の車両用熱管理システム。

【請求項 15】

前記ヒートポンプサイクルは、前記サイクル用冷媒を前記排熱回収熱交換部へ流入させる冷媒回路と前記サイクル用冷媒を前記排熱回収熱交換部へ流入させない冷媒回路とを切り替える冷媒回路切替部(16a)を有している請求項1ないし14のいずれか1つに記載の車両用熱管理システム。

【請求項 16】

10

20

30

40

50

前記排熱用冷媒循環回路は、前記排熱用冷媒の循環を遮断する冷媒循環遮断部（65、68、69a）を有している請求項1ないし15のいずれか1つに記載の車両用熱管理システム。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両用熱管理システムに関するもので、電気自動車に用いて好適である。

【背景技術】

【0002】

従来、特許文献1に、車両走行用の駆動力を走行用電動モータから得る電気自動車に適用された車両用空調装置が開示されている。

10

【0003】

特許文献1の車両用空調装置は、車室内へ送風される送風空気の加熱あるいは冷却を行う冷凍サイクル装置を備えている。この冷凍サイクル装置は、冷媒回路を切替可能に構成されている。そして、特許文献1の冷凍サイクル装置は、外気から吸熱した熱を熱源として送風空気を加熱する暖房モード時に、いわゆるガスインジェクションサイクルを構成する冷媒回路に切り替えられる。

【0004】

ガスインジェクションサイクルは、圧縮機にて圧縮過程の冷媒にサイクル内で生成された中間圧気相冷媒を合流させるサイクル構成になっている。これにより、ガスインジェクションサイクルでは、圧縮機の圧縮効率を向上させて、サイクルの成績係数(COP)を向上させることができる。

20

【0005】

つまり、特許文献1の車両用空調装置では、低外気温時のように高い暖房能力が要求される暖房モードであっても、冷凍サイクル装置をガスインジェクションサイクルに切り替えることによって、空調のために消費される電気エネルギーの増加を抑制しようとしている。延いては、一回の充電当たりの電気自動車の走行距離が短くなってしまうことを抑制しようとしている。

【先行技術文献】

【特許文献】

30

【0006】

【特許文献1】特開2012-181005号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

ところで、電気自動車は、バッテリ、充電機、電力制御ユニット、走行用電動モータ等のように、作動時に発熱を伴う車載機器を備えている。しかしながら、特許文献1では、これらの車載機器の排熱を車室内の暖房等に有効に利用する点について記載されていない。換言すると、特許文献1には、車載機器の排熱を有効に利用可能な車両用熱管理システムについて開示されていない。

40

【0008】

本発明は、上記点に鑑み、作動時に発熱を伴う車載機器の排熱を有効に利用可能な車両用熱管理システム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】

【0009】

上記目的を達成するため、請求項1に記載の発明は、作動時に発熱を伴う車載機器(50~53)の排熱を熱源として熱交換対象流体を加熱可能なヒートポンプサイクル(2)と、排熱用冷媒を介して排熱を外気に放熱させる排熱用冷媒循環回路(3)と、を備え、

ヒートポンプサイクルは、排熱によって加熱された加熱空気とヒートポンプサイクルを循環するサイクル用冷媒とを熱交換させる排熱回収熱交換部(61a)を有し、排熱用冷

50

媒循環回路は、加熱空気と排熱用冷媒とを熱交換させる排出熱交換部(61c)を有し、
排熱回収熱交換部および排出熱交換部は、サイクル用冷媒と排熱用冷媒との間の熱移動
が可能な複合型熱交換器(61)として一体的に構成されており、

複合型熱交換器は、サイクル用冷媒と加熱空気との熱交換を促進させるとともに、排熱
用冷媒と加熱空気との熱交換を促進させる熱交換フィン(61b)を有し、

熱交換フィンは、サイクル用冷媒と排熱用冷媒との間の熱移動が可能となるように排熱
回収熱交換部および前記排出熱交換部の双方に接触している車両用熱管理システムである
。

【0010】

これによれば、ヒートポンプサイクル(2)が排熱回収熱交換部(61a)を有している
ので、車載機器(50～53)の排熱を、熱交換対象流体を加熱するための熱源として
利用することができる。さらに、排熱用冷媒循環回路(3)が排出熱交換部(61c)を
有しているので、車載機器(50～53)の排熱を、熱交換対象流体を加熱するための熱
源として利用する必要がない場合には、排熱を外気に放熱させることができる。
10

【0011】

また、排熱回収熱交換部(61a)および排出熱交換部(61c)が、サイクル用冷媒
と排熱用冷媒との間の熱移動が可能な複合型熱交換器(61)として一体的に構成されて
いる。従って、熱交換対象流体を加熱する際に、排熱用冷媒に蓄えられている排熱も熱源
として利用することができる。

【0012】

すなわち、本請求項に記載の発明によれば、作動時に発熱を伴う車載機器の排熱を有効
に利用可能な車両用熱管理システムを提供することができる。
20

また、請求項6に記載の発明は、作動時に発熱を伴う車載機器(50～53)の排熱を
熱源として熱交換対象流体を加熱可能なヒートポンプサイクル(2)と、排熱用冷媒を介
して排熱を外気に放熱させる排熱用冷媒循環回路(3)と、を備え、

ヒートポンプサイクルは、排熱によって加熱された加熱空気とヒートポンプサイクルを
循環するサイクル用冷媒とを熱交換させる排熱回収熱交換部(61a)を有し、排熱用冷
媒循環回路は、加熱空気と排熱用冷媒とを熱交換させる排出熱交換部(61c)を有し、

排熱回収熱交換部および排出熱交換部は、サイクル用冷媒と排熱用冷媒との間の熱移動
が可能な複合型熱交換器(61)として一体的に構成されており、
30

車載機器、および複合型熱交換器の少なくとも一部は、断熱構造を有する断熱筐体(4)
の内部空間に配置されており、

さらに、内部空間に配置されて加熱空気を流通させるダクト(5)を備え、

車載機器は、ダクト内に配置されているとともに、複数設けられており、ダクトは、そ
れぞれの車載機器の排熱によって加熱される空気を吸入する複数の吸入口(56a～56
d)を有している車両用熱管理システムである。

これによれば、請求項1に記載の発明と同様の効果を得ることができる。

また、請求項7に記載の発明は、作動時に発熱を伴う車載機器(50～53)の排熱を
熱源として熱交換対象流体を加熱可能なヒートポンプサイクル(2)と、排熱用冷媒を介
して排熱を外気に放熱させる排熱用冷媒循環回路(3)と、を備え、
40

ヒートポンプサイクルは、排熱によって加熱された加熱空気とヒートポンプサイクルを
循環するサイクル用冷媒とを熱交換させる排熱回収熱交換部(61a)を有し、排熱用冷
媒循環回路は、加熱空気と排熱用冷媒とを熱交換させる排出熱交換部(61c)を有し、

排熱回収熱交換部および排出熱交換部は、サイクル用冷媒と排熱用冷媒との間の熱移動
が可能な複合型熱交換器(61)として一体的に構成されており、

車載機器、および複合型熱交換器の少なくとも一部は、断熱構造を有する断熱筐体(4)
の内部空間に配置されており、

さらに、内部空間に配置されて加熱空気を流通させるダクト(5)を備え、

車載機器は、ダクト内に配置されているとともに、複数設けられており、ダクトは、空
気を吸入する吸入口(56)を有し、複数の車載機器は、予め設定された使用可能温度帯
50

の最高温度が低いものから順に、吸入口の近くに配置されている車両用熱管理システムである。

これによれば、請求項1に記載の発明と同様の効果を得ることができる。

【0013】

なお、この欄および特許請求の範囲に記載した各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を示す一例である。

【図面の簡単な説明】

【0014】

【図1】第1実施形態の車両用熱管理システムの全体構成図である。

【図2】第1実施形態のヒートポンプサイクルの全体構成図である。

10

【図3】第1実施形態の複合型熱交換器の外観斜視図である。

【図4】第1実施形態の複合型熱交換器の分解斜視図である。

【図5】第1実施形態の複合型熱交換器のサイクル用冷媒チューブの拡大外観斜視図である。

【図6】第1実施形態の複合型熱交換器のサイクル用冷媒チューブの拡大分解斜視図である。

【図7】第1実施形態の複合型熱交換器の排熱用冷媒チューブの拡大外観斜視図である。

【図8】第1実施形態の複合型熱交換器の排熱用冷媒チューブの拡大分解斜視図である。

【図9】第1実施形態の複合型熱交換器の熱交換フィンの拡大外観斜視図である。

【図10】第1実施形態の複合型熱交換器の積層構造を説明するための説明図である。

20

【図11】第1実施形態の車両用熱管理システムの配置態様を説明するための説明図である。

【図12】第1実施形態の車両用熱管理システムの電気制御部を示すブロック図である。

【図13】第1実施形態の車両用熱管理システムの制御フローの概略を示す説明図である。

【図14】第1実施形態のヒートポンプサイクルにおける第2暖房モード時の冷媒の状態の変化を示す模式的なモリエル線図である。

【図15】第2実施形態の車両用熱管理システムの配置態様を説明するための説明図である。

【図16】第3実施形態の車両用熱管理システムの配置態様を説明するための説明図である。

30

【図17】第4実施形態の車両用熱管理システムの全体構成図である。

【図18】第5実施形態の車両用熱管理システムの全体構成図である。

【図19】第6実施形態のヒートポンプサイクルの全体構成図である。

【図20】第7実施形態の車両用熱管理システムの全体構成図である。

【図21】第8実施形態の車両用熱管理システムの全体構成図である。

【図22】第9実施形態の複合型熱交換器のサイクル用冷媒チューブの拡大分解斜視図である。

【図23】第10実施形態の複合型熱交換器のサイクル用冷媒チューブの拡大分解斜視図である。

40

【図24】第11実施形態の複合型熱交換器の分解斜視図である。

【発明を実施するための形態】

【0015】

(第1実施形態)

図1～図14を用いて、本発明の第1実施形態について説明する。本実施形態では、本発明に係る車両用熱管理システム1を、走行用の駆動力を走行用電動モータ53から得る電気自動車に適用している。車両用熱管理システム1は、電気自動車において、車室内の空調を行う機能を果たすとともに、作動時に発熱を伴う各種の車載機器の排熱を外気に放熱させる機能を果たす。

【0016】

50

車両用熱管理システム1は、車室内の空調を行う空調用の運転モードとして、冷房モード、除湿暖房モード、第1暖房モード、第2暖房モードを切り替えることができる。

【0017】

冷房モードは、送風空気を冷却して車室内へ吹き出す運転モードである。除湿暖房モードは、冷却して除湿された送風空気を再加熱して車室内へ吹き出す運転モードである。第1暖房モードは、送風空気を加熱して車室内へ吹き出す運転モードである。第2暖房モードは、第1暖房モードよりも高い加熱能力で、送風空気を加熱して車室内へ吹き出す運転モードである。

【0018】

車両用熱管理システム1は、図1に示すように、ヒートポンプサイクル2、排熱用冷媒循環回路3、断熱筐体4、ダクト5、室内空調ユニット30等を備えている。なお、図1では、図示の明確化のために、ヒートポンプサイクル2の一部の構成機器の図示を省略している。

10

【0019】

ヒートポンプサイクル2は、空調対象空間である車室内へ送風される送風空気の温度を調整する蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置である。従って、本実施形態の車両用熱管理システム1の熱交換対象流体は、送風空気である。ヒートポンプサイクル2は、上述した車両用熱管理システム1の空調用の運転モードに応じて冷媒回路を切り替えることができる。

【0020】

ヒートポンプサイクル2では、冷媒としてHFC系冷媒（具体的には、R134a）を採用しており、高圧側冷媒圧力が冷媒の臨界圧力を超えない亜臨界冷凍サイクルを構成している。以下の説明では、説明の明確化のために、ヒートポンプサイクル2を循環する冷媒をサイクル用冷媒と記載する。

20

【0021】

さらに、サイクル用冷媒には、圧縮機11を潤滑するための冷凍機油が混入されており、冷凍機油の一部はサイクル用冷媒とともにサイクルを循環している。

【0022】

次に、図2を用いて、ヒートポンプサイクル2の詳細構成を説明する。圧縮機11は、ヒートポンプサイクル2において、サイクル用冷媒を圧縮して吐出する二段昇圧式の電動圧縮機である。圧縮機11は、その外殻を形成するハウジングの内部に、低段側圧縮機構と高段側圧縮機構との2つの圧縮機構、および双方の圧縮機構を回転駆動する電動モータを収容して構成されたものである。圧縮機11は、後述する制御装置90から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

30

【0023】

圧縮機11には、吸入ポート11a、中間圧ポート11b、吐出ポート11cが設けられている。吸入ポート11aは、ハウジングの外部から低段側圧縮機構へ低圧のサイクル用冷媒を吸入するための吸入口である。吐出ポート11cは、高段側圧縮機構から吐出された高圧のサイクル用冷媒をハウジングの外部へ吐出させる吐出口である。

【0024】

中間圧ポート11bは、ハウジングの外部から中間圧のサイクル用冷媒を流入させて、低圧から高圧へ圧縮過程のサイクル用冷媒に合流させるための中間圧吸入口である。つまり、中間圧ポート11bは、ハウジングの内部で低段側圧縮機構の吐出口側および高段側圧縮機構の吸入口側に接続されている。

40

【0025】

圧縮機11の吐出ポート11cには、室内凝縮器12の冷媒入口側が接続されている。室内凝縮器12は、後述する室内空調ユニット30のケーシング31内に配置されている。室内凝縮器12は、少なくとも暖房モード時および除湿暖房モード時に内部を流通する高圧のサイクル用冷媒と、後述する室内蒸発器23を通過した送風空気とを熱交換させて、送風空気を加熱する加熱用熱交換器である。

【0026】

50

室内凝縮器 12 の冷媒出口側には、高段側膨張弁 13 の入口側が接続されている。高段側膨張弁 13 は、室内凝縮器 12 から流出した高圧のサイクル用冷媒を中間圧となるまで減圧させるものである。より具体的には、高段側膨張弁 13 は、変位することによって絞り通路面積を変化させる弁体と、この弁体を変位させる電動アクチュエータ（具体的には、ステッピングモータ）とを有して構成される電気式の可変絞り機構である。

【0027】

さらに、ヒートポンプサイクル 2 では、後述するように、冷房用膨張弁 22 を備えている。冷房用膨張弁 22 の基本的構成は、高段側膨張弁 13 と同様である。高段側膨張弁 13 および冷房用膨張弁 22 は、弁開度を全開にすることで流量調整作用および冷媒減圧作用を殆ど発揮することなく単なる冷媒通路として機能する全開機能、および弁開度を全閉にすることで冷媒通路を閉塞する全閉機能を有している。10

【0028】

高段側膨張弁 13 および冷房用膨張弁 22 は、この全開機能および全閉機能によって、上述した各運転モードに応じた冷媒回路を切り替える。つまり、高段側膨張弁 13 および冷房用膨張弁 22 は、ヒートポンプサイクル 2 の冷媒回路切替部としての機能を兼ね備えている。高段側膨張弁 13 および冷房用膨張弁 22 は、制御装置 90 から出力される制御信号（具体的には、制御パルス）によって、その作動が制御される。

【0029】

高段側膨張弁 13 の出口側には、気液分離器 14 の流入ポート 14a が接続されている。気液分離器 14 は、高段側膨張弁 13 から流出したサイクル用冷媒の気液を分離する気液分離部である。本実施形態では、気液分離器 14 として、遠心力の作用によって冷媒の気液を分離する遠心分離方式のものであって、分離された冷媒を殆ど内部に蓄えることなく外部へ流出させる比較的内容積の小さいものを採用している。20

【0030】

気液分離器 14 には、分離された気相冷媒を流出させる気相流出ポート 14b、分離された液相冷媒を流出させる第 1 液相流出ポート 14c および第 2 液相流出ポート 14d が設けられている。

【0031】

気相流出ポート 14b には、中間圧気相冷媒通路 15a が接続されている。中間圧気相冷媒通路 15a には、中間圧固定絞り 17b が配置されている。中間圧固定絞り 17b は、中間圧気相冷媒通路 15a を流通するサイクル用冷媒を減圧させる減圧部であるとともに、この冷媒の流量を調整する流量調整部である。このような中間圧固定絞り 17b としては、オリフィス、キャピラリチューブ等を採用することができる。30

【0032】

第 1 液相流出ポート 14c には、中間圧液相冷媒通路 15b が接続されている。中間圧液相冷媒通路 15b には、回収用膨張弁 60 が配置されている。

【0033】

回収用膨張弁 60 は、後述する複合型熱交換器 61 の排熱回収熱交換部 61a の出口側のサイクル用冷媒（すなわち、圧縮機 11 の中間圧ポート 11b へ流入するサイクル用冷媒）の過熱度が予め定めた基準過熱度に近づくように絞り開度を変化させる可変絞り機構である。40

【0034】

このような回収用膨張弁 60 としては、排熱回収熱交換部 61a の出口側のサイクル用冷媒の温度および圧力に応じて変形する変形部材（具体的には、ダイヤフラム）を有する感温部と、変形部材の変形に連動して絞り開度を変化させる機械的機構とを備える温度式膨張弁を採用することができる。

【0035】

複合型熱交換器 61 の排熱回収熱交換部 61a は、第 2 暖房モード時に、内部を流通するサイクル用冷媒と、車載機器 50 ~ 53 の排熱によって加熱された加熱空気とを熱交換させる熱交換部である。複合型熱交換器 61 の詳細構成については後述する。50

【 0 0 3 6 】

中間圧気相冷媒通路 1 5 a の出口側および中間圧液相冷媒通路 1 5 b の出口側には、合流部 1 5 c が接続されている。合流部 1 5 c は、中間圧気相冷媒通路 1 5 a から流出したサイクル用冷媒の流れと中間圧液相冷媒通路 1 5 b から流出したサイクル用冷媒の流れとを合流させるものである。

【 0 0 3 7 】

合流部 1 5 c は、互いに連通する 3 つの流入出口を有する三方継手構造のものである。そして、合流部 1 5 c では、3 つの流入出口のうち 2 つを冷媒流入口とし、残りの 1 つを冷媒流出口としている。

【 0 0 3 8 】

合流部 1 5 c の冷媒流出口には、入口側中間圧冷媒通路 1 5 d が接続されている。入口側中間圧冷媒通路 1 5 d には、回収用開閉弁 1 6 a が配置されている。回収用開閉弁 1 6 a は、入口側中間圧冷媒通路 1 5 d に配置されて、入口側中間圧冷媒通路 1 5 d を開閉する電磁弁である。回収用開閉弁 1 6 a は、制御装置 9 0 から出力される制御電圧によって、その作動が制御される。

【 0 0 3 9 】

ここで、前述の如く、回収用膨張弁 6 0 では、排熱回収熱交換部 6 1 a の出口側のサイクル用冷媒の過熱度が基準過熱度に近づくように絞り開度を変化させる。このため、入口側中間圧冷媒通路 1 5 d を流通するサイクル用冷媒は、液相状態あるいは比較的乾き度の低い気液二相状態となる。従って、回収用開閉弁 1 6 a は、液相状態あるいは気液二相状態のサイクル用冷媒が流通する冷媒通路に配置されている。

【 0 0 4 0 】

さらに、ヒートポンプサイクル 2 では、後述するように、低圧側開閉弁 1 6 b および冷房用開閉弁 1 6 c を備えている。低圧側開閉弁 1 6 b および冷房用開閉弁 1 6 c の基本的構成は、回収用開閉弁 1 6 a と同様である。

【 0 0 4 1 】

そして、回収用開閉弁 1 6 a 、低圧側開閉弁 1 6 b 、および冷房用開閉弁 1 6 c は、冷媒通路を開閉することによって、上述した各運転モードに応じた冷媒回路を切り替える。つまり、回収用開閉弁 1 6 a 、低圧側開閉弁 1 6 b 、および冷房用開閉弁 1 6 c は、高段側膨張弁 1 3 および冷房用膨張弁 2 2 とともに、ヒートポンプサイクル 2 の冷媒回路切替部としての機能を果たす。

【 0 0 4 2 】

これらの冷媒回路切替部のうち、回収用開閉弁 1 6 a は、サイクル用冷媒を排熱回収熱交換部 6 1 a へ流入させる冷媒回路とサイクル用冷媒を排熱回収熱交換部 6 1 a へ流入させない冷媒回路とを切り替えるため冷媒回路切替部である。

【 0 0 4 3 】

入口側中間圧冷媒通路 1 5 d の出口側には、排熱回収熱交換部 6 1 a の冷媒入口側が接続されている。さらに、排熱回収熱交換部 6 1 a の冷媒出口には、出口側中間圧冷媒通路 1 5 e を介して、圧縮機 1 1 の中間圧ポート 1 1 b 側が接続されている。

