

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6488694号  
(P6488694)

(45) 発行日 平成31年3月27日(2019.3.27)

(24) 登録日 平成31年3月8日(2019.3.8)

(51) Int.Cl.

F 1

F 25 B	1/00	(2006.01)	F 25 B	1/00	3 3 1 Z
B 60 H	1/22	(2006.01)	B 60 H	1/22	6 5 1 B
B 60 H	1/32	(2006.01)	B 60 H	1/32	6 2 1 A
F 28 D	9/02	(2006.01)	B 60 H	1/32	6 2 1 B
F 28 F	3/08	(2006.01)	F 28 D	9/02	

請求項の数 4 (全 24 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号

特願2014-260493 (P2014-260493)

(22) 出願日

平成26年12月24日 (2014.12.24)

(65) 公開番号

特開2016-121823 (P2016-121823A)

(43) 公開日

平成28年7月7日 (2016.7.7)

審査請求日

平成29年6月28日 (2017.6.28)

(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 110001128

特許業務法人ゆうあい特許事務所

(72) 発明者 阪本 宏太

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会  
社デンソー内

(72) 発明者 西田 伸

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会  
社デンソー内

(72) 発明者 西川 道夫

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会  
社デンソー内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】冷凍サイクル装置

## (57) 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

冷媒を吸いし圧縮してから吐出する圧縮機(2)と、

該圧縮機が吐出した前記冷媒を放熱させる放熱器(3)と、

該放熱器から流出した前記冷媒を、該冷媒と空調対象空間へ送風される送風空気との熱交換により更に放熱させる補助熱交換器(4)と、

該補助熱交換器から流出した前記冷媒を減圧する減圧装置(5)と、

前記補助熱交換器で前記冷媒から放熱された熱で加熱される前の前記送風空気と前記減圧装置で減圧された前記冷媒との熱交換により、該加熱される前の送風空気を冷却すると共に前記冷媒を蒸発させ、熱交換後の前記冷媒を前記圧縮機へ流出させる蒸発器(6)と、

前記放熱器から前記減圧装置までの冷媒経路に配置され前記補助熱交換器と直列に連結される第1熱交換部(71)、および、前記蒸発器から前記圧縮機までの冷媒経路に配置される第2熱交換部(72)を有し、前記第1熱交換部内を通過する前記冷媒と前記第2熱交換部内を通過する前記冷媒とを熱交換させる内部熱交換器(7)と、

前記冷媒に前記補助熱交換器を迂回させて該冷媒を流す迂回冷媒通路(91)と、

前記補助熱交換器への前記冷媒の流入を止めると共に前記迂回冷媒通路を開く第1切替位置と、前記補助熱交換器への前記冷媒の流入を許容すると共に前記迂回冷媒通路を閉じる第2切替位置とに切り替えられる通路切替弁(36)とを備え、

前記内部熱交換器の第1熱交換部は、前記放熱器から前記減圧装置までの冷媒経路のう

10

20

ち前記補助熱交換器と前記減圧装置との間に配置され、

前記補助熱交換器が前記冷媒から放熱させる放熱量は、前記通路切替弁によって増減されることを特徴とする冷凍サイクル装置。

**【請求項 2】**

前記蒸発器は、前記空調対象空間としての車室内へ前記送風空気を吹き出す空調ダクト(10)内に設けられ、

前記補助熱交換器は、前記空調ダクト内に設けられ、前記送風空気の空気流れにおいて前記蒸発器よりも下流側に配置されることを特徴とする請求項1に記載の冷凍サイクル装置。

**【請求項 3】**

前記第1熱交換部は、前記冷媒が流れる通路(712)を形成する扁平形状の複数の第1積層体(711)から構成され、

前記第2熱交換部は、前記冷媒が流れる通路(722)を形成し前記複数の第1積層体と交互に積層された扁平形状の複数の第2積層体(721)から構成されていることを特徴とする請求項1または2に記載の冷凍サイクル装置。