【 0 0 4 4 】

また、気液分離器 1 4 の第 2 液相流出ポート 1 4 d には、低段側固定絞り 1 7 a を介して、空調用室外熱交換器 2 0 の冷媒入口側が接続されている。低段側固定絞り 1 7 a は、第 2 液相流出ポート 1 4 d から流出したサイクル用冷媒を減圧させる減圧部であるとともに、この冷媒の流量を調整する流量調整部である。低段側固定絞り 1 7 a の基本的構成は、中間圧固定絞り 1 7 b と同様である。

【 0 0 4 5 】

さらに、第 2 液相流出ポート 1 4 d には、気液分離器 1 4 にて分離された液相のサイクル用冷媒を、低段側固定絞り 1 7 a を迂回させて空調用室外熱交換器 2 0 の冷媒入口側へ導く固定絞り迂回通路 1 8 が接続されている。固定絞り迂回通路 1 8 には、固定絞り迂回通路 1 8 を開閉する低圧側開閉弁 1 6 b が配置されている。

10

20

30

40

50

【 0 0 4 6 】

ここで、第2液相流出ポート14dから流出したサイクル用冷媒が低圧側開閉弁16bを通過する際に生じる圧力損失は、サイクル用冷媒が低段側固定絞り17aを通過する際に生じる圧力損失に対して極めて小さい。

【 0 0 4 7 】

従って、制御装置90が低圧側開閉弁16bを開いた際には、第2液相流出ポート14dから流出したサイクル用冷媒のほぼ全流量が、固定絞り迂回通路18を介して空調用室外熱交換器20へ流入する。一方、制御装置90が低圧側開閉弁16bを閉じた際には、第2液相流出ポート14dから流出したサイクル用冷媒は、低段側固定絞り17aにて減圧されて空調用室外熱交換器20へ流入する。

10

【 0 0 4 8 】

空調用室外熱交換器20は、内部を流通するサイクル用冷媒と外気ファン21から送風された外気とを熱交換させる熱交換器である。空調用室外熱交換器20は、少なくとも冷房モード時には、高圧のサイクル用冷媒を放熱させる放熱器として機能し、少なくとも第1暖房モード時および第2暖房モード時には、低圧のサイクル用冷媒を蒸発させる蒸発器として機能する熱交換器である。

【 0 0 4 9 】

外気ファン21は、空調用室外熱交換器20へ向けて外気を送風する電動送風機である。外気ファン21は、制御装置90から出力される制御電圧によって、回転数（すなわち、送風能力）が制御される。外気ファン21は、空調用室外熱交換器20へ外気を送ることができれば、吸込方式のものであってもよいし、吹出方式のものであってもよい。

20

【 0 0 5 0 】

空調用室外熱交換器20の冷媒出口には、冷房用膨張弁22を介して、室内蒸発器23の冷媒入口側が接続されている。冷房用膨張弁22は、少なくとも冷房モード時に、空調用室外熱交換器20から流出したサイクル用冷媒を低圧となるまで減圧させる電気式の可変絞り機構である。

【 0 0 5 1 】

室内蒸発器23は、室内空調ユニット30のケーシング31内であって、室内凝縮器12の送風空気流れ上流側に配置されている。室内蒸発器23は、少なくとも冷房モード時および除湿暖房モードに、内部を流通する低圧のサイクル用冷媒と空調用送風機32から送風された送風空気とを熱交換させ、サイクル用冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮することによって、送風空気を冷却する冷却用熱交換器である。

30

【 0 0 5 2 】

室内蒸発器23の冷媒出口には、アキュムレータ24の入口側が接続されている。アキュムレータ24は、内部に流入したサイクル用冷媒の気液を分離して、サイクルの余剰冷媒を液相冷媒として蓄える低圧側気液分離器である。アキュムレータ24の気相冷媒出口には、圧縮機11の吸入ポート11aが接続されている。

【 0 0 5 3 】

さらに、空調用室外熱交換器20のサイクル用冷媒の出口には、空調用室外熱交換器20から流出したサイクル用冷媒を、冷房用膨張弁22および室内蒸発器23を迂回させて、アキュムレータ24の入口側へ導く蒸発器迂回通路25が接続されている。蒸発器迂回通路25には、蒸発器迂回通路25を開閉する冷房用開閉弁16cが配置されている。

40

【 0 0 5 4 】

次に、排熱用冷媒循環回路3について説明する。排熱用冷媒循環回路3は、車載機器50～53の排熱を外気に放熱させるためのサーモサイフォンである。排熱用冷媒循環回路3では、冷媒としてヒートポンプサイクル2を循環する冷媒と同種の冷媒（本実施形態では、R134a）を採用している。以下の説明では、説明の明確化のために、排熱用冷媒循環回路3を循環する冷媒を排熱用冷媒と記載する。

【 0 0 5 5 】

サーモサイフォンは、高温の空気中に配置されて冷媒を蒸発させる蒸発用熱交換部と、

50

低温の空気中に配置されて冷媒を凝縮させる凝縮用熱交換部とを有し、これらの熱交換部同士を閉ループ状に（すなわち、環状に）接続することによって構成される。そして、高温の空気と低温の空気との温度差によって回路内の冷媒に比重差を生じさせ、重力の作用によって冷媒を自然循環させて、冷媒とともに熱を移送する熱移送回路である。

【0056】

排熱用冷媒循環回路3は、図1に示すように、複合型熱交換器61の排出熱交換部61c、熱廃棄室外熱交換器63、排熱用開閉弁65等を有している。

【0057】

排出熱交換部61cは、内部を流通する液相状態あるいは気液二相状態の排熱用冷媒と、車載機器50～53の排熱によって加熱された加熱空気とを熱交換させて、排熱用冷媒を蒸発させる蒸発用熱交換部である。つまり、排出熱交換部61cは、加熱空気を介して、排熱用冷媒に車載機器50～53の排熱を吸熱させる熱交換部である。10

【0058】

熱廃棄室外熱交換器63は、内部を流通する気相状態の排熱用冷媒と、外気ファン67から送風された外気とを熱交換させて、排熱用冷媒を凝縮させる凝縮用熱交換部である。つまり、熱廃棄室外熱交換器63は、排熱用冷媒が吸熱した車載機器50～53の排熱を外気に放熱させる熱交換部である。

【0059】

外気ファン67は、熱廃棄室外熱交換器63へ向けて外気を送風する電動送風機である。外気ファン67は、制御装置90から出力される制御電圧によって、回転数（すなわち、送風能力）が制御される。外気ファン67の基本的構成は、空調用室外熱交換器20へ向けて外気を送風する外気ファン21と同様である。20

【0060】

排出熱交換部61cおよび熱廃棄室外熱交換器63は、気相用冷媒配管62および液相用冷媒配管64によって接続されている。気相用冷媒配管62は、排出熱交換部61cの冷媒出口側と熱廃棄室外熱交換器63の冷媒入口側とを接続する冷媒配管である。液相用冷媒配管64は、熱廃棄室外熱交換器63の冷媒出口側と排出熱交換部61cの冷媒入口側とを接続する冷媒配管である。

【0061】

液相用冷媒配管64は、気相用冷媒配管62よりも下方側に配置されている。このため、廃棄熱室外熱交換器63にて凝縮した液相状態の排熱用冷媒は、重力の作用によって下方側に配置された液相用冷媒配管64へ流出する。30

【0062】

排熱用開閉弁65は、液相用冷媒配管64を開閉することによって排熱用冷媒の循環を遮断する冷媒循環遮断部である。従って、排熱用開閉弁65は、液相状態あるいは気液二相状態の冷媒が流通する冷媒通路に配置されている。排熱用開閉弁65は、制御装置90から出力される制御電圧によって、その作動が制御される電磁弁である。

【0063】

次に、図3～図10を用いて、複合型熱交換器61の詳細構成について説明する。なお、各図面における上下の各矢印は、車両用熱管理システム1を電気自動車に搭載した状態における上下の各方向を示している。40

【0064】

複合型熱交換器61は、ヒートポンプサイクル2にてサイクル用冷媒と加熱空気とを熱交換させる排熱回収熱交換部61aと、排熱用冷媒循環回路3にて排熱用冷媒と加熱空気とを熱交換させる排出熱交換部61cとを一体的に構成した熱交換器である。複合型熱交換器61は、サイクル用冷媒と排熱用冷媒との間の熱移動が可能に構成されている。

【0065】

複合型熱交換器61の排熱回収熱交換部61aおよび排出熱交換部61cは、いわゆるタンクアンドチューブ型の熱交換器構造になっている。

【0066】

10

20

30

40

50

ここで、冷媒と空気とを熱交換させるタンクアンドチューブ型の熱交換器は、冷媒を流通させる複数の冷媒チューブ、複数の冷媒チューブを流通する冷媒の分配あるいは集合を行うための空間を形成する冷媒タンク等を有している。そして、一定方向に互いに間隔を開けて積層配置された冷媒チューブを流通する冷媒と、隣り合う冷媒チューブ間に形成された空気通路を流通する空気とを熱交換させる構造になっている。

【0067】

このため、排熱回収熱交換部 61a は、図 3、図 4 に示すように、風下側サイクル用冷媒タンク 70、風上側サイクル用冷媒タンク 71、複数のサイクル用冷媒チューブ 72 等を有している。

【0068】

複数のサイクル用冷媒チューブ 72 は、サイクル用冷媒を流通させる冷媒通路を形成する冷媒チューブである。複数のサイクル用冷媒チューブ 72 は、一定方向に互いに間隔を開けて積層配置されている。

【0069】

サイクル用冷媒チューブ 72 は、図 5、図 6 に示すように、板面に凹凸部が形成された一対の金属製の板状部材（本実施形態では、第 1 板状部材 72a および第 2 板状部材 72b）を張り合わせることによって形成された、いわゆるプレートチューブである。サイクル用冷媒チューブ 72 の内部には、上下方向に延びる断面扁平形状の冷媒通路が、加熱空気の流れ方向に沿って 2 列に設けられている。

【0070】

ここで、本実施形態では、図 5 に示すように、サイクル用冷媒チューブ 72 の内部に形成される冷媒通路のうち、最上流部を形成して、サイクル用冷媒を上方側から下方側へ流す部位を上流側通路部 72c とする。また、サイクル用冷媒チューブ 72 の内部に形成される冷媒通路のうち、最下流部を形成して、サイクル用冷媒を下方側から上方側へ流す部位を下流側通路部 72d とする。

【0071】

上流側通路部 72c と下流側通路部 72d は、下方側で連通している。下流側通路部 72d は、上流側通路部 72c よりも、加熱空気の流れ方向風上側に配置されている。

【0072】

また、上流側通路部 72c および下流側通路部 72d の内部には、インナープレート 72e が配置されている。インナープレート 72e は、断面が方形波状に折り曲げられた金属製の板状部材である。インナープレート 72e は、サイクル用冷媒が上流側通路部 72c および下流側通路部 72d 内を均等に流れるように冷媒通路を複数の細管通路に区画するとともに、サイクル用冷媒チューブ 72 の強度を向上させる機能を果たす。

【0073】

また、図 3、図 4 に示す風下側サイクル用冷媒タンク 70 は、複数のサイクル用冷媒チューブ 72 に対して冷媒を分配する分配空間を形成する金属製の有底筒状部材である。風下側サイクル用冷媒タンク 70 は、サイクル用冷媒チューブ 72 の積層方向に延びる形状に形成されている。

【0074】

風下側サイクル用冷媒タンク 70 の長手方向一端部に形成された冷媒入口 70a には、回収用開閉弁 16a の出口側が接続されている。さらに、風下側サイクル用冷媒タンク 70 は、サイクル用冷媒チューブ 72 の上流側通路部 72c の上方側に形成される冷媒入口部に接続されている。

【0075】

風上側サイクル用冷媒タンク 71 は、複数のサイクル用冷媒チューブ 72 から流出した冷媒を集合させる集合空間を形成する金属製の有底筒状部材である。風上側サイクル用冷媒タンク 71 は、サイクル用冷媒チューブ 72 の積層方向に延びる形状に形成されている。

【0076】

10

20

30

40

50

風上側サイクル用冷媒タンク 7 1 は、サイクル用冷媒チューブ 7 2 の下流側通路部 7 2 d の上方側に形成される冷媒出口部に接続されている。さらに、風上側サイクル用冷媒タンク 7 1 の長手方向一端部に形成された冷媒出口 7 1 a には、圧縮機 1 1 の中間圧ポート 1 1 b 側が接続されている。

【 0 0 7 7 】

従って、排熱回収熱交換部 6 1 a では、風下側サイクル用冷媒タンク 7 0 にて分配されたサイクル用冷媒が、各サイクル用冷媒チューブ 7 2 の上流側通路部 7 2 c へ流入する。上流側通路部 7 2 c へ流入したサイクル用冷媒は、上方側から下方側へ流れる。上流側通路部 7 2 c を流通したサイクル用冷媒は、サイクル用冷媒チューブ 7 2 の下方側で流れ方向を転向させて（すなわち、U ターンさせて）、下流側通路部 7 2 d へ流入する。

10

【 0 0 7 8 】

下流側通路部 7 2 d へ流入したサイクル用冷媒は、下流側通路部 7 2 d を下方側から上方側へ流れる。下流側通路部 7 2 d から流出したサイクル用冷媒は、風上側サイクル用冷媒タンク 7 1 内に集合する。排熱回収熱交換部 6 1 a では、そして、サイクル用冷媒が上流側通路部 7 2 c および下流側通路部 7 2 d を通過する際に、サイクル用冷媒チューブ 7 2 の外部を流通する加熱空気と熱交換する。

【 0 0 7 9 】

一方、排出熱交換部 6 1 c は、図 3、図 4 に示すように、入口側排熱用冷媒タンク 7 3 、出口側排熱用冷媒タンク 7 4 、複数の排熱用冷媒チューブ 7 5 等を有している。

20

【 0 0 8 0 】

複数の排熱用冷媒チューブ 7 5 は、排熱用冷媒を流通させる冷媒通路を形成する冷媒チューブである。複数の排熱用冷媒チューブ 7 5 は、サイクル用冷媒チューブ 7 2 と同じ方向に互いに間隔を開けて積層配置されている。

【 0 0 8 1 】

より詳細には、サイクル用冷媒チューブ 7 2 と排熱用冷媒チューブ 7 5 は、交互に積層配置されている。従って、複合型熱交換器 6 1 における加熱空気の空気通路は、隣り合うサイクル用冷媒チューブ 7 2 と排熱用冷媒チューブ 7 5 との間に形成される。

【 0 0 8 2 】

排熱用冷媒チューブ 7 5 は、サイクル用冷媒チューブ 7 2 と同様のプレートチューブである。排熱用冷媒チューブ 7 5 は、図 7、8 に示すように、板面に凹凸部が形成された一对の金属製の板状部材（本実施形態では、第 1 板状部材 7 5 a および第 2 板状部材 7 5 b ）を張り合わせることによって形成されている。

30

【 0 0 8 3 】

排熱用冷媒チューブ 7 5 の内部には、図 7 に示すように、上下方向に延びる断面扁平形状の冷媒通路 7 5 c が形成されている。この冷媒通路 7 5 c は、排熱用冷媒を下方側から上方側へ流すように形成されている。排熱用冷媒チューブ 7 5 の内部に形成される冷媒通路には、サイクル用冷媒チューブ 7 2 と同様のインナープレート 7 5 e が配置されている。

【 0 0 8 4 】

また、図 3、図 4 に示す入口側排熱用冷媒タンク 7 3 は、複数の排熱用冷媒チューブ 7 5 に対して冷媒を分配する分配空間を形成する金属製の有底筒状部材である。入口側排熱用冷媒タンク 7 3 は、サイクル用冷媒チューブ 7 2 および排熱用冷媒チューブ 7 5 の積層方向に延びる形状に形成されている。

40

【 0 0 8 5 】

入口側排熱用冷媒タンク 7 3 の長手方向一端部に形成された冷媒入口には、排熱用開閉弁 6 5 の出口側が接続されている。さらに、入口側排熱用冷媒タンク 7 3 は、排熱用冷媒チューブ 7 5 の下方側に形成される冷媒入口部に接続されている。

【 0 0 8 6 】

出口側排熱用冷媒タンク 7 4 は、複数の排熱用冷媒チューブ 7 5 から流出した冷媒を集合させる集合空間を形成する金属製の有底筒状部材である。出口側排熱用冷媒タンク 7 4

50

は、サイクル用冷媒チューブ 7 2 および排熱用冷媒チューブ 7 5 の積層方向に延びる形状に形成されている。

【0087】

出口側排熱用冷媒タンク 7 4 は、複数の排熱用冷媒チューブ 7 5 の上方側に設けられた冷媒出口部に接続されている。さらに、出口側排熱用冷媒タンク 7 4 の長手方向一端部に形成された冷媒出口には、熱廃棄室外熱交換器 6 3 の冷媒入口側に接続されている。

【0088】

従って、排出熱交換部 6 1 c では、入口側排熱用冷媒タンク 7 3 にて分配された排熱用冷媒が、各排熱用冷媒チューブ 7 5 の冷媒通路 7 5 c へ流入して下方側から上方側へ流れ 10 る。冷媒通路 7 5 c から流出した排熱用冷媒は、出口側排熱用冷媒タンク 7 4 に集合する。そして、排出熱交換部 6 1 c では、排熱用冷媒が冷媒通路 7 5 c を通過する際に、排熱用冷媒チューブ 7 5 の外部を流通する加熱空気と熱交換する。

【0089】

また、複合型熱交換器 6 1 では、サイクル用冷媒チューブ 7 2 と排熱用冷媒チューブ 7 5との間に形成される空気通路に、図 9 に示す熱交換フィン 6 1 b を配置している。熱交換フィン 6 1 b は、排熱回収熱交換部 6 1 a におけるサイクル用冷媒と加熱空気との熱交換を促進させるとともに、排出熱交換部 6 1 c における排熱用冷媒と加熱空気との熱交換を促進させる部材である。

【0090】

熱交換フィン 6 1 b は、薄板状金属を波状に曲げ成形したコルゲートフィンである。熱交換フィン 6 1 b には鎧窓状のルーバ 7 6 が形成されている。ルーバ 7 6 は、熱交換フィン 6 1 b の平面部の一部を切り起こすことによって形成されている。ルーバ 7 6 は、空気通路を流通する加熱空気の流れを蛇行させて温度境界層の成長を抑制することによって、熱伝達率を向上させるものである。 20

【0091】

そして、複合型熱交換器 6 1 では、熱交換フィン 6 1 b が、サイクル用冷媒チューブ 7 2 および排熱用冷媒チューブ 7 5 の双方にろう付け接合されて、双方に接触していることによって、熱交換フィン 6 1 b を介して、サイクル用冷媒と排熱用冷媒との間の熱移動が可能となっている。

【0092】

さらに、本実施形態の複合型熱交換器 6 1 では、図 10 に示すように、積層方向両端部を除くと、...熱交換フィン 6 1 b サイクル用冷媒チューブ 7 2 熱交換フィン 6 1 b 排熱用冷媒チューブ 7 5 ...の順が繰り返されるように、サイクル用冷媒チューブ 7 2 、排熱用冷媒チューブ 7 5 および熱交換フィン 6 1 b が規則的に積層配置されている。 30

【0093】

換言すると、本実施形態の複合型熱交換器 6 1 では、積層方向両端部に配置されるものを除くサイクル用冷媒チューブ 7 2 の積層方向両側に熱交換フィン 6 1 b が配置され、かつ、積層方向両端部に配置されるものを除く排熱用冷媒チューブ 7 5 の積層方向両側に熱交換フィン 6 1 b が配置されるように、サイクル用冷媒チューブ 7 2 、排熱用冷媒チューブ 7 5 および熱交換フィン 6 1 b が規則的に積層配置されている。 40

【0094】

また、複合型熱交換器 6 1 では、図 3 、図 4 に示すように、サイクル用冷媒チューブ 7 2 、排熱用冷媒チューブ 7 5 、および熱交換フィン 6 1 b の積層方向両端部には、複合型熱交換器 6 1 全体としての強度を向上させる補強部材としての金属製のサイドプレート 7 7 が配置されている。

【0095】

上述した複合型熱交換器 6 1 の各構成部品は、いずれも伝熱性に優れる同種の金属（本実施形態では、アルミニウム合金）で形成されている。そして、複合型熱交換器 6 1 は、これらの各構成部材が、ろう付け接合にて一体化されることによって製造される。

【0096】

10

20

30

40

50

次に、ダクト5について説明する。ダクト5は、車載機器50～53の排熱によって加熱された加熱空気を集合させて、車載機器50～53側から複合型熱交換器61の熱交換フィン61bが配置された空気通路側へ導く加熱空気用通路を形成するものである。ダクト5は、絶縁体である樹脂にて形成されている。

【0097】

ダクト5内の加熱空気用通路には、車載機器50～53、および循環用送風機55が配置されている。本実施形態では、車載機器として、バッテリ50、充電発電機51、電力制御ユニット52、走行用電動モータ53が配置されている。つまり、本実施形態の車載機器は、電気自動車に搭載され、電力が供給されることによって作動し、作動時に発熱を伴う電気式の車載機器である。

10

【0098】

バッテリ50は、充放電が可能な二次電池である。本実施形態では、バッテリ50としてリチウムイオン電池を採用している。バッテリ50は、充電された電力を走行用電動モータ53等の電気式の車載機器に供給する。

【0099】

ここで、この種のバッテリ50では、低温になると化学反応が進みにくく充放電の関して充分な性能を得にくい。一方、高温になると劣化が進行しやすくなる。そこで、本実施形態では、バッテリ50の使用可能温度帯を、バッテリ50が充分な性能を発揮できる温度帯として、10～40に設定している。従って、本実施形態のバッテリ50の使用可能温度帯の最高温度は40に設定されている。

20

【0100】

充電発電機51は、発電した電力をバッテリ50へ充電する充電装置である。充電発電機51についても充分な性能を発揮可能な使用可能温度帯が設定されている。充電発電機51の使用可能温度帯の最高温度は、バッテリ50の使用可能温度帯の最高温度よりも高い値に設定されている。

【0101】

電力制御ユニット52は、バッテリ50から各種電気式の車載機器へ供給される電力の分配を司る電力分配装置である。電力制御ユニット52についても充分な性能を発揮可能な使用可能温度帯が設定されている。電力制御ユニット52の使用可能温度帯の最高温度は、充電発電機51の使用可能温度帯の最高温度よりも高い値に設定されている。

30

【0102】

走行用電動モータ53は、車両走行用の駆動力を出力するものである。走行用電動モータ53についても充分な性能を発揮可能な使用可能温度帯が設定されている。走行用電動モータ53の使用可能温度帯の最高温度は、電力制御ユニット52の使用可能温度帯の最高温度よりも高い値に設定されている。

【0103】

循環用送風機55は、車載機器50～53にて加熱された加熱空気を吸い込んで複合型熱交換器61の空気通路側へ向けて送風するものである。循環用送風機55は、制御装置90から出力される制御電圧によって、回転数（すなわち、送風能力）が制御される電動送風機である。

40

【0104】

また、ダクト5には、それぞれの車載機器50～53にて加熱される空気を吸入する複数の吸入口56a～56dが形成されている。複数の吸入口56a～56dは、対応する車載機器50～53の発熱量に応じて開口面積および通風抵抗が異なっている。このため、それぞれの吸入口56a～56dから吸入される空気量は異なっている。

【0105】

次に、断熱筐体4について説明する。断熱筐体4は、車載機器50～53、および複合型熱交換器61の少なくとも一部を収容する内部空間を形成する筐体である。断熱筐体4は、内部と外部との熱移動を抑制させた断熱構造を有している。具体的には、断熱筐体4は、断熱性に優れる樹脂で形成されている。さらに、断熱筐体4は、内部空間内に外気が

50

侵入しないように、あるいは、内部空間内の空気が外部に漏れないように、ある程度の密閉性を有している。

【0106】

断熱筐体4の内部空間には、車載機器50～53等に加えて、図1に示すように、ダクト5、循環用送風機55、ヒートポンプサイクル2の一部の構成機器、排熱用冷媒循環回路3の一部の構成機器が収容されている。一方、ヒートポンプサイクル2の室内凝縮器12、空調用室外熱交換器20、および室内蒸発器23、並びに、排熱用冷媒循環回路3の熱廃棄室外熱交換器63は、断熱筐体4の外部に配置されている。

【0107】

従って、循環用送風機55は、断熱筐体4の内部空間内の空気を吸入口56a～56dを介してダクト5の加熱空気用通路内へ吸入し、複合型熱交換器61の空気通路から流出した加熱空気を内部空間内へ吹き出している。つまり、循環用送風機55は、図1の白抜き細破線矢印に示すように、断熱筐体4の内部空間内で空気を循環させている。

【0108】

次に、室内空調ユニット30について説明する。室内空調ユニット30は、車両用熱管理システム1において、ヒートポンプサイクル2によって温度調整された送風空気を車室内的適切な箇所へ吹き出すための空気通路を形成するものである。室内空調ユニット30は、その外殻を形成するケーシング31の内部に形成される空気通路に、空調用送風機32、室内蒸発器23、室内凝縮器12等を収容したものである。

【0109】

ケーシング31は、車室内に送風される送風空気の空気通路を形成するもので、ある程度の弾性を有し、強度的にも優れた樹脂（具体的には、ポリプロピレン）にて成形されている。ケーシング31の送風空気流れ最上流側には、内外気切替装置33が配置されている。内外気切替装置33は、ケーシング31内へ内気（車室内空気）と外気（車室外空気）とを切替導入するものである。

【0110】

内外気切替装置33は、ケーシング31内へ内気を導入させる内気導入口および外気を導入させる外気導入口の開口面積を、内外気切替ドアによって連続的に調整して、内気の導入風量と外気の導入風量との導入割合を変化させることができる。内外気切替ドアは、内外気切替ドア用の電動アクチュエータによって駆動される。この電動アクチュエータは、制御装置90から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

【0111】

内外気切替装置33の送風空気流れ下流側には、空調用送風機32が配置されている。空調用送風機32は、内外気切替装置33を介して吸入した空気を車室内へ向けて送風する機能を果たす。空調用送風機32は、遠心多翼ファンを電動モータにて駆動する電動送風機である。空調用送風機32は、制御装置90から出力される制御電圧によって、回転数（すなわち、送風能力）が制御される。

【0112】

空調用送風機32の送風空気流れ下流側には、室内蒸発器23および室内凝縮器12が、送風空気の流れに対して、この順に配置されている。つまり、室内蒸発器23は、室内凝縮器12よりも送風空気流れ上流側に配置されている。また、ケーシング31内には、室内蒸発器23を通過した送風空気を、室内凝縮器12を迂回させて下流側へ流す冷風バイパス通路35が形成されている。

【0113】

室内蒸発器23の送風空気流れ下流側であって、かつ、室内凝縮器12の送風空気流れ上流側には、エアミックスドア34が配置されている。エアミックスドア34は、室内蒸発器23を通過後の送風空気のうち、室内凝縮器12を通過させる風量と冷風バイパス通路35を通過させる風量との風量割合を調整するものである。

【0114】

エアミックスドア34は、エアミックスドア駆動用の電動アクチュエータによって駆動

10

20

30

40

50

される。この電動アクチュエータは、制御装置 90 から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

【0115】

室内凝縮器 12 の送風空気流れ下流側には、室内凝縮器 12 にて加熱された送風空気と冷風バイパス通路 35 を通過して室内凝縮器 12 にて加熱されていない送風空気とを混合させる混合空間 36 が設けられている。さらに、ケーシング 31 の送風空気流れ最下流部には、混合空間 36 にて混合された送風空気（空調風）を、車室内へ吹き出す開口穴が配置されている。

【0116】

この開口穴としては、フェイス開口穴、フット開口穴、およびデフロスタ開口穴（いずれも図示せず）が設けられている。フェイス開口穴は、車室内の乗員の上半身に向けて空調風を吹き出すための開口穴である。フット開口穴は、乗員の足元に向けて空調風を吹き出すための開口穴である。デフロスタ開口穴は、車両前面窓ガラス内側面に向けて空調風を吹き出すための開口穴である。10

【0117】

これらのフェイス開口穴、フット開口穴、およびデフロスタ開口穴は、それぞれ空気通路を形成するダクトを介して、車室内に設けられたフェイス吹出口、フット吹出口およびデフロスタ吹出口（いずれも図示せず）に接続されている。

【0118】

従って、エアミックスドア 34 が、室内凝縮器 12 を通過させる風量と冷風バイパス通路 35 を通過させる風量との風量割合を調整することによって、混合空間 36 にて混合される空調風の温度が調整される。そして、各吹出口から車室内へ吹き出される送風空気（空調風）の温度が調整される。20

【0119】

また、フェイス開口穴、フット開口穴、およびデフロスタ開口穴の送風空気流れ上流側には、それぞれ、フェイス開口穴の開口面積を調整するフェイスクードア、フット開口穴の開口面積を調整するフットドア、デフロスタ開口穴の開口面積を調整するデフロスタードア（いずれも図示せず）が配置されている。

【0120】

これらのフェイスクードア、フットドア、デフロスタードアは、空調風が吹き出される吹出口を切り替える吹出モード切替装置を構成するものである。フェイスクードア、フットドア、デフロスタードアは、リンク機構等を介して、吹出口モードドア駆動用の電動アクチュエータに連結されて連動して回転操作される。この電動アクチュエータは、制御装置 90 から出力される制御信号によって、その作動が制御される。30

【0121】

次に、図 11 を用いて、電気自動車に搭載された際の車両用熱管理システム 1 の配置様を説明する。なお、図 11 では、図示の明確化のため、ヒートポンプサイクル 2、排熱用冷媒循環回路 3、室内空調ユニット 30 等の構成機器の一部の図示を省略している。

【0122】

図 11 に示すように、本実施形態の電気自動車では、車室 80 の前方に駆動用装置室 81 が設けられている。駆動用装置室 81 は、車両走行用の駆動力を出力する駆動用装置（例えば、走行用電動モータ 53）の少なくとも一部が配置される空間である。40

【0123】

車室 80 と駆動用装置室 81 は、隔壁 82 によって仕切られている。隔壁 82 は、内燃機関（エンジン）から車両走行用の駆動力を得る通常のエンジン車両において、ダッシュパネル、あるいはファイアウォールと呼ばれる防音防火用の隔壁部材に対応するものである。

【0124】

断熱筐体 4 は、駆動用装置室 81 内に配置されている。このため、断熱筐体 4 に収容された車載機器 50 ~ 53、ダクト 5、循環用送風機 55、ヒートポンプサイクル 2 の一部50

の構成機器、排熱用冷媒循環回路3の一部の構成機器も駆動用装置室81内に配置されている。

【0125】

ヒートポンプサイクル2の空調用室外熱交換器20および排熱用冷媒循環回路3の熱廃棄室外熱交換器63は、駆動用装置室81内であって、断熱筐体4の外部の車両前方側に配置されている。従って、本実施形態の電気自動車では、車両走行時に、空調用室外熱交換器20および熱廃棄室外熱交換器63に対して、走行風（すなわち、外気）を当てることができる。

【0126】

また、空調用室外熱交換器20および熱廃棄室外熱交換器63は、外気の流れ方向に対して並列的に配置されている。ここで、図11では、空調用室外熱交換器20および熱廃棄室外熱交換器63が、上下方向に並んで配置された例を図示しているが、もちろん、空調用室外熱交換器20および熱廃棄室外熱交換器63が、左右方向に配置されていてもよい。

10

【0127】

また、室内空調ユニット30は、車室80内の最前部の計器盤（すなわち、インストルメントパネル）の内側に配置されている。このため、室内空調ユニット30のケーシング31内に収容されたヒートポンプサイクル2の室内凝縮器12、室内蒸発器23等も、車室80内に配置されている。

【0128】

さらに、駆動用装置室81あるいは断熱筐体4の内部には、車載機器50～53よりも発熱量の少ない車載機器、その他の車両構成機器（いずれも図示せず。）等が配置されている。

20

【0129】

次に、図12を用いて、車両用熱管理システム1の電気制御部について説明する。制御装置90は、CPU、ROMおよびRAM等を含む周知のマイクロコンピュータとその周辺回路から構成されている。制御装置90は、ROMに記憶された制御プログラムに基づいて各種演算、処理を行い、出力側に接続された各種制御対象機器の作動を制御する。

【0130】

制御装置90の入力側には、図12に示すように、内気温センサ91a、外気温センサ91b、日射センサ91c、高圧センサ91d、蒸発器温度センサ91e、空調風温度センサ91f、筐体内温度センサ91g、第1～第4車載機器温度センサ91h～91k等の等の制御用のセンサ群が接続されている。制御装置90には、これらの制御用のセンサ群の検出信号が入力される。

30

【0131】

内気温センサ91aは、車室内温度（内気温）Trを検出する内気温検出部である。外気温センサ91bは、車室外温度（外気温）T_{a m}を検出する外気温検出部である。日射センサ91cは、車室内へ照射される日射量Asを検出する日射量検出部である。高圧センサ91dは、圧縮機11の吐出口側から高段側膨張弁13または冷房用膨張弁22の入口側へ至る冷媒流路内のサイクル用冷媒の圧力である高圧側サイクル用冷媒圧力Pdを検出する冷媒圧力検出部である。

40

【0132】

蒸発器温度センサ91eは、室内蒸発器23におけるサイクル用冷媒の冷媒蒸発温度（蒸発器温度）T_{e f i n}を検出する蒸発器温度検出部である。空調風温度センサ91fは、混合空間36から車室内へ送風される送風空気温度TAVを検出する空調風温度検出部である。

【0133】

筐体内温度センサ91gは、断熱筐体4の内部空間内の空気の筐体内温度T_{i n s}の温度を検出する筐体内温度検出部である。ここで、筐体内温度センサ91gとして、内部空間内の複数箇所の温度を検出する複数の温度センサを設け、これらの複数の温度センサ

50

の検出値の平均値を筐体内温度 T_{ins} としてもよい。

【0134】

第1車載機器温度センサ91hは、バッテリ50の第1車載機器温度 T_{ve1} を検出する第1車載機器温度検出部である。第2車載機器温度センサ91iは、充電発電機51の第2車載機器温度 T_{ve2} を検出する第2車載機器温度検出部である。第3車載機器温度センサ91jは、電力制御ユニット52の第3車載機器温度 T_{ve3} を検出する第3車載機器温度検出部である。第4車載機器温度センサ91kは、走行用電動モータ53の第4車載機器温度 T_{ve4} を検出する第4車載機器温度検出部である。

【0135】

ここで、第1～第4車載機器温度センサ91h～91kについても、筐体内温度センサ91gと同様に、それぞれ対応する車載機器の複数箇所の温度を検出する複数の温度センサを設け、これらの複数の温度センサの検出値の平均値をそれぞれ第1～第4車載機器温度 $T_{ve1} \sim T_{ve4}$ としてもよい。

10

【0136】

さらに、制御装置90の入力側には、車室内前部の計器盤付近に配置された操作パネル92が接続されている。制御装置90には、操作パネル92に設けられた各種操作スイッチからの操作信号が入力される。

【0137】

操作パネル92に設けられた各種操作スイッチとしては、空調作動スイッチ、風量設定スイッチ、温度設定スイッチ等がある。空調作動スイッチは、乗員が車室内の空調を行うことを要求するための空調作動要求部である。風量設定スイッチは、乗員が空調用送風機32の風量をマニュアル設定するための風量設定部である。温度設定スイッチは、車室内的設定温度 T_{set} を設定するための温度設定部である。

20

【0138】

ここで、制御装置90は、出力側に接続された各種制御対象機器の作動を制御する制御部が一体的に構成されたものである。従って、制御装置90のうち、それぞれの制御対象機器の作動を制御する構成（ハードウェアおよびソフトウェア）が、それぞれの制御対象機器の作動を制御する制御部を構成している。

【0139】

例えば、制御装置90のうち、ヒートポンプサイクル2の圧縮機11の作動を制御する構成（ハードウェアおよびソフトウェア）は、圧縮機制御部を構成している。もちろん、これらの各制御部をそれぞれ別体の制御装置で構成してもよい。

30

【0140】

次に、上記構成における本実施形態の車両用熱管理システム1の作動について説明する。前述の如く、車両用熱管理システム1は、電気自動車において、車室内の空調を行う機能を果たすとともに、作動時に発熱を伴う各種の車載機器50～53の排熱を外気に放熱させる機能を果たす。つまり、車両用熱管理システム1の制御装置90は、車室内の温度を乗員の所望の温度に調整するとともに、車載機器50～53の温度を使用可能温度帯の範囲内に維持するように各種制御対象機器の作動を制御している。

【0141】

40

図13に、制御装置90が実行する制御フローの概略を示す。この制御フローでは、車両のシステム全体が起動（スタート）すると、初期化のために、ヒートポンプサイクル2の回収用開閉弁16aを閉じるとともに、排熱用冷媒循環回路3の排熱用開閉弁65を開じる（図13のステップS1）。

【0142】

続いて、車両が起動時、アイドル時、あるいは走行時であるかといった現在の車両の運転状態を決定する（図13のステップS2）。このような車両の運転状態の決定は、制御装置90に接続された制御用のセンサ群の検出信号に基づいて行われる。続いて、空調運転を行うか否かが判定される（図13のステップS3）。本実施形態では、操作パネル92の空調作動スイッチが投入（ON）されている場合に、空調運転を行うと判定する。

50

【0143】

ステップS3にて空調運転を行うと判定された場合には、車室内の空調を行うための制御を実行する。この制御では、空調用の運転モードを選択し(図13のステップS4)、選択された運転モードに応じて、ヒートポンプサイクル2等の作動を制御する(図13のステップS5～S8)。

【0144】

また、この制御フローでは、ステップS3の判定結果によらず、車載機器50～53の排熱を外気に放熱させるための制御を実行する。この制御では、各車載機器50～53の温度が、それぞれの使用可能温度帯に維持されるように、排熱用冷媒循環回路3の排熱用開閉弁65の開閉制御が行われる(図13のステップS9)。

10

【0145】

そして、車両のシステム全体が停止されるまで、ステップS2に戻り、再び同様の制御フローが繰り返される。車両のシステム全体が停止された場合は、車両用熱管理システム1も停止する(図13のステップS10)。

【0146】

次に、図13のステップS4～S8にて実行される車室内の空調を行うための制御について詳細に説明する。

【0147】

この制御では、制御装置90が、制御用のセンサ群の検出信号および操作パネル92からの操作信号に基づいて、車室内へ送風される送風空気の目標吹出温度TAOを算出する。目標吹出温度TAOは、以下式F1によって算出される。

20

$$TAO = K_{set} \times T_{set} - K_r \times T_r - K_{am} \times T_{am} - K_s \times A_s + C \dots (F1)$$

なお、Tsetは、温度設定スイッチによって設定された設定温度である。Trは、内気温センサ91aによって検出された内気温である。 Tamは、外気温センサ91bによって検出された外気温である。Asは、日射センサ91cによって検出された日射量である。Kset、Kr、Kam、Ksは制御ゲインであり、Cは補正用の定数である。

【0148】

さらに、制御装置90は、目標吹出温度TAO、検出信号、および操作信号に基づいて、運転モードを切り替える。以下に、各運転モードにおける詳細作動を説明する。

【0149】

30

(a) 冷房モード

冷房モードでは、制御装置90が、高段側膨張弁13を全開状態とし、冷房用膨張弁22を冷媒減圧作用を発揮する絞り状態とする。さらに、制御装置90は、回収用開閉弁16aを閉じ、低圧側開閉弁16bを開き、冷房用開閉弁16cを閉じる。

【0150】

これにより、冷房モードのヒートポンプサイクル2では、圧縮機11の吐出ポート11c(室内凝縮器12 高段側膨張弁13) 気液分離器14 低圧側開閉弁16b 空調用室外熱交換器20 冷房用膨張弁22 室内蒸発器23 アキュムレータ24 圧縮機11の吸入ポート11aの順にサイクル用冷媒が循環するサイクルが構成される。

【0151】

40

このサイクル構成で、制御装置90は、出力側に接続された各種制御対象機器へ出力される制御信号等を決定して、各種制御対象機器の作動を制御する。

【0152】

例えば、制御装置90は、蒸発器温度センサ91eによって検出された冷媒蒸発温度Tefinが目標蒸発温度TEOとなるように圧縮機11へ出力される制御信号を決定する。目標蒸発温度TEOは、目標吹出温度TAOに基づいて、予め制御装置90に記憶された冷房モード用の制御マップを参照して決定される。

【0153】

具体的には、この制御マップでは、空調風温度センサ91fによって検出された送風空気温度TAVが目標吹出温度TAOに近づくように、目標吹出温度TAOの上昇に伴って

50

目標蒸発温度 T E O を上昇させる。さらに、目標蒸発温度 T E O は、室内蒸発器 2 3 の着霜を抑制可能な範囲（具体的には、1 以上）の値に決定される。

【 0 1 5 4 】

また、制御装置 9 0 は、目標吹出温度 T A O に基づいて、予め制御装置 9 0 に記憶された制御マップを参照して空調用送風機 3 2 へ出力される制御電圧を決定する。具体的には、この制御マップでは、目標吹出温度 T A O の極低温域（最大冷房域）および極高温域（最大暖房域）で空調用送風機 3 2 の送風量を最大とし、中間温度域に近づくに伴って送風量を減少させる。