**【請求項 4】**

車両に搭載されることを特徴とする請求項1ないし3のいずれか1つに記載の冷凍サイクル装置。

**【発明の詳細な説明】**

**【技術分野】**

**【0001】**

本発明は、空調用の冷凍サイクル装置に関するものである。

**【背景技術】**

**【0002】**

空調ダクト内に設けられた蒸発器で空気を冷却し、蒸発器の空気流れ下流側に設けたヒータコアで蒸発器から流出した空気を加熱して空調風の温度調節を行う車両用空調装置が、従来から知られている。このような車両用空調装置は冷凍サイクル装置を含んで構成されており、例えば、特許文献1に記載された車両用空調装置がそれに該当する。この特許文献1の車両用空調装置が有する冷凍サイクル装置は、凝縮器、蒸発器、および過冷却用熱交換器等を備えている。また、車両用空調装置では、空調ダクト内において蒸発器からの冷却風を取り込むためのバイパス通路が、ヒータコアへの通風路や冷風バイパス通路に対して並列に設けられ、そのバイパス通路内に過冷却用熱交換器が配置されている。そして、エアミックストドアがヒータコアへの通風路を開いたときにはバイパス通路も開かれ、凝縮器で凝縮された冷媒は過冷却用熱交換器で更に冷却される。

**【先行技術文献】**

**【特許文献】**

**【0003】**

【特許文献1】特開平5-8631号公報

**【発明の概要】**

**【発明が解決しようとする課題】**

**【0004】**

特許文献1の冷凍サイクル装置では、凝縮器で凝縮された冷媒が過冷却用熱交換器で更に冷却される。言い換えれば、蒸発器で冷却された送風空気が過冷却用熱交換器にて冷媒と熱交換させられる。これにより、蒸発器の出入口間におけるエンタルピ差を、過冷却用熱交換器が無い構成と比較して増加させることが可能である。すなわち、上記エンタルピ差の増加により省動力効果を得ることができる。

**【0005】**

しかし、この省動力効果を得るために、過冷却用熱交換器が送風空気と冷媒とを熱交換させる必要があり、特許文献1の車両用空調装置では、エアミックストドアがヒータコアへの通風路を開いたときでなければ、その過冷却用熱交換器の熱交換は行われない。従つ

10

20

30

40

50

て、蒸発器からの送風空気が過冷却用熱交換器およびヒータコアで加熱されるリヒート時にしか、上記省動力効果を得ることができないという課題があった。言い換えれば、蒸発器からの送風空気を加熱せずに車室内へ吹き出させるMAX COOL時（最大冷房時）には省動力効果を得ることができず、その省動力効果を得るために過冷却用熱交換器を使用する使用領域は限定的なものであった。

【0006】

本発明は上記点に鑑みて、過冷却用熱交換器にて冷媒からの放熱が制限される使用領域においても、上記エンタルピ差の増加により省動力効果を得ることができる冷凍サイクル装置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】

10

【0007】

上記目的を達成するため、請求項1に記載の冷凍サイクル装置の発明では、冷媒を吸入し圧縮してから吐出する圧縮機（2）と、

その圧縮機が吐出した冷媒を放熱させる放熱器（3）と、

その放熱器から流出した冷媒を、その冷媒と空調対象空間へ送風される送風空気との熱交換により更に放熱させる補助熱交換器（4）と、

その補助熱交換器から流出した冷媒を減圧する減圧装置（5）と、

補助熱交換器で冷媒から放熱された熱で加熱される前の送風空気と減圧装置で減圧された冷媒との熱交換により、その加熱される前の送風空気を冷却すると共に冷媒を蒸発させ、熱交換後の冷媒を圧縮機へ流出させる蒸発器（6）と、

放熱器から減圧装置までの冷媒経路に配置され補助熱交換器と直列に連結される第1熱交換部（71）、および、蒸発器から圧縮機までの冷媒経路に配置される第2熱交換部（72）を有し、第1熱交換部内を通過する冷媒と第2熱交換部内を通過する冷媒とを熱交換させる内部熱交換器（7）と、

20

冷媒に補助熱交換器を迂回させてその冷媒を流す迂回冷媒通路（91）と、

補助熱交換器への冷媒の流入を止めると共に迂回冷媒通路を開く第1切替位置と、補助熱交換器への冷媒の流入を許容すると共に迂回冷媒通路を閉じる第2切替位置とに切り替えられる通路切替弁（36）とを備え、