【 0 1 5 5 】

また、制御装置 9 0 は、冷房用膨張弁 2 2 へ流入する冷媒の過冷却度が、目標過冷却度に近づくように冷房用膨張弁 2 2 へ出力される制御信号を決定する。目標過冷却度は、サイクルの成績係数（COP）が極大値に近づくように決定される。10

【 0 1 5 6 】

また、制御装置 9 0 は、冷風バイパス通路 3 5 を全開として室内凝縮器 1 2 側の通風路を閉塞するように、エアミックストラップドア駆動用の電動アクチュエータへ出力される制御信号を決定する。また、制御装置 9 0 は、その他の各種制御対象機器へ出力される制御信号等を適宜決定する。この際、上述したステップ S 2 で決定した車両の運転状態に応じて制御信号等が補正される。

【 0 1 5 7 】

そして、制御装置 9 0 は、上記の如く決定された制御信号等を各種制御対象機器へ出力する。その後、空調運転の停止が要求されるまで、所定の制御周期毎に、上述の検出信号および操作信号の読み込み 目標吹出温度 T A O の算出 各種制御対象機器へ出力される制御信号等の決定 制御信号等の出力といった制御ルーチンが繰り返される。なお、このような制御ルーチンの繰り返しは、他の運転モード時にも同様に行われる。20

【 0 1 5 8 】

このため、冷房モードのヒートポンプサイクル 2 では、空調用室外熱交換器 2 0 を凝縮器として機能させ、室内蒸発器 2 3 を蒸発器として機能させる蒸気圧縮式の冷凍サイクルが構成される。そして、室内蒸発器 2 3 にてサイクル用冷媒が蒸発する際に送風空気から吸熱した熱を空調用室外熱交換器 2 0 にて外気に放熱させることができる。これにより、送風空気を冷却することができる。30

【 0 1 5 9 】

従って、冷房モードでは、室内蒸発器 2 3 にて冷却された送風空気を車室内に吹き出すことによって、車室内の冷房を行うことができる。

【 0 1 6 0 】

ここで、冷房モードのヒートポンプサイクル 2 では、サイクル用冷媒が複合型熱交換器 6 1 の排熱回収熱交換部 6 1 a へ流入しない冷媒回路に切り替えられる。従って、複合型熱交換器 6 1 では、サイクル用冷媒と加熱空気との熱交換、およびサイクル用冷媒と排熱用冷媒との熱交換が行われない。そのため、冷房モードは、循環用送風機 5 5 の作動状態および排熱用開閉弁 6 5 の開閉状態の影響を受けることなく実行することができる。

【 0 1 6 1 】

(b) 除湿暖房モード

除湿暖房モードでは、制御装置 9 0 が、高段側膨張弁 1 3 を絞り状態とし、冷房用膨張弁 2 2 を絞り状態とする。さらに、制御装置 9 0 は、回収用開閉弁 1 6 a を閉じ、低圧側開閉弁 1 6 b を開き、冷房用開閉弁 1 6 c を閉じる。

【 0 1 6 2 】

これにより、除湿暖房モードのヒートポンプサイクル 2 では、圧縮機 1 1 の吐出ポート 1 1 c 室内凝縮器 1 2 高段側膨張弁 1 3 気液分離器 1 4 低圧側開閉弁 1 6 b 空調用室外熱交換器 2 0 冷房用膨張弁 2 2 室内蒸発器 2 3 アキュムレータ 2 4 圧縮機 1 1 の吸入ポート 1 1 a の順にサイクル用冷媒が循環するサイクルが構成される。

【 0 1 6 3 】

5020304050

このサイクル構成で、制御装置 90 は、出力側に接続された各種制御対象機器へ出力される制御信号等を決定して、各種制御対象機器の作動を制御する。

【0164】

例えば、制御装置 90 は、高圧センサ 91d によって検出された高圧側サイクル用冷媒圧力 Pd が目標高圧 PCO となるように圧縮機 11 へ出力される制御信号を決定する。目標高圧 PCO は、目標吹出温度 TAO に基づいて、予め制御装置 90 に記憶された暖房モード用の制御マップを参照して決定される。

【0165】

具体的には、この制御マップでは、送風空気温度 TAV が目標吹出温度 TAO に近づくように、目標吹出温度 TAO の上昇に伴って目標高圧 PCO を上昇させる。

10

【0166】

また、制御装置 90 は、冷房モードと同様に、空調用送風機 32 へ出力される制御電圧を決定する。

【0167】

また、制御装置 90 は、目標吹出温度 TAO 等に基づいて、予め制御装置 90 に記憶されている除湿暖房モード用の制御マップを参照して、冷房モードと同様に、COP が極大値に近づくように高段側膨張弁 13 および冷房用膨張弁 22 の作動を制御する。より具体的には、空調制御装置は、目標吹出温度 TAO の上昇に伴って、高段側膨張弁 13 の絞り開度を減少させ、冷房用膨張弁 22 の絞り開度を増加させる。

20

【0168】

また、制御装置 90 は、冷風バイパス通路 35 を閉塞して室内凝縮器 12 側の通風路が全開となるように、エアミックスドア駆動用の電動アクチュエータへ出力される制御信号を決定する。また、制御装置 90 は、その他の各種制御対象機器へ出力される制御信号等を適宜決定する。

【0169】

このため、除湿暖房モードのヒートポンプサイクル 2 では、室内凝縮器 12 が凝縮器として機能し、室内蒸発器 23 が蒸発器として機能する蒸気圧縮式の冷凍サイクルが構成される。

【0170】

さらに、空調用室外熱交換器 20 におけるサイクル用冷媒の飽和温度が外気温 Tam よりも高い場合には、空調用室外熱交換器 20 は凝縮器として機能する。一方、空調用室外熱交換器 20 におけるサイクル用冷媒の飽和温度が外気温 Tam よりも低い場合には、空調用室外熱交換器 20 は蒸発器として機能する。

30

【0171】

そして、空調用室外熱交換器 20 におけるサイクル用冷媒の飽和温度が外気温 Tam よりも高い場合には、目標吹出温度 TAO の上昇に伴って空調用室外熱交換器 20 におけるサイクル用冷媒の飽和温度を低下させる。これにより、空調用室外熱交換器 20 におけるサイクル用冷媒の放熱量を減少させて、室内凝縮器 12 におけるサイクル用冷媒の放熱量を増加させることができるので、送風空気の加熱能力を向上させることができる。

【0172】

また、空調用室外熱交換器 20 におけるサイクル用冷媒の飽和温度が外気温 Tam よりも低い場合には、目標吹出温度 TAO の上昇に伴って空調用室外熱交換器 20 におけるサイクル用冷媒の飽和温度を低下させる。これにより、空調用室外熱交換器 20 におけるサイクル用冷媒の吸熱量を増加させて、室内凝縮器 12 におけるサイクル用冷媒の放熱量を増加させることができるので、送風空気の加熱能力を向上させることができる。

40

【0173】

従って、除湿暖房モードでは、室内蒸発器 23 にて冷却されて除湿された送風空気を、室内凝縮器 12 にて再加熱して車室内に吹き出すことによって、車室内の除湿暖房を行うことができる。さらに、除湿暖房モードのヒートポンプサイクル 2 では、高段側膨張弁 13 および冷房用膨張弁 22 の絞り開度を調整することによって、室内凝縮器 12 における

50

送風空気の加熱能力を調整することができる。

【0174】

ここで、除湿暖房モードのヒートポンプサイクル2では、サイクル用冷媒が複合型熱交換器61の排熱回収熱交換部61aへ流入しない冷媒回路に切り替えられる。従って、複合型熱交換器61では、サイクル用冷媒と加熱空気との熱交換、およびサイクル用冷媒と排熱用冷媒との熱交換が行われない。そのため、除湿暖房モードは、循環用送風機55の作動状態および排熱用開閉弁65の開閉状態の影響を受けることなく実行される。

【0175】

(c) 第1暖房モード

第1暖房モードでは、制御装置90が、高段側膨張弁13を絞り状態とし、冷房用膨張弁22を全閉状態とする。さらに、制御装置90は、回収用開閉弁16aを閉じ、低圧側開閉弁16bを開き、冷房用開閉弁16cを開く。

10

【0176】

これにより、第1暖房モードのヒートポンプサイクル2では、圧縮機11の吐出ポート11c 室内凝縮器12 高段側膨張弁13 気液分離器14 低圧側開閉弁16b 空調用室外熱交換器20 冷房用開閉弁16c アキュムレータ24 圧縮機11の吸入ポート11aの順にサイクル用冷媒が循環するサイクルが構成される。

【0177】

このサイクル構成で、制御装置90は、出力側に接続された各種制御対象機器へ出力される制御信号等を決定して、各種制御対象機器の作動を制御する。

20

【0178】

例えば、制御装置90は、除湿暖房モードと同様に、圧縮機11へ出力される制御信号、および空調用送風機32へ出力される制御電圧を決定する。また、制御装置90は、高段側膨張弁13へ流入する冷媒の過冷却度が、目標過冷却度に近づくように高段側膨張弁13へ出力される制御信号を決定する。目標過冷却度は、COPが極大値に近づくよう決定される。

【0179】

また、制御装置90は、除湿暖房モードと同様に、冷風バイパス通路35を閉塞して室内凝縮器12側の通風路が全開となるように、エアミックスドア駆動用の電動アクチュエータへ出力される制御信号を決定する。また、制御装置90は、その他の各種制御対象機器へ出力される制御信号等を適宜決定する。

30

【0180】

このため、第1暖房モードのヒートポンプサイクル2では、室内凝縮器12が凝縮器として機能し、空調用室外熱交換器20が蒸発器として機能する蒸気圧縮式の冷凍サイクルが構成される。そして、空調用室外熱交換器20にてサイクル用冷媒が蒸発する際に外気から吸入した熱を室内凝縮器12にて送風空気に放熱させることができる。これにより、送風空気を加熱することができる。

【0181】

従って、第1暖房モードでは、室内凝縮器12にて加熱された送風空気を車室内に吹き出すことによって、車室内の暖房を行うことができる。

40

【0182】

ここで、第1暖房モードのヒートポンプサイクル2では、サイクル用冷媒が複合型熱交換器61の排熱回収熱交換部61aへ流入しない冷媒回路に切り替えられる。従って、複合型熱交換器61では、サイクル用冷媒と加熱空気との熱交換、およびサイクル用冷媒と排熱用冷媒との熱交換が行われない。そのため、第1暖房モードは、循環用送風機55の作動状態および排熱用開閉弁65の開閉状態の影響を受けることなく実行される。

【0183】

(d) 第2暖房モード

第2暖房モードは、第1暖房モードよりも高い加熱能力で送風空気を加熱する運転モードである。第2暖房モードでは、制御装置90が、ダクト5内の加熱空気用通路に配置さ

50

れた循環用送風機 55 を予め定めた基準送風能力を発揮するように作動させている。

【0184】

また、第2暖房モードでは、制御装置90が、高段側膨張弁13を絞り状態とし、冷房用膨張弁22を全閉状態とする。さらに、制御装置90は、回収用開閉弁16aを開き、低圧側開閉弁16bを閉じ、冷房用開閉弁16cを開く。

【0185】

これにより、第2暖房モードのヒートポンプサイクル2では、圧縮機11の吐出ポート11c 室内凝縮器12 高段側膨張弁13 気液分離器14 中間圧固定絞り17bおよび回収用膨張弁60 回収用開閉弁16a 複合型熱交換器61の排熱回収熱交換部61a 圧縮機11の中間圧ポート11bの順にサイクル用冷媒が循環するとともに、気液分離器14 低段側固定絞り17a 空調用室外熱交換器20 冷房用開閉弁16c アキュムレータ24 圧縮機11の吸入ポート11aの順にサイクル用冷媒が循環するサイクルが構成される。
10

【0186】

このサイクル構成で、制御装置90は、出力側に接続された各種制御対象機器へ出力される制御信号等を決定して、各種制御対象機器の作動を制御する。

【0187】

例えば、制御装置90は、除湿暖房モードと同様に、圧縮機11へ出力される制御信号、空調用送風機32へ出力される制御電圧、および高段側膨張弁13へ出力される制御信号を決定する。
20

【0188】

また、制御装置90は、第1暖房モードと同様に、冷風バイパス通路35を閉塞して室内凝縮器12側の通風路が全開となるように、エアミックスドア駆動用の電動アクチュエータへ出力される制御信号を決定する。また、制御装置90は、その他の各種制御対象機器へ出力される制御信号等を適宜決定する。

【0189】

第2暖房モードでは、回収用開閉弁16aが開いているので、複合型熱交換器61の排熱回収熱交換部61aへサイクル用冷媒が流入する。さらに、排熱回収熱交換部61aから流出したサイクル用冷媒は、圧縮機11の中間圧ポート11b側へ流出する。このため、第2暖房モードのヒートポンプサイクル2では、ガスインジェクションサイクルが構成される。そして、図14の模式的なモリエル線図に示すように冷媒の状態が変化する。
30

【0190】

より詳細には、圧縮機11から吐出されたサイクル用冷媒(図14のa点)は、室内凝縮器12へ流入する。第2暖房モードでは、エアミックスドア34が室内凝縮器12側の通風路を全開としているので、室内凝縮器12へ流入したサイクル用冷媒は、空調用送風機32から送風された送風空気と熱交換し、放熱して凝縮する(図14のa点 b点)。これにより、送風空気が加熱される。

【0191】

ここで、室内凝縮器12におけるサイクル用冷媒の凝縮温度は、80程度まで上昇することがある。また、第2運転モードの送風空気の加熱能力Q_hは、図14のa点における冷媒のエンタルピからb点における冷媒のエンタルピを減算したエンタルピ差で表すことができる。
40

【0192】

室内凝縮器12にて凝縮したサイクル用冷媒は、高段側膨張弁13へ流入して中間圧冷媒となるまで減圧される(図14のb点 c点)。

【0193】

高段側膨張弁13から流出したサイクル用冷媒は、気液分離器14へ流入して気液分離される。気液分離器14の第1液相流出ポート14cから流出した液相状態のサイクル用冷媒は、回収用膨張弁60にて減圧される。この際、回収用膨張弁60の絞り開度は、排熱回収熱交換部61aの出口側のサイクル用冷媒(図14のe点)の過熱度が基準過熱度
50

に近づくように調整される。

【0194】

気液分離器 14 の気相流出ポート 14 b から流出した気相状態のサイクル用冷媒は、中間圧固定絞り 17 b にて減圧される。これにより、気相流出ポート 14 b から流出したサイクル用冷媒は、回収用膨張弁 60 から流出した冷媒と同等の圧力となる。

【0195】

回収用膨張弁 60 から流出したサイクル用冷媒と中間圧固定絞り 17 b から流出したサイクル用冷媒は、合流部 15 c にて合流して、比較的乾き度の低い気液二相状態となる（図 14 の d 点）。

【0196】

なお、図 14 の破線は、気液分離器 14 の第 1 液相流出ポート 14 c から流出した液相状態のサイクル用冷媒が減圧する様子、および気相流出ポート 14 b から流出した気相状態のサイクル用冷媒が減圧する様子を模式的に示したものである。従って、実際の冷媒が破線に沿って減圧するものではない。

【0197】

合流部 15 c から流出したサイクル用冷媒は、排熱回収熱交換部 61 a へ流入する。この際、排熱回収熱交換部 61 a を流通するサイクル用冷媒の圧力は、中間圧固定絞り 17 b および回収用膨張弁 60 の減圧作用によって、加熱空気の温度に対応するサイクル用冷媒の飽和圧力よりも低くなる。つまり、本実施形態の中間圧固定絞り 17 b および回収用膨張弁 60 は、回収用減圧部を構成している。

【0198】

従って、排熱回収熱交換部 61 a へ流入したサイクル用冷媒は、循環用送風機 55 から送風された加熱空気から吸熱して蒸発し、過熱度を有する気相冷媒となる。（図 14 の d 点 e 点）。

【0199】

ここで、排熱回収熱交換部 61 a におけるサイクル用冷媒の蒸発温度は、20 ~ 30 度となる。また、排熱回収熱交換部 61 a にてサイクル用冷媒が加熱空気から吸熱した排熱回収熱量 Q_{re} は、図 14 の e 点における冷媒のエンタルピから d 点における冷媒のエンタルピを減算したエンタルピ差で表すことができる。

【0200】

排熱回収熱交換部 61 a から流出したサイクル用冷媒は、圧縮機 11 の中間圧ポート 11 b から吸入される。圧縮機 11 の中間圧ポート 11 b から吸入されたサイクル用冷媒は、圧縮機 11 の低段側圧縮機構から吐出された中間圧冷媒と合流して（図 14 の f 点）、高段側圧縮機構にて圧縮される（図 14 の f 点 a 点）。

【0201】

一方、気液分離器 14 の第 2 液相流出ポート 14 d から流出した液相状態のサイクル用冷媒（図 14 の c1 点）は、低段側固定絞り 17 a にて減圧されて低圧冷媒となる（図 14 の c1 点 g 点）。

【0202】

低段側固定絞り 17 a から流出したサイクル用冷媒は、空調用室外熱交換器 20 へ流入する。空調用室外熱交換器 20 へ流入したサイクル用冷媒は、外気から吸熱して蒸発する（図 14 の g 点 h 点）。

【0203】

ここで、空調用室外熱交換器 20 におけるサイクル用冷媒の蒸発温度は、2 度以下に低下する。また、空調用室外熱交換器 20 にてサイクル用冷媒が外気から吸熱した外気吸熱量 Q_{out} は、図 14 の h 点における冷媒のエンタルピから g 点における冷媒のエンタルピを減算したエンタルピ差で表すことができる。

【0204】

空調用室外熱交換器 20 から流出したサイクル用冷媒は、アキュムレータ 24 へ流入して気液分離される。アキュムレータ 24 にて分離された気相状態のサイクル用冷媒は、圧

10

20

30

40

50

縮機 11 の吸入ポート 11a から吸入される。圧縮機 11 の吸入ポート 11a から吸入された冷媒は、低段側圧縮機構にて圧縮されて(図 14 の h 点 i 点)、中間圧ポート 11b から流入した冷媒と合流する(図 14 の f 点)。

【0205】

従って、第 2 暖房モードでは、室内凝縮器 12 にて加熱された送風空気を車室内に吹き出すことによって、車室内の暖房を行うことができる。

【0206】

さらに、第 2 暖房モードでは、ガスインジェクションサイクルが構成されるので、サイクルの COP を向上させることができる。これに加えて、第 2 暖房モードでは、サイクル用冷媒が空調用室外熱交換器 20 にて外気から吸熱した熱に加えて、排熱回収熱交換部 61a にて加熱空気から吸熱した熱を熱源として送風空気を加熱することができる。これにより、第 1 暖房モードよりも送風空気の加熱能力を向上させることができる。10

【0207】

次に、図 13 のステップ S9 にて実行される車載機器 50～53 の排熱を外気に放熱させるための制御について詳細に説明する。

【0208】

この制御では、制御装置 90 が、制御用のセンサ群によって検出された検出信号に基づいて、排熱用冷媒循環回路 3 の排熱用開閉弁 65 の開閉制御および循環用送風機 55 の作動制御を行う。20

【0209】

具体的には、制御装置 90 は、第 1～第 4 車載機器温度センサ 91h～91k によって検出された第 1～第 4 車載機器温度 Tve1～Tve4 の少なくとも 1 つが、対応する車載機器 50～53 の使用可能温度帯の範囲内で設定された基準上限温度よりも高くなっている際に、排熱用開閉弁 65 を開くとともに、循環用送風機 55 を予め定めた基準送風能力を発揮するように作動させる。20

【0210】

また、制御装置 90 は、第 1～第 4 車載機器温度 Tve1～Tve4 の少なくとも 1 つが、対応する車載機器 50～53 の使用可能温度帯の範囲内で設定された基準下限温度よりも低くなっている際に、排熱用開閉弁 65 を閉じる。ここで、循環用送風機 55 は、車両のシステム全体の起動後から常時作動させるようにしてもよい。このため、排熱用開閉弁 65 を閉じた際に、循環用送風機 55 を停止させる必要はない。30

【0211】

そして、制御装置 90 が、排熱用開閉弁 65 を開き、循環用送風機 55 を作動させると、断熱筐体 4 の内部空間内の空気が、ダクト 5 の複数の吸入口 56a～56d を介してダクト 5 の加熱空気用通路内へ吸入される。この際、各吸入口 56a～56d から吸入された空気が各車載機器 50～53 から吸熱して加熱空気となる。これにより、各車載機器 50～53 が冷却される。

【0212】

加熱空気は、ダクト 5 の加熱空気用通路を流通して、複合型熱交換器 61 のサイクル用冷媒チューブ 72 と排熱用冷媒チューブ 75 との間に形成される空気通路に導かれる。そして、加熱空気は、複合型熱交換器 61 の空気通路を流通する際に、複合型熱交換器 61 の排出熱交換部 61c 内の排熱用冷媒と熱交換する。これにより、排熱用冷媒が加熱空気から吸熱して蒸発し、加熱空気が冷却される。40

【0213】

ここで、上述した第 2 暖房モードでは、加熱空気は、複合型熱交換器 61 の空気通路を流通する際に、複合型熱交換器 61 の排熱回収熱交換部 61a 内のサイクル用冷媒とも熱交換する。従って、第 2 暖房モードでは、サイクル用冷媒が加熱空気から吸熱して、加熱空気が効果的に冷却される。

【0214】

冷却された加熱空気は、複合型熱交換器 61 の空気通路から断熱筐体 4 の内部空間内に50

放出される。内部空間内に放出された空気は、内部空間内で内部循環して、再び各吸入口 56a～56d から吸入される。

【0215】

一方、排出熱交換部 61c にて気化して密度の低下した排熱用冷媒は、排熱用開閉弁 65 が開いているので、気相用冷媒配管 62 を介して 熱廃棄室外熱交換器 63 へ流入する。熱廃棄室外熱交換器 63 へ流入した気相状態の排熱用冷媒は、外気と熱交換して凝縮する。凝縮して密度の上昇した排熱用冷媒は、気相用冷媒配管 62 よりも下方側に配置された液相用冷媒配管 64 を流れて再び排出熱交換部 61c へ流入する。

【0216】

このように、制御装置 90 が、排熱用開閉弁 65 を開き、循環用送風機 55 を作動させると、排熱用冷媒循環回路 3 にて排熱用冷媒を自然循環させることができる。そして、排熱用冷媒の相変化を利用して高温側の熱を低温側へ効率的に移送するサーモサイフォンを構成することができる。これにより、車載機器 50～53 の排熱を外気に放熱させることができる。

【0217】

さらに、制御装置 90 が、排熱用開閉弁 65 を断続的に開閉作動させて、サーモサイフォンを断続的に作動させることにより、車載機器 50～53 の温度を、それぞれの使用可能温度帯に維持することができる。

【0218】

本実施形態の車両用熱管理システム 1 は、上記の如く作動するので、以下に記載するような優れた効果を得ることができる。

【0219】

すなわち、本実施形態の車両用熱管理システム 1 によれば、ヒートポンプサイクル 2 が排熱回収熱交換部 61a を有しているので、第 2 暖房モード時に、車載機器 50～53 の排熱を、熱交換対象流体である送風空気を加熱するための熱源として利用することができる。従って、第 2 暖房モード時に、高い加熱能力（すなわち、高い暖房能力）を発揮することができる。

【0220】

より詳細には、従来技術のように排熱回収熱交換部 61a を有していない一般的なヒートポンプサイクルでは、送風空気を加熱する熱源として、外気から吸熱した熱（図 14 では、Qout に対応）、および圧縮機 11 の圧縮仕事による熱（図 14 では、Qcomp に対応）を利用することしかできない。このことは、ガスインジェクションサイクルを構成するサイクルであったとしても同様である。

【0221】

これに対して、本実施形態のヒートポンプサイクル 2 では、空調用室外熱交換器 20 にて外気から吸熱した熱（図 14 の Qout）、および圧縮機 11 の圧縮仕事による熱（図 14 の Qcomp）に加えて、排熱回収熱交換部 61a にて加熱空気から吸熱した熱（図 14 の Qre）を、送風空気を加熱する熱源として利用することができる。

【0222】

この際、サイクル用冷媒が外気から吸熱した熱（図 14 の Qout）と加熱空気から吸熱した熱（図 14 の Qre）は、互いに相殺されることのない、独立した熱源として利用することができる。

【0223】

つまり、本実施形態のヒートポンプサイクル 2 の第 2 暖房モード時における送風空気の加熱能力（すなわち、暖房能力）Qh は、以下式 F2 で表すことができる。

$$Qh = Qout + Qre + Qcomp \dots (F2)$$

従って、本実施形態の車両用熱管理システム 1 によれば、第 2 暖房モード時に、車載機器 50～53 の排熱を、熱交換対象流体である送風空気を加熱するための熱源として有効に利用することができる。その結果、高い暖房能力を発揮することができる。

【0224】

10

20

30

40

50

このため、本発明者らの検討によれば、本実施形態の車両用熱管理システム1では、冬季の極低外気温時（例えば、外気温が-15度となる運転条件時）であっても、車室内の充分な暖房を実現できることが確認されている。

【0225】

さらに、本実施形態の車両用熱管理システム1では、排熱用冷媒循環回路3が排出熱交換部61cを有しているので、車載機器50～53の排熱を、送風空気を加熱するための熱源として利用する必要のない場合には、この排熱を外気に放熱させることができる。

【0226】

また、排熱回収熱交換部61aおよび排出熱交換部61cが、サイクル用冷媒と排熱用冷媒との間の熱移動が可能な複合型熱交換器61として一体的に構成されている。従って、送風空気を加熱する際に、排熱用冷媒に蓄えられている排熱も熱源として無駄なく利用することができる。10

【0227】

すなわち、本実施形態の車両用熱管理システム1によれば、車載機器50～53の排熱を、送風空気を加熱するために有効に利用することができる。これによれば、車室内の空調のために消費される電気エネルギーを低減させることができる。従って、本実施形態の車両用熱管理システム1を、電気自動車に適用することで、一回の充電当たりの走行距離を延ばすことができる。

【0228】

さらに、本実施形態の複合型熱交換器61は、排熱回収熱交換部61aのサイクル用冷媒チューブ72、および排出熱交換部61cの排熱用冷媒チューブ75の双方に接合された熱交換フィン61bを有している。従って、簡素な構成で、サイクル用冷媒と排熱用冷媒との間の熱移動を実現することができる。20

【0229】

また、本実施形態の車両用熱管理システム1では、車載機器50～53、複合型熱交換器61等を、断熱構造を有する断熱筐体4の内部空間に配置している。

【0230】

これによれば、送風空気を加熱するために利用可能な車載機器50～53の排熱が断熱筐体4の外部に放熱されてしまうことを抑制することができる。従って、車載機器50～53の排熱を、排熱回収熱交換部61aにて送風空気を加熱するために効率的に回収することができる。一方、不要な排熱については、断熱筐体4の外部へ放熱することで放熱された排熱が再び断熱筐体4の内部空間内に進入してしまうことを抑制することができる。30

【0231】

さらに、第2暖房モード時の排熱回収熱交換部61aにおけるサイクル用冷媒の蒸発温度は20～30度となるので、排熱回収熱交換部61aにて冷却された加熱空気の温度も同程度となる。従って、排熱回収熱交換部61aにて冷却された空気を断熱筐体4内で循環させて車載機器50～53の冷却に用いることで、車載機器50～53をマイルドに冷却することができる。

【0232】

より詳細には、排熱回収熱交換部61aにて冷却された20～30度の空気を、車載機器50～53の冷却に用いることで、車載機器50～53の温度が使用可能温度帯より下回ってしまうことを抑制することができる。従って、車載機器50～53の急激な温度変化（いわゆる、ヒートショック）や結露の発生を抑制することができ、車載機器50～53の長寿命化、高性能化、高出力化を図ることができる。40

【0233】

これに加えて、車載機器50～53、複合型熱交換器61等を、密閉性を有する断熱筐体4の内部空間に配置しているので、車載機器50～53、複合型熱交換器61等の防水を図ることができる。さらに、騒音や振動を発生する車載機器を断熱筐体4の内部空間信号に配置することで、車室内の乗員に騒音や振動が伝達されてしまうことを抑制することができる。50

【 0 2 3 4 】

また、本実施形態の車両用熱管理システム1では、断熱筐体4の内部空間に配置されて、加熱空気を流通させる加熱空気用通路を形成するダクト5を備えている。そして、加熱空気用通路内に、車載機器50～53を配置している。これによれば、車載機器50～53にて加熱された加熱空気を集合させて、複合型熱交換器61の空気通路へ導くことができるので、車載機器50～53の排熱をより一層効率的に回収することができる。

【 0 2 3 5 】

さらに、ダクト5には、それぞれの車載機器50～53の排熱によって加熱される空気を吸入する複数の吸入口56a～56dが形成されている。これによれば、それぞれの吸入口56a～56dの開口面積あるいは通風抵抗を、対応する車載機器50～53の発熱量等に応じて変化させておくことで、車載機器50～53の温度を、それぞれの使用可能温度帯に調整しやすい。10

【 0 2 3 6 】

また、本実施形態の車両用熱管理システム1では、空調用室外熱交換器20および熱廃棄室外熱交換器63を、駆動用装置室81内であって断熱筐体4の外部に配置している。これによれば、ヒートポンプサイクル2では、空調用室外熱交換器20にて、サイクル用冷媒を確実に外気と熱交換させることができる。排熱用冷媒循環回路3では、熱廃棄室外熱交換器63にて、排熱用冷媒を確実に外気と熱交換させることができる。

【 0 2 3 7 】

さらに、空調用室外熱交換器20および熱廃棄室外熱交換器63を、駆動用装置室81内に配置しているので、空調用室外熱交換器20および熱廃棄室外熱交換器63を車載機器50～53から比較的近い位置に配置することができる。従って、車両用熱管理システム1全体としての大型化を抑制することができる。20

【 0 2 3 8 】

また、本実施形態の車両用熱管理システム1では、空調用室外熱交換器20および熱廃棄室外熱交換器63を、外気の流れ方向に対して並列的に配置している。これによれば、それぞれの熱交換器の熱交換面積等を調整することで、空調用室外熱交換器20におけるサイクル用冷媒の放熱量と、熱廃棄室外熱交換器63における排熱用冷媒の放熱量とを個別に、かつ、適切に調整することができる。

【 0 2 3 9 】

また、本実施形態のヒートポンプサイクル2では、中間圧固定絞り17bおよび回収用膨張弁60の減圧作用によって、排熱回収熱交換部61aへ流入するサイクル用冷媒を、液相状態あるいは気液二相状態としている。さらに、排熱回収熱交換部61aを流通するサイクル用冷媒の圧力を、加熱空気の温度に対応するサイクル用冷媒の飽和圧力よりも低い圧力にしている。30

【 0 2 4 0 】

これによれば、排熱回収熱交換部61aにてサイクル用冷媒を確実に蒸発させることができる。従って、サイクル用冷媒の蒸発潜熱によって、加熱空気の有する熱をサイクル用冷媒に効率的に吸熱させることができる。

【 0 2 4 1 】

さらに、回収用膨張弁60の減圧作用によって、圧縮機11の中間圧ポート11bへ流入させるサイクル用冷媒を比較的過熱度の低い気相状態とすることができる。これによれば、中間圧ポート11bへ流入させるサイクル用冷媒の密度低下を抑制することができるので、ガスインジェクションサイクルを構成したことによる圧縮機11の圧縮効率の向上効果を充分に得ることができる。40

【 0 2 4 2 】

また、本実施形態のヒートポンプサイクル2は、冷媒回路切替部としての回収用開閉弁16aを有しているので、必要に応じて第1暖房モードの冷媒回路と第2暖房モードの冷媒回路とを切り替えることができる。従って、本実施形態の車両用熱管理システム1では、車載機器50～53の排熱を、必要に応じて送風空気を加熱するために利用することができる50

できる。

【0243】

さらに、回収用開閉弁16aが、液相状態あるいは気液二相状態のサイクル用冷媒が流通する冷媒通路に配置されているので、気相流体が流通する冷媒通路に配置される開閉弁のように、圧力損失の低減のために通路断面積の大きいものを採用する必要がない。従って、回収用開閉弁16aを小型化させて、車両用熱管理システム1全体としての小型化を図ることができる。

【0244】

また、本実施形態の排熱用冷媒循環回路3は、サーモサイフォンを構成している。従って、排熱用冷媒の蒸発潜熱を利用して、効率的な熱移送を行うことができる。さらに、排熱用冷媒循環回路3では、冷却水等を循環させる熱媒体回路のように水ポンプを必要とすることなく冷媒を循環させることができる。従って、排熱用冷媒循環回路3を小型化させて、車両用熱管理システム1全体としての小型化を図ることができる。10

【0245】

また、本実施形態の排熱用冷媒循環回路3は、冷媒循環遮断部としての排熱用開閉弁65を有しているので、必要に応じて液相用冷媒配管64を開閉することができる。従って、本実施形態の車両用熱管理システム1では、車載機器50～53の排熱を、必要に応じて外気に放熱させることができる。

【0246】

さらに、排熱用開閉弁65が、液相状態の排熱用冷媒が流通する液相用冷媒配管64に配置されているので、気相状態の排熱用冷媒が流通する冷媒通路に配置される開閉弁のように、圧力損失の低減のために通路断面積の大きいものを採用する必要がない。従って、排熱用開閉弁65を小型化させて、車両用熱管理システム1全体としての小型化を図ることができる。20

【0247】

また、本実施形態の複合型熱交換器61の排熱回収熱交換部61aでは、サイクル用冷媒チューブ72の下流側通路部72dにて、サイクル用冷媒を下方側から上方側へ向かって流すようにするとともに、下流側通路部72dを、上流側通路部72cよりも加熱空気流れの風上側に配置している。

【0248】

これによれば、下流側通路部72dにて、サイクル用冷媒を比較的温度の高い上流側の加熱空気と熱交換させて効率的に蒸発させることができる。そして、蒸発させて密度低下したサイクル用冷媒を下方側から上方側へ流すので、サイクル用冷媒チューブ72内にサイクル用冷媒が滞留してしまうことを抑制することができる。30

【0249】

さらに、このサイクル用冷媒チューブ72では、冷媒通路を2列に形成して、サイクル用冷媒の流れ方向をUターンさせている。これによれば、冷媒通路を1列に形成する場合よりもサイクル用冷媒チューブ72の通路断面積を低減させることができるので、サイクル用冷媒の流速を増加させて熱交換能力を向上させるとともに、排熱回収熱交換部61a内に冷凍機油が滞留してしまうことを抑制することができる。40

【0250】

また、本実施形態の複合型熱交換器61の排出熱交換部61cでは、排熱用冷媒チューブ75にて、排熱用冷媒の流れ方向を転向させることなく、排熱用冷媒を下方側から上方側へ向かって流すようにしている。

【0251】

これによれば、排熱用冷媒チューブ75の通路断面積の低減を抑制して、排熱用冷媒が排熱用冷媒チューブ75内を流通する際に生じる圧力損失を低減させることができる。従って、排熱用冷媒を自然循環させるサーモサイフォンであっても、排熱用冷媒の循環流量の低減を招くことなく排熱用冷媒を充分に循環させることができる。

【0252】

(第2実施形態)

本実施形態では、第1実施形態に対して、図15に示すように、電気自動車に搭載された際の車両用熱管理システム1の配置態様を変更した例を説明する。なお、図15は、第1実施形態で説明した図11に対応する図面である。図15では、第1実施形態と同一もしくは均等部分には同一の符号を付している。このことは、以下の図面でも同様である。

【0253】

具体的には、本実施形態では、外気ファン67を廃止し、空調用室外熱交換器20および廃棄熱室外熱交換器63を、外気の流れ方向に対して直列的に配置している。そして、廃棄熱室外熱交換器63 空調用室外熱交換器20の順に外気を流すようにしている。

【0254】

その他の車両用熱管理システム1の構成および作動は、第1実施形態と同様である。車両用熱管理システム1は、本実施形態のように配置されても、第1実施形態と同様の効果を得ることができる。

【0255】

さらに、本実施形態では、外気ファン67を廃止しているので、駆動用装置室81内のスペースを有効に活用することができる。

【0256】

また、本実施形態では、廃棄熱室外熱交換器63を空調用室外熱交換器20に対して、外気流れ上流側に配置した例を説明したが、空調用室外熱交換器20を廃棄熱室外熱交換器63に対して、外気流れ上流側に配置してもよい。より好ましくは、サイクル用冷媒および排熱用冷媒のうち低い温度帯の冷媒が流通する室外熱交換器を、外気流れ上流側に配置すればよい。

【0257】

(第3実施形態)

本実施形態では、第1実施形態に対して、図16に示すように、電気自動車に搭載された際の車両用熱管理システム1の配置態様を変更した例を説明する。

【0258】

具体的には、本実施形態では、少なくともヒートポンプサイクル2のうち複合型熱交換器61の熱交換フィン61bが配置された空気通路、および排出熱交換部61cを断熱筐体4の内部空間に収容している。そして、ヒートポンプサイクル2のその他の構成機器を断熱筐体4の外部に配置している。

【0259】

その他の車両用熱管理システム1の構成および作動は、第1実施形態と同様である。車両用熱管理システム1は、本実施形態のように配置されても、第1実施形態と同様の効果を得ることができます。

【0260】

さらに、本実施形態では、断熱筐体4の内部空間に収容されるヒートポンプサイクル2の構成機器を低減させているので、断熱筐体4の容積を縮小させることができる。つまり、断熱筐体4を小型化させることができる。従って、駆動用装置室81内のスペースを有効に活用することができる。例えば、車両前方側から流入した外気が駆動用装置室81内を貫流できるように、各車両構成機器を駆動用装置室81内に配置することができる。

【0261】

また、本実施形態では、複合型熱交換器61の一部を断熱筐体4の内部空間に収容した例を説明したが、もちろん複合型熱交換器61の全部を断熱筐体4の内部空間に収容してもよい。さらに、断熱筐体4の大型化を招かない範囲で、ヒートポンプサイクル2のその他の構成機器を断熱筐体4の内部空間に収容してもよい。

【0262】

(第4実施形態)

本実施形態では、第1実施形態に対して、図17に示すように、ダクト5の構成、およびダクト5の加熱空気用通路内に配置される車載機器50～53の配置態様を変更した例

10

20

30

40

50

を説明する。なお、図17は、第1実施形態で説明した図1に対応する図面である。

【0263】

具体的には、本実施形態のダクト5には、車載機器50～53にて加熱される空気を吸入する1つの吸入口56が形成されている。さらに、車載機器50～53は、使用可能温度帯の最高温度が低いものから順に、吸入口56の近くに配置されている。

【0264】

本実施形態では、バッテリ50 充電発電機51 電力制御ユニット52 走行用電動モータ53の順に、吸入口56の近くに配置されている。従って、吸入口56から吸入された空気は、バッテリ50 充電発電機51 電力制御ユニット52 走行用電動モータ53の順に、それぞれの排熱を吸熱する。

10

【0265】

その他の車両用熱管理システム1の構成および作動は、第1実施形態と同様である。車両用熱管理システム1は、本実施形態のダクト5を採用しても、第1実施形態と同様の効果を得ることができる。

【0266】

さらに、本実施形態のように、1つの吸入口56しか設けられていないダクト5を採用しても、温度の低い空気にて、使用可能温度帯の最高温度が低い車載機器から順に効率的に冷却することができる。従って、車載機器50～53の温度を、それぞれの使用可能温度帯に維持することができる。

【0267】

20

(第5実施形態)

本実施形態では、第4実施形態に対して、図18に示すように、ダクト5の構成を変更した例を説明する。

【0268】

具体的には、本実施形態のダクト5の加熱空気用通路は循環流路になっている。より詳細には、本実施形態の加熱用空気通路では、循環用送風機55の空気流れ下流側に、複合型熱交換器61の空気通路が接続されている。複合型熱交換器61の空気通路の空気流れ下流側には、第4実施形態と同様に、車載機器50～53が使用可能温度帯の最高温度が低いものから順に並んで配置されている。

【0269】

30

そして、加熱用空気通路の車載機器50～53の下流側には、循環用送風機55の吸入側が直接接続されている。従って、ダクト5の加熱空気用通路を循環する空気が、断熱筐体4の内部空間内に漏れ出すことはない。さらに、断熱筐体4の内部空間内の空気が、ダクト5の加熱空気用通路へ流入することもない。

【0270】

その他の車両用熱管理システム1の構成および作動は、第4実施形態と同様である。車両用熱管理システム1は、本実施形態のダクト5を採用しても、第1実施形態と同様の効果を得ることができます。

【0271】

40

さらに、本実施形態により、循環型の加熱空気用通路が形成されたダクト5を採用しても、第4実施形態と同様に、複合型熱交換器61にて冷却された温度の低い空気にて、使用可能温度帯の最高温度が低い車載機器から順に効率的に冷却することができる。従つて、車載機器50～53の温度を、それぞれの使用可能温度帯に維持することができる。

【0272】

また、本実施形態では、ダクト5として、断熱構造を有するものを採用してもよい。これによれば、車載機器50～53の排熱が外気に放熱されてしまうことを、より一層効果的に抑制することができる。そして、車載機器50～53の排熱を送風空気を加熱するために利用することができる。

【0273】

(第6実施形態)