内部熱交換器の第1熱交換部は、放熱器から減圧装置までの冷媒経路のうち補助熱交換器と減圧装置との間に配置され、

30

補助熱交換器が冷媒から放熱させる放熱量は、通路切替弁によって増減されることを特徴とする。

【0008】

上述の発明によれば、冷凍サイクル装置は、放熱器から流出した冷媒をその冷媒と送風空気との熱交換により放熱させる過冷却用熱交換器としての補助熱交換器に加え、第1熱交換部内を通過する冷媒と第2熱交換部内を通過する冷媒とを熱交換させる内部熱交換器を備え、その内部熱交換器の第1熱交換部は、放熱器から減圧装置までの冷媒経路に配置され補助熱交換器と直列に連結され、第2熱交換部は、蒸発器から圧縮機までの冷媒経路に配置されるので、補助熱交換器にて冷媒からの放熱が制限される使用領域においても、内部熱交換器での冷媒同士の熱交換によって蒸発器の出入口間におけるエンタルピ差を増加させることができる。そして、そのエンタルピ差の増加により省動力効果を得ることが可能である。

40

【0009】

なお、特許請求の範囲およびこの欄で記載した括弧内の各符号は、後述する実施形態に記載の具体的内容との対応関係を示す一例である。

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図1】第1実施形態における車両用空調装置100の概略構成を示す模式図である。

【図2】第1実施形態において図1の内部熱交換器7の構造を模式的に示した斜視図であ

50

る。

【図3】図2の内部熱交換器7を構成する熱交換プレート711、721の単体を模式的に示した斜視図である。

【図4】第1実施形態の車両用空調装置100の制御系を示すブロック図である。

【図5】第1実施形態において、第2ドア172の開閉制御を行うためのエアコンECU50の制御処理を示したフローチャートである。

【図6】第1実施形態の冷凍サイクル装置1を循環する冷媒の状態の一例を示す圧力-エンタルピ線図である。

【図7】第1実施形態において、過冷却用熱交換器4から流出した冷媒と蒸発器6から流出した冷媒との温度差  $T_{ex}$  と、内部熱交換器7の熱交換量  $Q_{ex}$  との関係を示した図である。

【図8】第1実施形態において、内部熱交換器7の熱交換量  $Q_{ex}$  と、図6のPD点とPE点との間のエンタルピ差との関係を示した図である。

【図9】第1実施形態の車両用空調装置100のリヒート運転において、空調ダクト10内の空気温度の一例を示すグラフである。

【図10】第2実施形態における車両用空調装置100の概略構成を示す模式図であって、第1実施形態の図1に相当する図である。

【図11】第2実施形態の内部熱交換器7の要部を示した斜視図である。

【図12】第1実施形態および第2実施形態のそれぞれについて、過冷却用熱交換器4の熱交換量  $Q_{sc}$  と過冷却用熱交換器4および内部熱交換器7の合計熱交換量  $Q_t$  との関係を示した図である。

【図13】第1実施形態および第2実施形態において、減圧装置5での減圧前に過冷却用熱交換器4および内部熱交換器7で生じる冷媒の合計エンタルピ差  $E_{Nt}$  と、過冷却用熱交換器4および内部熱交換器7の合計熱交換量  $Q_t$  との関係を示した図である。

【図14】第1実施形態および第2実施形態のそれぞれについて、図12の過冷却用熱交換器4の熱交換量  $Q_{sc}$  と、図13の合計エンタルピ差  $E_{Nt}$  との関係を示した図である。

【図15】第1実施形態における冷凍サイクル装置1をコンピュータ上に再現したものの模式図である。

【図16】第2実施形態における冷凍サイクル装置1をコンピュータ上に再現したものの模式図である。

【図17】図15の冷凍サイクル装置1および図16の冷凍サイクル装置1のそれぞれについて、過冷却用熱交換器4における冷媒からの放熱量  $Q_{sc}$  と、過冷却用熱交換器4および内部熱交換器7の第1熱交換部71における冷媒からの合計放熱量  $Q_t$  との関係を示した図である。

【図18】図15の冷凍サイクル装置1および図16の冷凍サイクル装置1のそれぞれについて、過冷却用熱交換器4における冷媒からの放熱量  $Q_{sc}$  と、過冷却用熱交換器4および内部熱交換器7による合計省動力効果  $E_{Ft}$  との関係を示した図である。

【図19】第3実施形態において空調ダクト10の内部と冷凍サイクル装置1の構成の一部とを示す模式図である。

【図20】第4実施形態において空調ダクト10の内部と冷凍サイクル装置1の構成の一部とを示す模式図である。

【図21】第1実施形態および第2実施形態に対しレシーバ56が設けられた変形例において、冷凍サイクル装置1の概略構成を部分的に示した抜粋図である。

【図22】第1実施形態および第2実施形態に対しアキュムレータ57が設けられた変形例において、冷凍サイクル装置1の概略構成を部分的に示した抜粋図である。

【発明を実施するための形態】

【0011】

以下、本発明の実施形態について図に基づいて説明する。なお、以下の各実施形態相互において、互いに同一もしくは均等である部分には、図中、同一符号を付してある。

10

20

30

40

50

## 【0012】

## (第1実施形態)

図1は、本発明の第1実施形態における車両用空調装置100の概略構成を示す模式図である。図1に示す車両用空調装置100は、例えば、走行用内燃機関であるエンジン30を備える車両に搭載されて、車両の室内すなわち車室内を空調する。車室内は、車両用空調装置100による空調の対象になる空調対象空間である。エンジン30は、車両に搭載された発熱機器としても機能する。

## 【0013】

図1に示すように、車両用空調装置100は、空調ダクト10、冷凍サイクル装置1、冷却水回路31、ヒータコア34、エアミックスドア装置17、吹出モードドア21～23、図4に示した制御部としてのエアコン電子制御装置50（以下、エアコンECU50という場合がある）、図1の内外気切替ドア13、および、プロワ14等を備えている。

10

## 【0014】

図1に示す空調ダクト10は、車室内へ送風空気を吹き出すものであり、その送風空気を導く空気通路10aを空調ダクト10の内部に形成している。空調ダクト10は、車室内の前方付近に設けられている。空調ダクト10の最も上流側には、車室内の空気（以下、内気ともいう）を取り入れる内気吸込口と車室外の空気（以下、外気ともいう）を取り入れる外気吸込口とが形成された内外気切替箱11が構成されている。

## 【0015】

その内外気切替箱11の内気吸込口および外気吸込口は、サーボモータ等のアクチュエータにより駆動される内外気切替ドア13によって開閉され、車両用空調装置100の吸込口モードが、内外気切替ドア13の作動によって内気循環モードまたは外気導入モードに切り替えられる。そして、内外気切替箱11からの空気である外気又は内気は、プロワ14によって矢印Finのように空気通路10aへ流入させられる。

20

## 【0016】

空調ダクト10の最も下流側には、吹出口切替箱を構成する部分であり、デフロスタ開口部、フェイス開口部およびフット開口部が形成されている。デフロスタ開口部には、デフロスタダクトが接続されて、デフロスタダクトの最下流端には、車両のフロント窓ガラスの内面に向かって主に温風を吹き出すデフロスタ吹出口18が開口している。フェイス開口部には、フェイスダクトが接続されて、フェイスダクトの最下流端には、乗員の頭胸部に向かって主に冷風を吹き出すフェイス吹出口19が開口している。さらに、フット開口部には、フットダクトが接続されて、フットダクトの最下流端には、乗員の足元部に向かって主に温風を吹き出すフット吹出口20が開口している。

30

## 【0017】

各吹出口18、19、20の内側には、それぞれの開口部を開閉するデフロスタドア21、フェイスドア22、フットドア23が回動自在に取り付けられている。これらのドア21、22、23は、サーボモータ等のアクチュエータによりそれぞれ駆動されて、吹出口モードをフェイスモード、バイレベルモード、フットモード、フットデフロスタモード、またはデフロスタモードの何れかに切り替えることが可能となっている。デフロスタドア21、フェイスドア22、およびフットドア23は、吹出モード切替装置である。

40

## 【0018】

プロワ14は、空調ダクト10内に空気流を発生させる電動送風機であり、羽根車を回転駆動する電動モータの回転速度は、その電動モータへの印加電圧に応じて決定される。そして、その電動モータへの印加電圧はエアコンECU50（図4参照）からの制御信号に基づいて制御され、その印加電圧の制御によってプロワ14の送風量は制御される。

## 【0019】

図1に示すように、冷凍サイクル装置1は、圧縮機2、凝縮器3、補助熱交換器としての過冷却用熱交換器4、減圧装置5、蒸発器6、第1熱交換部71と第2熱交換部72とを有する内部熱交換器7、および冷媒配管9等を備えている。この圧縮機2、凝縮器3、過冷却用熱交換器4、減圧装置5、蒸発器6、および内部熱交換器7は、冷媒配管9によ

50

って環状に接続されている。すなわち、図1に示す冷凍サイクル装置1の冷媒回路では、圧縮機2から吐出される冷媒は、「圧縮機2 凝縮器3 過冷却用熱交換器4 内部熱交換器7の第1熱交換部71 減圧装置5 蒸発器6 内部熱交換器7の第2熱交換部72 圧縮機2」の順に流れる。なお、補助熱交換器とは、他の熱交換器よりも少ない熱交換量を補うものに限定されるものではない。例えば、過冷却用熱交換器4の熱交換量Q<sub>sc</sub>が凝縮器3の熱交換量より大きくて構わない。