50

本実施形態では、第1実施形態に対して、図19に示すヒートポンプサイクル102を採用した例を説明する。ヒートポンプサイクル102は、第1実施形態で説明したヒートポンプサイクル2と同様に、空調用の運転モードに応じて冷媒回路を切り替えることができる。

【0274】

ヒートポンプサイクル102では、ガスインジェクションサイクルが構成されない。このため、ヒートポンプサイクル102では、サイクル用冷媒を圧縮して吐出する圧縮機111として、単段昇圧式の電動圧縮機を採用している。圧縮機111は、制御装置90から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

【0275】

圧縮機111の吐出ポート111cには、室内凝縮器12の冷媒入口側が接続されている。室内凝縮器12の冷媒出口側には、分岐部15fが接続されている。分岐部15fは、室内凝縮器12から流出した冷媒の流れを分岐するものである。分岐部15fは、第1実施形態で説明した合流部15cと同様の三方継手構造のものである。分岐部15fでは、3つの流入出口のうち1つを冷媒流入口とし、残りの2つを冷媒流出口としている。

10

【0276】

分岐部15fの一方の冷媒流出口には、高段側膨張弁13を介して、空調用室外熱交換器20の冷媒入口側が接続されている。空調用室外熱交換器20の冷媒出口には、冷房用膨張弁22を介して、室内蒸発器23の冷媒入口側が接続されている。室内蒸発器23の冷媒出口には、アキュムレータ24の入口側が接続されている。アキュムレータ24の気相冷媒出口には、圧縮機11の吸入ポート111aが接続されている。

20

【0277】

さらに、空調用室外熱交換器20の冷媒出口には、空調用室外熱交換器20から流出したサイクル用冷媒を、冷房用膨張弁22および室内蒸発器23を迂回させて、アキュムレータ24の入口側へ導く蒸発器迂回通路25が接続されている。蒸発器迂回通路25には、冷房用開閉弁16cが配置されている。

【0278】

分岐部15fの他方の冷媒流出口には、入口側分岐冷媒通路15gが接続されている。入口側分岐冷媒通路15gには、回収用開閉弁16aおよび回収用膨張弁60が配置されている。本実施形態では、図19に示すように、入口側分岐冷媒通路15gにおける冷媒流れ方向に対して、回収用開閉弁16a　回収用膨張弁60の順に配置しているが、逆に回収用膨張弁60　回収用開閉弁16aの順に配置されていてもよい。

30

【0279】

回収用膨張弁60は、複合型熱交換器61の排熱回収熱交換部61aの出口側のサイクル用冷媒の過熱度が予め定めた基準過熱度に近づくように絞り開度を変化させる。入口側分岐冷媒通路15gの出口側には、排熱回収熱交換部61aの冷媒入口側が接続されている。さらに、排熱回収熱交換部61aの冷媒出口には、出口側分岐冷媒通路15hを介して、アキュムレータ24の入口側が接続されている。

【0280】

また、ヒートポンプサイクル102では、気液分離器14、低圧側開閉弁16b、低段側固定絞り17a等が廃止されている。その他のヒートポンプサイクル102の構成は、第1実施形態で説明したヒートポンプサイクル2と同様である。

40

【0281】

次に、上記構成における本実施形態の車両用熱管理システム1の作動について説明する。まず、本実施形態の制御装置90が実行する車室内の空調を行うための制御について説明する。制御装置90は、第1実施形態と同様に、目標吹出温度TAO、検出信号、および操作信号に基づいて、各運転モードを切り替える。以下に、各運転モードにおける詳細作動を説明する。

【0282】

(a) 冷房モード

50

冷房モードでは、制御装置90が、高段側膨張弁13を全開状態とし、冷房用膨張弁22を冷媒減圧作用を発揮する絞り状態とする。さらに、制御装置90は、回収用開閉弁16aを閉じ、冷房用開閉弁16cを開じる。

【0283】

これにより、冷房モードのヒートポンプサイクル102では、圧縮機111の吐出ポート111c（室内凝縮器12 高段側膨張弁13） 空調用室外熱交換器20 冷房用膨張弁22 室内蒸発器23 アキュムレータ24 圧縮機111の吸入ポート111aの順にサイクル用冷媒が循環するサイクルが構成される。

【0284】

このサイクル構成で、制御装置90は、第1実施形態と同様に、出力側に接続された各種制御対象機器へ出力される制御信号等を決定して、各種制御対象機器の作動を制御する。
10

【0285】

従って、本実施形態の冷房モードでは、第1実施形態と同様に、室内蒸発器23にて冷却された送風空気を車室内に吹き出すことによって、車室内の冷房を行うことができる。

【0286】

(b) 除湿暖房モード
除湿暖房モードでは、制御装置90が、高段側膨張弁13を絞り状態とし、冷房用膨張弁22を絞り状態とする。さらに、制御装置90は、回収用開閉弁16aを開じ、冷房用開閉弁16cを開じる。
20

【0287】

これにより、除湿暖房モードのヒートポンプサイクル2では、圧縮機111の吐出ポート111c 室内凝縮器12 高段側膨張弁13 空調用室外熱交換器20 冷房用膨張弁22 室内蒸発器23 アキュムレータ24 圧縮機111の吸入ポート111aの順にサイクル用冷媒が循環するサイクルが構成される。

【0288】

このサイクル構成で、制御装置90は、第1実施形態と同様に、出力側に接続された各種制御対象機器へ出力される制御信号等を決定して、各種制御対象機器の作動を制御する。
。

【0289】

従って、本実施形態の除湿暖房モードでは、第1実施形態と同様に、室内蒸発器23にて冷却されて除湿された送風空気を、室内凝縮器12にて再加熱して車室内に吹き出すことによって、車室内の除湿暖房を行うことができる。
30

【0290】

(c) 第1暖房モード
第1暖房モードでは、制御装置90が、高段側膨張弁13を絞り状態とし、冷房用膨張弁22を全閉状態とする。さらに、制御装置90は、回収用開閉弁16aを開じ、冷房用開閉弁16cを開く。

【0291】

これにより、第1暖房モードのヒートポンプサイクル102では、圧縮機111の吐出ポート111c 室内凝縮器12 高段側膨張弁13 空調用室外熱交換器20 冷房用開閉弁16c アキュムレータ24 圧縮機111の吸入ポート111aの順にサイクル用冷媒が循環するサイクルが構成される。
40

【0292】

このサイクル構成で、制御装置90は、第1実施形態と同様に、出力側に接続された各種制御対象機器へ出力される制御信号等を決定して、各種制御対象機器の作動を制御する。
。

【0293】

従って、本実施形態の第1暖房モードでは、第1実施形態と同様に、室内凝縮器12にて加熱された送風空気を車室内に吹き出すことによって、車室内の暖房を行うことができ
50

る。

【0294】

(d) 第2暖房モード

第2暖房モードでは、制御装置90が、ダクト5内の加熱空気用通路に配置された循環用送風機55を予め定めた基準送風能力を発揮するように作動させている。また、第2暖房モードでは、制御装置90が、高段側膨張弁13を絞り状態とし、冷房用膨張弁22を全閉状態とする。さらに、制御装置90は、回収用開閉弁16aを開き、冷房用開閉弁16cを開く。

【0295】

これにより、第2暖房モードのヒートポンプサイクル2では、圧縮機11の吐出ポート11c 室内凝縮器12 分岐部15f 高段側膨張弁13 空調用室外熱交換器20 冷房用開閉弁16c アキュムレータ24 圧縮機11の吸入ポート11aの順にサイクル用冷媒が循環するとともに、分岐部15f 回収用開閉弁16a 回収用膨張弁60 複合型熱交換器61の排熱回収熱交換部61a アキュムレータ24 圧縮機11の吸入ポート11aの順にサイクル用冷媒が循環するサイクルが構成される。10

【0296】

つまり、空調用室外熱交換器20および排熱回収熱交換部61aが、サイクル用冷媒の流れに対して並列的に接続された蒸気圧縮式の冷凍サイクルが構成される。

【0297】

このサイクル構成で、制御装置90は、第1実施形態と同様に、出力側に接続された各種制御対象機器へ出力される制御信号等を決定して、各種制御対象機器の作動を制御する。20

【0298】

従って、本実施形態の第1暖房モードでは、室内凝縮器12にて加熱された送風空気を車室内に吹き出すことによって、車室内の暖房を行うことができる。

【0299】

さらに、第2暖房モードでは、空調用室外熱交換器20および排熱回収熱交換部61aが並列的に接続されているので、サイクル用冷媒が空調用室外熱交換器20にて外気から吸熱した熱、および排熱回収熱交換部61aにて加熱空気から吸熱した熱を熱源として送風空気を加熱することができる。従って、第1暖房モードよりも送風空気の加熱能力を向上させることができる。30

【0300】

その他の車両用熱管理システム1の構成および作動は、第1実施形態と同様である。従って、ヒートポンプサイクル102を備える車両用熱管理システム1であっても、第1実施形態と同様に、車載機器50～53の排熱を、送風空気を加熱するために有効に利用することができる。

【0301】

(第7実施形態)

本実施形態では、第1実施形態に対して、図20に示すように、排熱用冷媒循環回路3の構成を変更した例を説明する。具体的には、本実施形態では、排熱用開閉弁65に代えて、排熱用冷媒ポンプ68を採用している。40

【0302】

排熱用冷媒ポンプ68は、液相用冷媒配管64に配置されて、廃棄熱室外熱交換器63から流出した液相状態の排熱用冷媒を複合型熱交換器61の排出熱交換部61cへ向けて圧送する電動式のポンプである。排熱用冷媒ポンプ68は、制御装置90から出力される制御電圧によって、回転数(すなわち、圧送能力)が制御される。

【0303】

さらに、排熱用冷媒ポンプ68は、停止時に排熱用冷媒が内部を流通することを禁止する機能を有している。従って、排熱用冷媒ポンプ68は、排熱用冷媒の循環を遮断する冷媒循環遮断部としての機能を兼ね備えている。50

【0304】

また、本実施形態の制御装置90は、廃棄熱室外熱交換器63にて車載機器50～53の排熱を外気に放熱させる際に、排熱用冷媒ポンプ68を作動させる。

【0305】

制御装置90が、排熱用冷媒ポンプ68を作動させると、廃棄熱室外熱交換器63にて凝縮した排熱用冷媒が、排出熱交換部61cへ圧送される。排出熱交換部61cへ流入した排熱用冷媒は、加熱空気から吸熱して蒸発する。その他の車両用熱管理システム1の構成および作動は、第1実施形態と同様である。車両用熱管理システム1は、本実施形態の排熱用冷媒循環回路3を採用しても、第1実施形態と同様の効果を得ることができる。

【0306】

さらに、本実施形態の排熱用冷媒循環回路3では、排熱用冷媒ポンプ68を液相用冷媒配管64に配置している。従って、排熱用冷媒ポンプ68が気相状態の排熱用冷媒を噛み込むことなく、液相冷媒の排熱用冷媒を排出熱交換部61cへ確実に圧送できる。また、車載機器50～53の発熱量に応じて排熱用冷媒ポンプ68の圧送能力を変化させることによって、より一層適切に車載機器50～53を冷却することができる。

【0307】**(第8実施形態)**

本実施形態では、第1実施形態に対して、図21に示すように、排熱用冷媒循環回路3の構成を変更した例を説明する。具体的には、本実施形態では、排熱用開閉弁65に代えて、排熱用圧縮機69aおよび排熱用膨張弁69bを採用している。

【0308】

排熱用圧縮機69aは、気相用冷媒配管62に配置されて、排出熱交換部61cから流出した気相状態の排熱用冷媒を圧縮して吐出する電動圧縮機である。排熱用圧縮機69aの基本的構成は、第6実施形態で説明した圧縮機111と同様である。

【0309】

排熱用圧縮機69aは、停止時に排熱用冷媒が内部を流通することを禁止する機能を有している。従って、排熱用圧縮機69aは、排熱用冷媒の循環を遮断する冷媒循環遮断部としての機能を兼ね備えている。

【0310】

排熱用膨張弁69bは、液相用冷媒配管64に配置されて、廃棄熱室外熱交換器63から流出した液相状態の排熱用冷媒を減圧させる温度式膨張弁である。排熱用膨張弁69bの基本的構成は、回収用膨張弁60と同様である。排熱用膨張弁69bは、排出熱交換部61cの出口側の排熱用冷媒の過熱度が予め定めた基準過熱度に近づくように絞り開度を変化させる。

【0311】

つまり、本実施形態の排熱用冷媒循環回路3では、排出熱交換部61cにて排熱用冷媒を蒸発させて加熱空気から吸熱した熱を、廃棄熱室外熱交換器63にて外気に放熱させて排熱用冷媒を凝縮させる蒸気圧縮式の冷凍サイクルが構成されている。また、本実施形態の制御装置90は、廃棄熱室外熱交換器63にて車載機器50～53の排熱を外気に放熱させる際に、排熱用圧縮機69aを作動させる。

【0312】

制御装置90が、排熱用圧縮機69aを作動させると、排熱用圧縮機69aは、排出熱交換部61cから流出した気相状態の排熱用冷媒を吸入し、圧縮して吐出する。排熱用圧縮機69aから吐出された冷媒は、廃棄熱室外熱交換器63にて外気と熱交換して放熱して凝縮する。

【0313】

廃棄熱室外熱交換器63にて凝縮した液相状態の排熱用冷媒は、排熱用膨張弁69bにて減圧される。この際、排熱用膨張弁69bの絞り開度は、排出熱交換部61cの出口側の排熱用冷媒の過熱度が基準過熱度に近づくように調整される。排熱用膨張弁69bにて減圧された排熱用冷媒は、排出熱交換部61cへ流入する。

10

20

30

40

50

【0314】

排出熱交換部 61c へ流入した冷媒は、加熱空気から吸熱した蒸発する。排出熱交換部 61c から流出した気相状態の排熱用冷媒は、再び排熱用圧縮機 69a に吸入されて圧縮される。その他の車両用熱管理システム 1 の構成および作動は、第 1 実施形態と同様である。車両用熱管理システム 1 は、本実施形態の排熱用冷媒循環回路 3 を採用しても、第 1 実施形態と同様の効果を得ることができる。

【0315】

さらに、本実施形態の排熱用冷媒循環回路 3 では、蒸気圧縮式の冷凍サイクルが構成されており、排出熱交換部 61c を蒸発器として機能させてるので、加熱空気を確実に冷却して、車載機器 50～53 を冷却することができる。また、車載機器 50～53 の発熱量に応じて排熱用圧縮機 69a の吐出能力を変化させることによって、より一層適切に車載機器 50～53 を冷却することができる。10

【0316】**(第 9 実施形態)**

本実施形態では、第 1 実施形態に対して、図 22 に示すように、複合型熱交換器 61 のサイクル用冷媒チューブ 72 の構成を変更した例を説明する。なお、図 22 は、第 1 実施形態で説明した図 6 に対応する図面である。

【0317】

本実施形態のサイクル用冷媒チューブ 72 では、下流側通路部 72d の通路断面積が上流側通路部 72c の通路断面積よりも大きく形成されている。つまり、本実施形態のサイクル用冷媒チューブ 72 内に形成される冷媒通路の通路断面積は、冷媒流れ下流側に向かって拡大している。20

【0318】

その他の車両用熱管理システム 1 の構成および作動は、第 1 実施形態と同様である。車両用熱管理システム 1 は、本実施形態の複合型熱交換器 61 を採用しても、第 1 実施形態と同様の効果を得ることができる。

【0319】

さらに、本実施形態の複合型熱交換器 61 では、サイクル用冷媒チューブ 72 の通路断面積が、冷媒流れ下流側に向かって拡大している。これによれば、蒸発させたサイクル用冷媒がサイクル用冷媒チューブ 72 を流通する際に生じる圧力損失を低減させることができる。30

【0320】**(第 10 実施形態)**

本実施形態では、第 1 実施形態に対して、図 23 に示すように、複合型熱交換器 61 のサイクル用冷媒チューブ 72 の構成を変更した例を説明する。本実施形態のサイクル用冷媒チューブ 72 では、上下方向に延びる断面扁平形状の冷媒通路を、加熱空気の流れ方向に沿って 3 列に設けている。

【0321】

より詳細には、本実施形態のサイクル用冷媒チューブ 72 では、上流側通路部 72c にてサイクル用冷媒を下方側から上方側へ流すようにしている。さらに、上流側通路部 72c から流出したサイクル用冷媒を上方側から下方側へ流す中間側通路部 72f を設けている。また、下流側通路部 72d では、中間側通路部 72f から流出したサイクル用冷媒を下方側から上方側へ流している。40

【0322】

つまり、本実施形態のサイクル用冷媒チューブ 72 では、サイクル用冷媒の流れ方向を N 字を描くように 2 回転向させている。

【0323】

また、中間側通路部 72f の通路断面積は、上流側通路部 72c の通路断面積よりも大きく形成されている。さらに、下流側通路部 72d の通路断面積は、中間側通路部 72f の通路断面積よりも大きく形成されている。つまり、本実施形態のサイクル用冷媒チュー50

ブ72内に形成される冷媒通路の通路断面積は、冷媒流れ下流側に向かって拡大している。

【0324】

その他の車両用熱管理システム1の構成および作動は、第1実施形態と同様である。車両用熱管理システム1は、本実施形態の複合型熱交換器61を採用しても、第1実施形態と同様の効果を得ることができる。

【0325】

さらに、本実施形態の複合型熱交換器61においても、第9実施形態と同様に、蒸発させたサイクル用冷媒がサイクル用冷媒チューブ72を流通する際に生じる圧力損失を低減させることができる。また、サイクル用冷媒の流速を増加させてより一層、熱交換能力を向上させることができる。10

【0326】

(第11実施形態)

本実施形態では、第1実施形態に対して、排熱回収熱交換部61aのパス構成を変更した例を説明する。ここで、熱交換器におけるパスとは、熱交換器内に形成された所定の空間から別の空間へ向かって、同一方向に冷媒を流すチューブ群によって形成される冷媒流路と定義することができる。

【0327】

例えば、タンクアンドチューブ型の熱交換器では、タンク内に形成された同一の分配空間から同一の集合空間へ向かって、同一方向に冷媒を流すチューブ群によって形成される冷媒流路がパスに該当する。従って、パスを形成するチューブの本数が増加するに伴って、当該パスの合計通路断面積は増加する。20

【0328】

本実施形態の複合型熱交換器61では、第1実施形態で説明した風下側サイクル用冷媒タンク70の長手方向一端部に、回収用開閉弁16aから流出したサイクル用冷媒を流入させる冷媒入口70aが形成されている。また、風下側サイクル用冷媒タンク70の長手方向他端部に、圧縮機11の中間圧ポート11b側へサイクル用冷媒を流出させる冷媒出口70bが形成されている。

【0329】

さらに、風下側サイクル用冷媒タンク70の内部には、セパレータ70cが配置されている。セパレータ70cは、風下側サイクル用冷媒タンク70の内部空間を、冷媒入口70aに連通する入口側内部空間70dと、冷媒出口70bに連通する出口側内部空間70eとに仕切っている。30

【0330】

このため、本実施形態の排熱回収熱交換部61aでは、入口側内部空間70dに接続されるサイクル用冷媒チューブ72群によって、図24に示すように、入口側内部空間70dから風上側サイクル用冷媒タンク71の内部空間へ向かって、同一方向に冷媒を流す入口側パス721が形成されている。

【0331】

さらに、出口側内部空間70eに接続されるサイクル用冷媒チューブ72群によって、図24に示すように、風上側サイクル用冷媒タンク71の内部空間から出口側内部空間70eへ向かって、同一方向へ冷媒を流す出口側パス722が形成されている。つまり、本実施形態のサイクル用冷媒チューブ72は2つのパスを形成している。40

【0332】

また、本実施形態のセパレータ70cは、入口側内部空間70dが、出口側内部空間70eよりも小さくなるように配置されている。より具体的には、セパレータ70cは、入口側内部空間70dの容積が風下側サイクル用冷媒タンク70の内部空間の30%~33%程度となるように、配置されている。

【0333】

このため、出口側内部空間70eに連通するように接続されて、出口側パス722を形

50

成するサイクル用冷媒チューブ 7 2 の本数は、入口側内部空間 7 0 d に連通するように接続されて、入口側バス 7 2 1 を形成するサイクル用冷媒チューブ 7 2 の本数よりも多くなっている。

【 0 3 3 4 】

その結果、出口側バス 7 2 2 を形成するサイクル用冷媒チューブ 7 2 群の合計通路断面積は、入口側バス 7 2 1 を形成するサイクル用冷媒チューブ 7 2 群の合計通路断面積よりも大きくなっている。つまり、バスを形成するサイクル用チューブ 7 2 の合計通路断面積は、冷媒流れ下流側に向かって拡大している。

【 0 3 3 5 】

その他の車両用熱管理システム 1 の構成および作動は、第 1 実施形態と同様である。車両用熱管理システム 1 は、本実施形態の複合型熱交換器 6 1 を採用しても、第 1 実施形態と同様の効果を得ることができる。10

【 0 3 3 6 】

さらに、本実施形態の複合型熱交換器 6 1 では、バスを形成するサイクル用冷媒チューブ 7 2 の合計通路断面積が、冷媒流れ下流側に向かって拡大している。これによれば、第 10 実施形態と同様に、蒸発させたサイクル用冷媒がサイクル用冷媒チューブ 7 2 を流通する際に生じる圧力損失を低減させることができる。

【 0 3 3 7 】

(他の実施形態)

本発明は、上述の実施形態に限定されることなく、本発明の趣旨を逸脱しない範囲内で、以下のように種々変形可能である。20

【 0 3 3 8 】

(1) 上述の実施形態では、車両用熱管理システム 1 を、電気自動車に適用した例を説明したが、車両用熱管理システム 1 の適用はこれに限定されない。車両用熱管理システム 1 は、通常のエンジン車両と比較して、走行用駆動源の発熱量が少なく、暖房用等の熱源を確保しにくい車両に適用して有効である。

【 0 3 3 9 】

例えば、内燃機関および走行用電動モータの双方から車両走行用の駆動力を得るハイブリッド車両（商用電源から充電可能な、いわゆるプラグインハイブリッド車両を含む。）や、燃料電池を搭載した燃料電池車両に適用して有効である。30

【 0 3 4 0 】

また、上述の実施形態では、熱交換対象流体が送風空気である例について説明したが、熱交換対象流体はこれに限定されない。例えば、熱交換対象流体は、給湯水等であってもよい。

【 0 3 4 1 】

(2) 上述の実施形態では、空調用の運転モードを切替可能に構成された車両用熱管理システム 1 について説明したが、車載機器の排熱を有効に利用するために空調用の運転モードの切り替えは必須ではない。すなわち、少なくとも第 2 暖房モードを実行可能であれば上述したように車載機器 5 0 ~ 5 3 の排熱を有効に利用することができる。さらに、上述の実施形態で説明した以外の運転モードに切替可能としてもよい。40

【 0 3 4 2 】

従って、ヒートポンプサイクル 2、1 0 2 についても冷媒回路を切替可能に構成されたものに限定されない

さらに、ヒートポンプサイクル 2、1 0 2 が、上述の実施形態で説明した回路構成とは異なる回路構成に切り替えられるものであってもよい。例えば、冷房モード時、除湿暖房モード、第 1 暖房モード時にガスインジェクションサイクルを構成する冷媒回路に切り替えられるものであってもよい。また、冷房モード時、あるいは除湿暖房モード時に車載機器 5 0 ~ 5 3 の排熱を回収して利用するようになっていてもよい。

【 0 3 4 3 】

(3) ヒートポンプサイクル 2、1 0 2 を構成する各構成機器は、上述の実施形態に開50

示されたものに限定されない。

【0344】

上述の第1実施形態等では、圧縮機11として、2つの圧縮機構を1つのハウジング内に収容した二段昇圧式の電動圧縮機を採用した例を説明したが、圧縮機の形式はこれに限定されない。

【0345】

例えば、中間圧ポート11bから中間圧のサイクル用冷媒を流入させて、低圧から高圧へ圧縮される過程のサイクル用冷媒に合流させることができれば、ハウジングの内部に、1つの固定容量型の圧縮機構、および1つの圧縮機構を回転駆動する電動モータを収容して構成された電動圧縮機であってもよい。

10

【0346】

この他にも、2つの圧縮機を直列に接続して、低段側に配置される低段側圧縮機の吸入口を吸入ポート11aとし、高段側に配置される高段側圧縮機の吐出口を吐出ポート11cとする。さらに、低段側圧縮機の吐出口と高段側圧縮機との吸入口とを接続する接続部に中間圧ポート11bを設ける。このように、低段側圧縮機と高段側圧縮機との2つの圧縮機を用いて、1つの二段昇圧式の圧縮機を構成してもよい。

【0347】

また、上述の第1実施形態等では、固定絞り迂回通路18に冷媒回路切替部としての低圧側開閉弁16bを配置した例を説明したが、冷媒回路切替部はこれに限定されない。

【0348】

例えば、冷媒回路切替部として、気液分離器14の第2液相流出ポート14dと低段側固定絞り17aとを接続する冷媒回路、および第2液相流出ポート14dと固定絞り迂回通路18とを接続する冷媒回路を切り替える電気式の三方弁を採用してもよい。さらに、低段側固定絞り17aとして、高段側膨張弁13等と同様の全開機能付きの可変絞り機構を採用して、低圧側開閉弁16bおよび固定絞り迂回通路18を廃止してもよい。

20

【0349】

また、上述の実施形態では、回収用開閉弁16aおよび排熱用開閉弁65等の開閉弁の詳細構成について言及していないが、これらの開閉弁として、非通電時に冷媒通路を開じる、いわゆるノーマルクローズ型の電磁弁を採用してもよい。これによれば、図13を用いて説明した制御フローのステップS1における制御を容易に実行することができる。

30

【0350】

また、上述の実施形態では、サイクル用冷媒として、R134aを採用した例を説明したが、冷媒はこれに限定されない。例えば、HFO系冷媒(R1234yf、HFO-1234ze、HFO-1234zd)、R600a、R410A、R404A、R32、R407C等を採用してもよい。また、これらの冷媒のうち複数種を混合させた混合冷媒等を採用してもよい。排熱用冷媒についても同様である。

【0351】

さらに、ヒートポンプサイクル2の冷媒として、二酸化炭素を採用し、圧縮機11から吐出された冷媒の圧力が、冷媒の臨界圧力以上となる超臨界冷凍サイクルを構成してもよい。

40

【0352】

(4) 排熱用冷媒循環回路3を構成する各構成機器は、上述の実施形態に開示されたものに限定されない。

【0353】

上述の第1実施形態等では、ヒートポンプサイクル2の空調用室外熱交換器20へ向けて外気を送風する外気ファン21と、排熱用冷媒循環回路3の熱廃棄室外熱交換器63へ向けて外気を送風する外気ファン67とを別体としているが、第2実施形態のように、共通する外気ファンから双方の室外熱交換器へ外気を送風してもよい。

【0354】

また、上述の実施形態では、排熱用冷媒として、サイクル用冷媒と同種の冷媒を採用し

50

た例を説明したが、異なる種類の冷媒を採用してもよい。例えば、サーモサイフォンを構成する排熱用冷媒循環回路3では、アルコール等の熱媒体を採用してもよい。

【0355】

(5) 複合型熱交換器61の詳細構成は、上述の実施形態に開示されたものに限定されない。

【0356】

上述の実施形態では、サイクル用冷媒チューブ72および排熱用冷媒チューブ75として、プレートチューブを採用した例を説明したが、押し出し成型等によって形成された多穴管を採用してもよい。

【0357】

また、上述の実施形態では、図10で説明したように、サイクル用冷媒チューブ72、排熱用冷媒チューブ75および熱交換フィン61bを規則的に積層配置することによって、熱交換フィン61bを介してサイクル用冷媒と排熱用冷媒との間の熱移動を実現しているが、サイクル用冷媒チューブ72、排熱用冷媒チューブ75および熱交換フィン61bの配置はこれに限定されない。

【0358】

例えば、サイクル用冷媒チューブ72と排熱用冷媒チューブ75とを直接接觸させるように接合することによって、サイクル用冷媒と排熱用冷媒との間の熱移動を実現してもよい。そして、サイクル用冷媒チューブ72と排熱用冷媒チューブ75とを直接接合した接合体を間隔を開けて積層配置し、隣り合う接合体同士の間に熱交換フィン61bを配置してもよい。

【0359】

より具体的には、積層方向両端部を除くと、...熱交換フィン61b サイクル用冷媒チューブ72 排熱用冷媒チューブ75 ...の順、あるいは、...熱交換フィン61b 排熱用冷媒チューブ75 サイクル用冷媒チューブ72 ...の順が繰り返されるように、サイクル用冷媒チューブ72、排熱用冷媒チューブ75および熱交換フィン61bを規則的に積層配置してもよい。

【0360】

(6) ダクト5の詳細構成は、上述の実施形態に開示されたものに限定されない。

【0361】

上述の実施形態では、ダクト5の加熱空気用通路内に一つの循環用送風機55を配置した例を説明したが、循環用送風機55は複数配置されていてもよい。そして、例えば、第1実施形態のように複数の吸入口56a～56dが形成されたダクト5において、それぞれの吸入口56a～56dから吸入される空気量を調整するために、それぞれの吸入口56a～56dに専用の循環用送風機55を配置してもよい。

【0362】

(7) 上述の実施形態では、車載機器としてバッテリ50、充電発電機51、電力制御ユニット52、走行用電動モータ53を採用した例を説明したが、車載機器はこれに限定されない。例えば、発熱量が異なる車載機器に限定されることなく、互いに発熱量が同等の複数の車載機器を採用してもよいし、互いに使用可能温度帯が同等の複数の車載機器を採用してもよい。

【0363】

さらに、上述の実施形態では、車載機器50～53が充分な性能を発揮できるように使用可能温度帯を設定した例を説明したが、使用可能温度帯の設定はこれに限定されない。例えば、車載機器50～53の信頼性を確保できることを優先して使用可能温度帯を決定してもよい。

【0364】

(8) また、上記各実施形態に開示された手段は、実施可能な範囲で適宜組み合わせてもよい。

【0365】

10

20

30

40

50

例えば、第3～第5実施形態の車両用熱管理システム1において、第2実施形態のように、空調用室外熱交換器20および廃棄熱室外熱交換器63を、外気の流れ方向に対して直列的に配置してもよい。

【 0 3 6 6 】

例えば、第6実施形態で説明したヒートポンプサイクル102を、第2～第5実施形態の車両用熱管理システム1に適用してもよい。

【 0 3 6 7 】

例えば、第7、第8実施形態で説明した排熱用冷媒循環回路3を、第2～第6実施形態の車両用熱管理システム1に適用してもよい。

【 0 3 6 8 】

例えば、第9～第11実施形態で説明した複合型熱交換器61を、第2～第8実施形態の車両用熱管理システム1に適用してもよい。

【符号の説明】

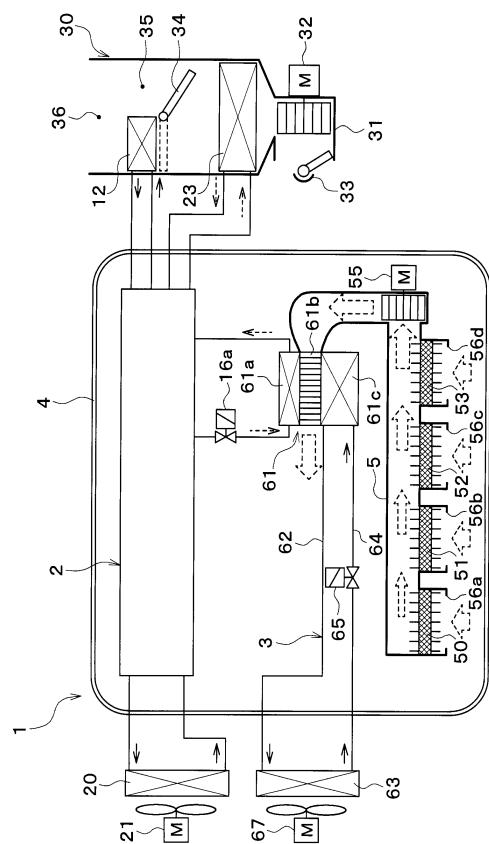
[0 3 6 9]

- 1 車両用熱管理システム
 - 2 ヒートポンプサイクル
 - 3 排熱用冷媒循環回路
 - 4 断熱筐体
 - 5 ダクト
 - 6 1 複合型熱交換器
 - 6 1 a 排熱回収熱交換部
 - 6 1 b 熱交換フィン
 - 6 1 c 排出熱交換部

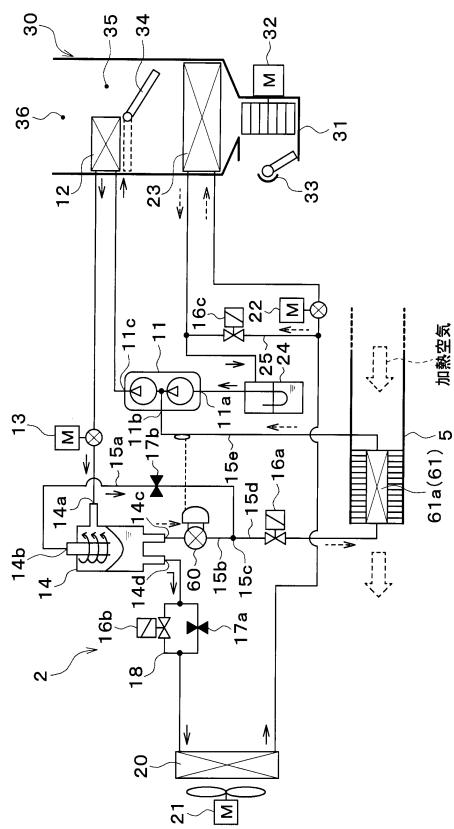
10

20

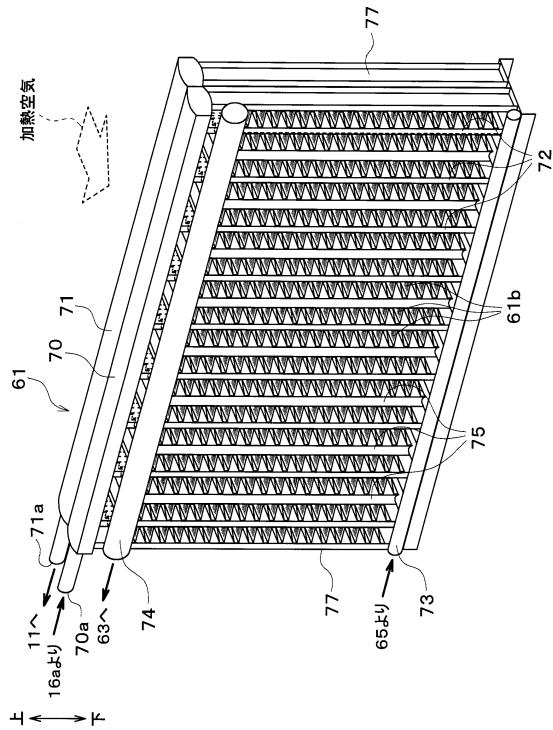
【図1】



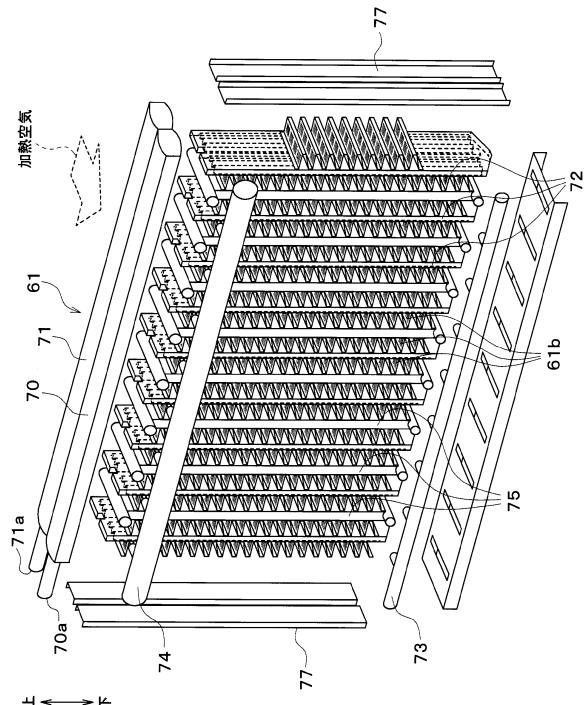
【図2】



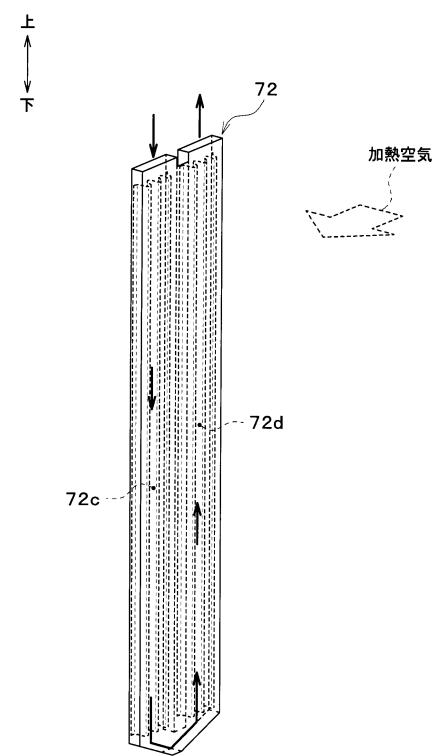
【図3】



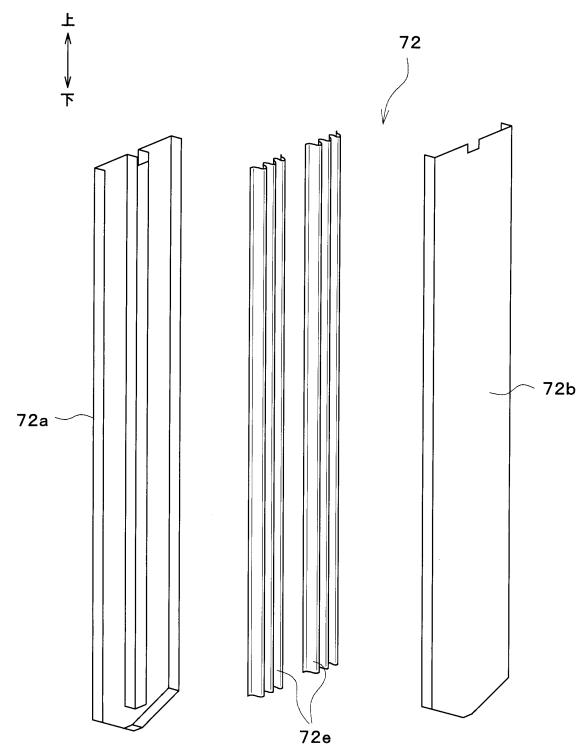
【 図 4 】



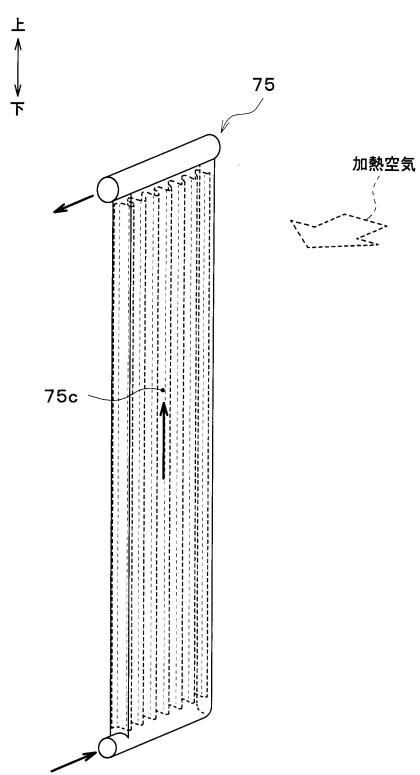
【図5】



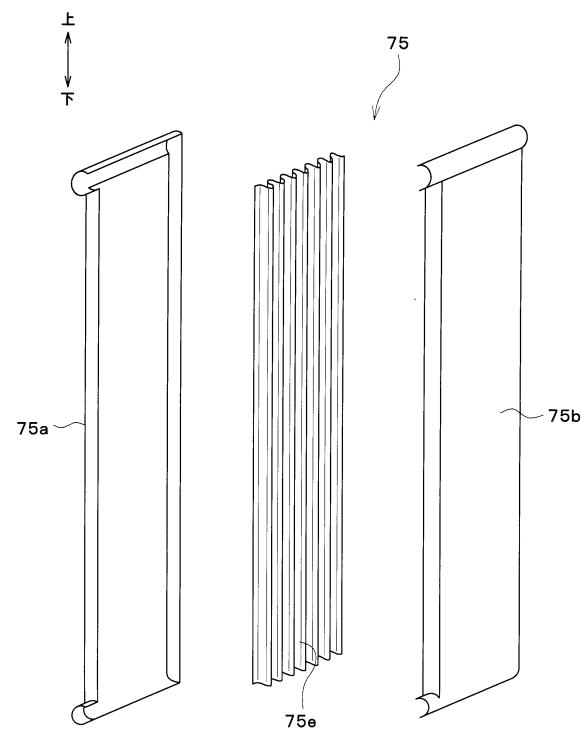
【図6】



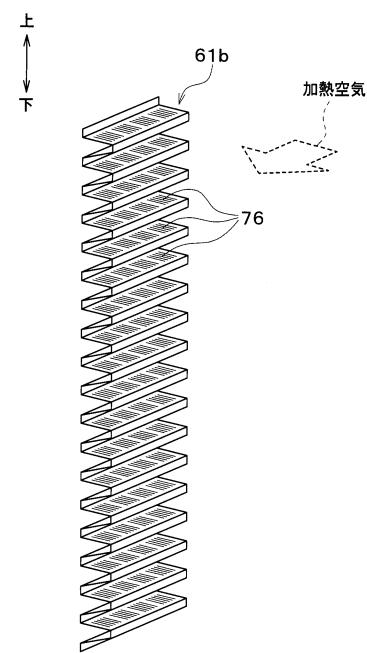
【図7】



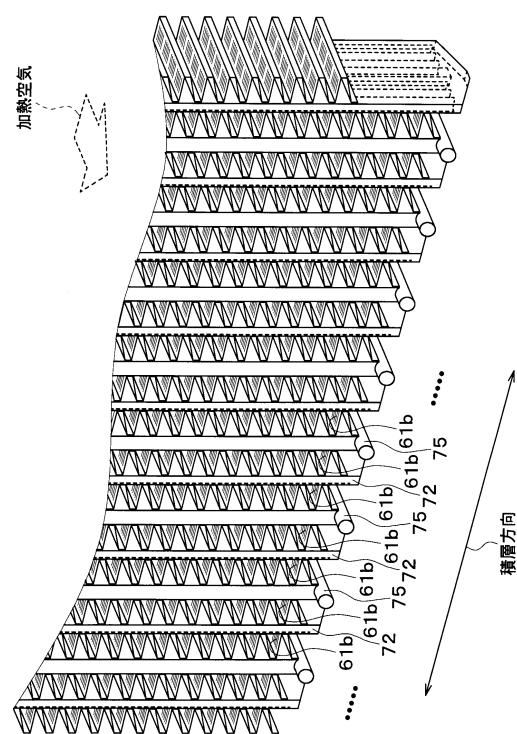
【図8】



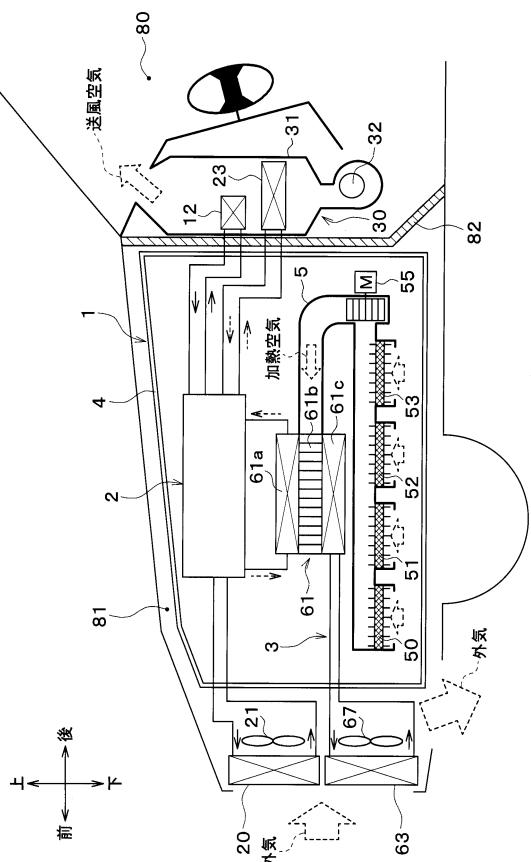
【図9】



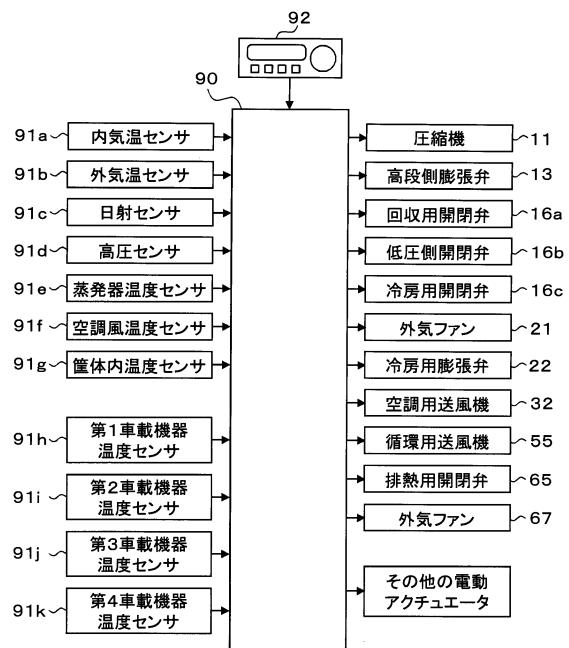
【図10】



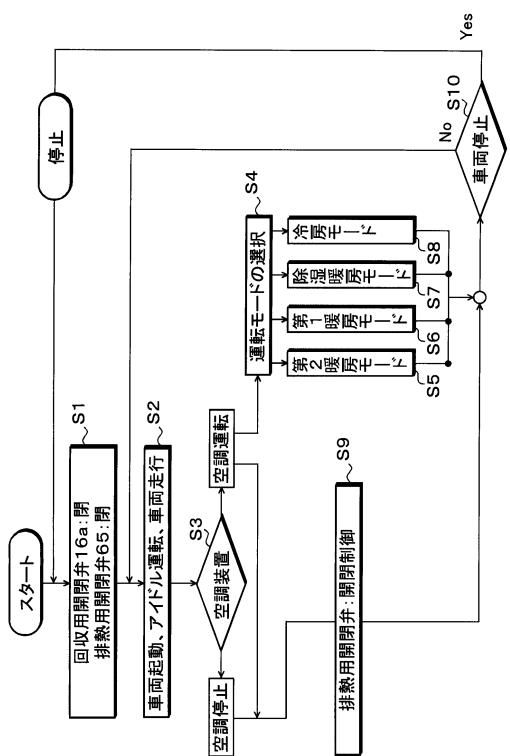
【図 1 1】



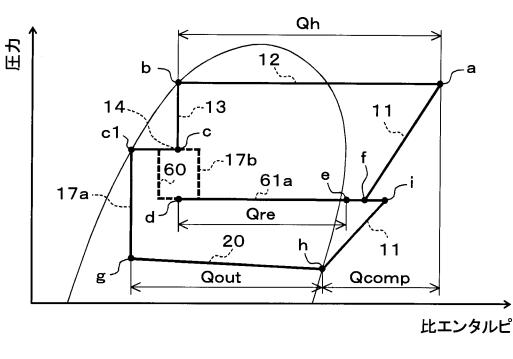
【図 1 2】



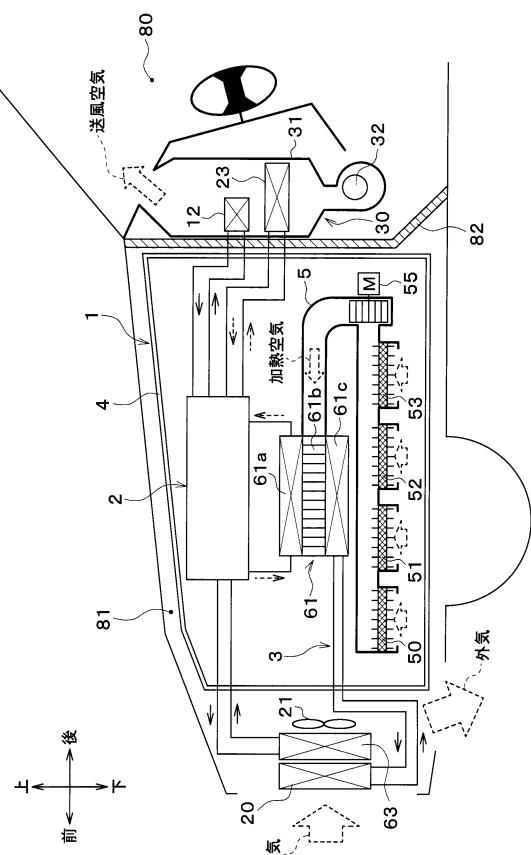
【図 1 3】



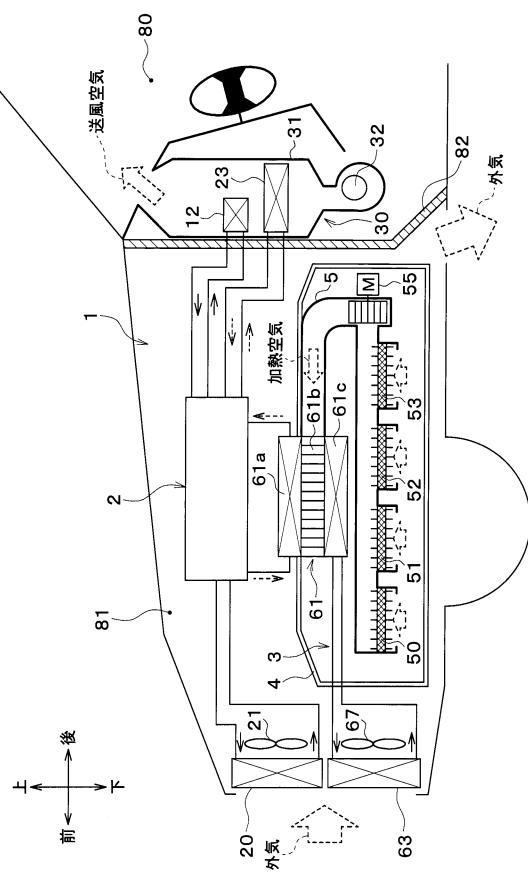
【図 1 4】



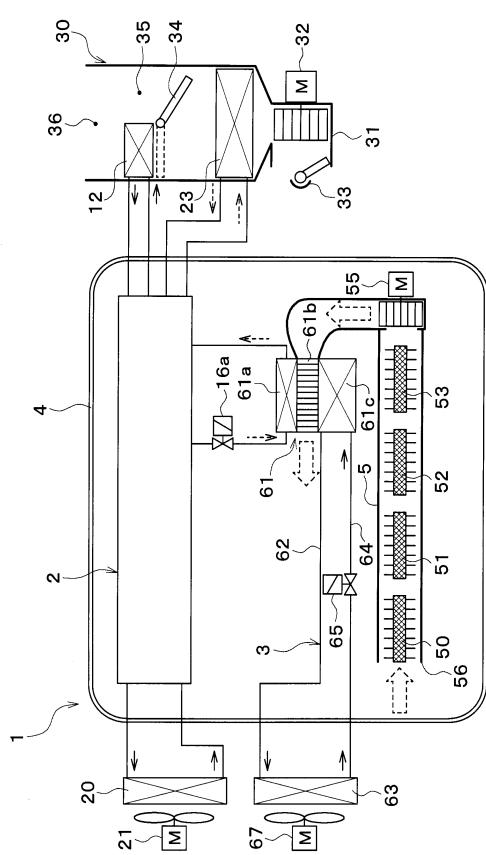
【図15】



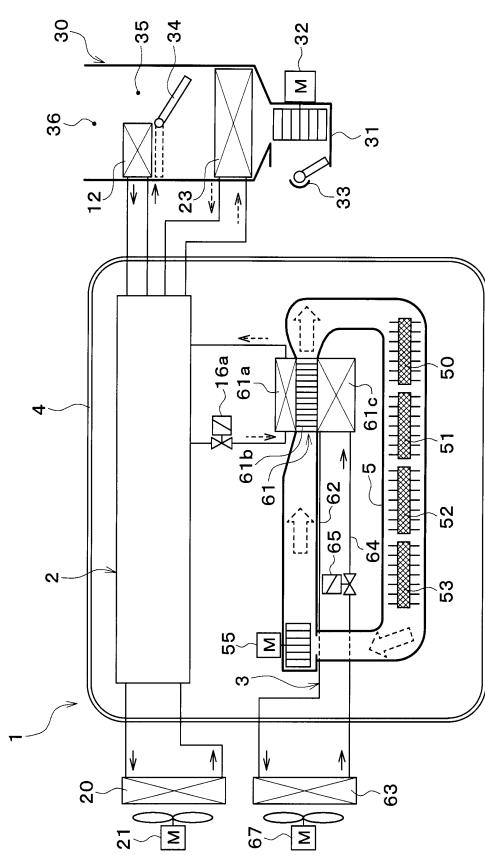
【図16】



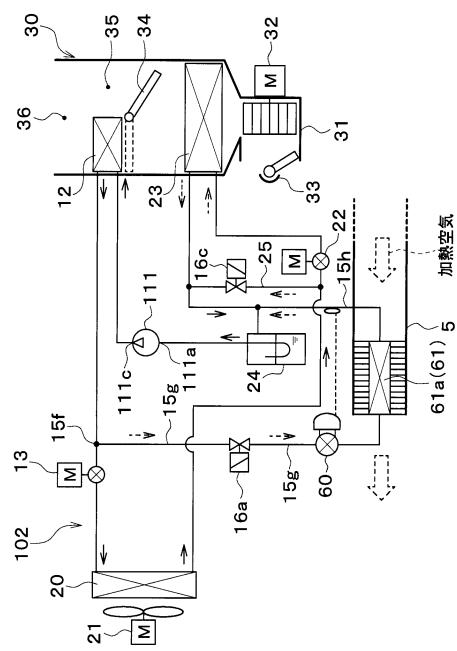
【図17】



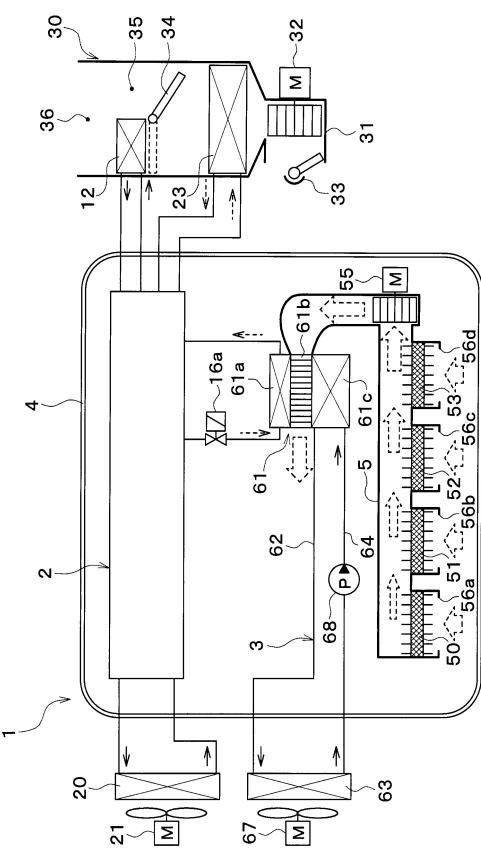
【図18】



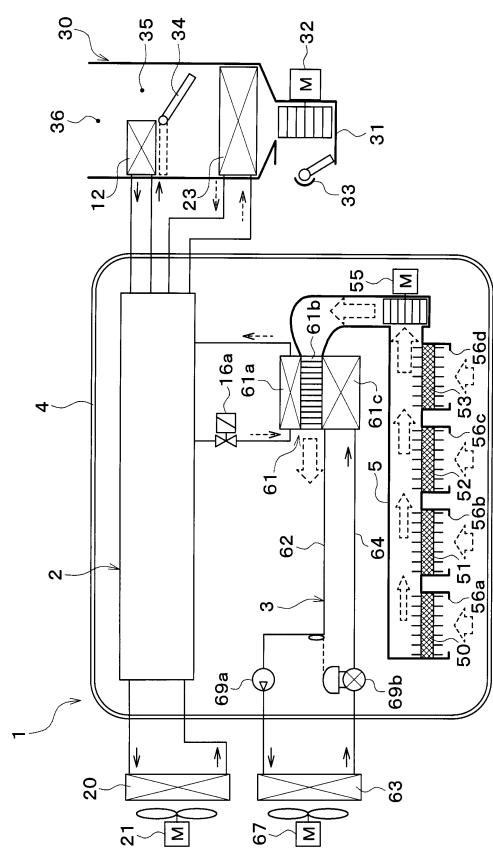
【図19】



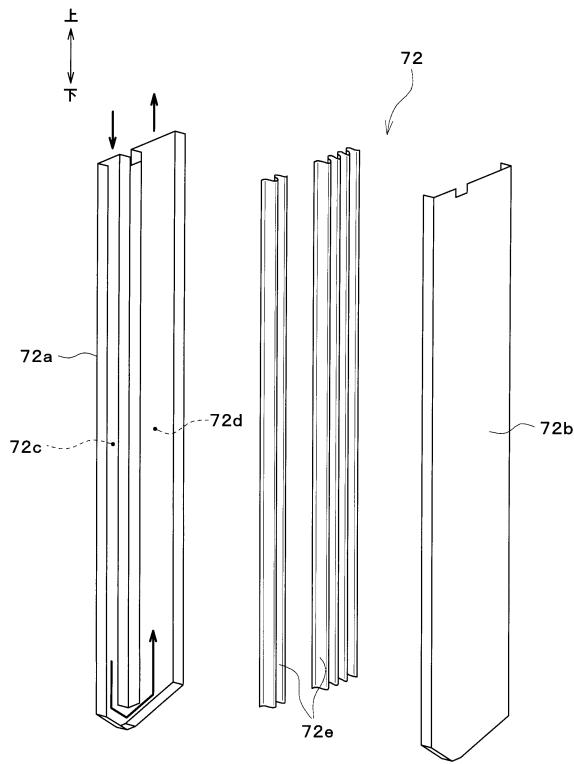
【図20】



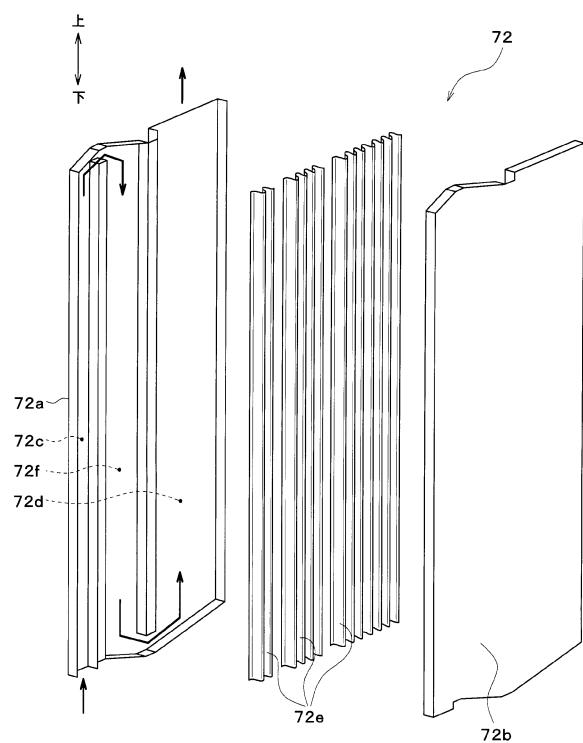
【図21】



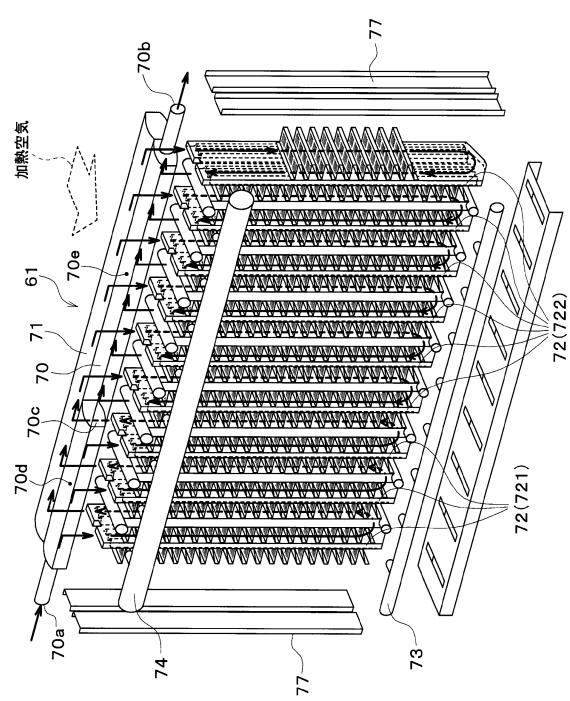
【図22】



【図23】



【図24】



フロントページの続き

(56)参考文献 国際公開第2014/073151(WO,A1)
国際公開第2012/073746(WO,A1)
特開2011-230648(JP,A)
特開2000-55573(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60H 1/14、1/16、1/22、1/32
F25B 1/00、27/02、30/02