## 【0020】

圧縮機2は冷媒吸入口2aと冷媒吐出口2bとを有し、冷媒吸入口2aから吸入した冷媒を圧縮し、その圧縮した冷媒を冷媒吐出口2bから吐出する。圧縮機2は、例えば車両のエンジルーム内に設けられている。圧縮機2は、エンジン30に連結されており、エンジン30の駆動力により駆動される。また、圧縮機2は電磁クラッチ2cを有しており、その電磁クラッチ2cによってエンジン30からの駆動力伝達が断続される。電磁クラッチ2cの断続はエアコンECU50によって制御される。

## 【0021】

凝縮器3は、圧縮機2から吐出された冷媒を、外気との熱交換により冷却し凝縮液化させる。詳細に言えば、凝縮器3は、圧縮機が吐出した冷媒と室外ファンにより送風される外気および走行風とを熱交換し、その熱交換により冷媒を放熱させる放熱器である。凝縮器3は、例えば、車両のエンジルーム前方等の車両が走行する際に生じる走行風を受け易い場所に設けられている。要するに室外に設けられている。従って、凝縮器3では冷媒と熱交換させられる空気の温度は外気温度である。

## 【0022】

過冷却用熱交換器4は、凝縮器3で凝縮された液相冷媒または気液二相冷媒を更に放熱させる。詳細に言えば、過冷却用熱交換器4は空調ダクト10内に設けられ、空調ダクト10内において蒸発器6よりも空気流れ下流側に配置されている。そして、過冷却用熱交換器4は、凝縮器3から流出した冷媒を、空調ダクト10内を流れ車室内へ向けて送風される送風空気との熱交換により更に放熱させる。言い換えれば、過冷却用熱交換器4は、凝縮器3から流出した冷媒を、蒸発器6で冷却され蒸発器6から吹き出す送風空気との熱交換により冷却する。従って、過冷却用熱交換器4では冷媒と熱交換させられる空気の温度は蒸発器6の吹出空気温度であり、通常、その蒸発器6の吹出空気温度は外気温度よりも低い。

## 【0023】

減圧装置5には、過冷却用熱交換器4から流出した冷媒が内部熱交換器7の第1熱交換部71を経て流入する。減圧装置5は、その流入した冷媒を減圧膨張させてから蒸発器6へ流出させる膨張弁である。

## 【0024】

蒸発器6は、空調ダクト10内に設けられており、減圧装置5が減圧した冷媒を蒸発気化させる。詳細には、蒸発器6は、空調ダクト10内において過冷却用熱交換器4よりも空気流れ上流側に配置されているので、過冷却用熱交換器4で冷媒から放熱された熱で加熱される前の送風空気と、減圧装置5で減圧された冷媒とを熱交換させる。蒸発器6は、その熱交換により、その加熱される前の送風空気を冷却すると共に冷媒を蒸発させる。そして、蒸発器6は、熱交換後の冷媒を内部熱交換器7の第2熱交換部72を介して圧縮機2の冷媒吸入口2aへ流出させる。

## 【0025】

内部熱交換器7は第1熱交換部71内を通過する冷媒と第2熱交換部72内を通過する冷媒とを熱交換させる。第1熱交換部71は、凝縮器3から減圧装置5までの冷媒経路に配置され、過冷却用熱交換器4と直列に連結されている。詳細には、第1熱交換部71は、凝縮器3から減圧装置5までの冷媒経路のうち過冷却用熱交換器4と減圧装置5との間に配置されている。また、第2熱交換部72は、蒸発器6から圧縮機2の冷媒吸入口2aまでの冷媒経路に配置されている。

## 【0026】

10

20

30

40

50

この冷凍サイクル装置 1 の冷媒回路で冷媒が循環する場合、内部熱交換器 7 の第 1 熱交換部 7 1 内を流れる冷媒の方が第 2 熱交換部 7 2 内を流れる冷媒よりも高温であるので、高温側熱交換部としての第 1 熱交換部 7 1 内の冷媒は冷却され、低温側熱交換部としての第 2 熱交換部 7 2 内の冷媒は加熱される。

【0027】

内部熱交換器 7 の構造について図 2 および図 3 を用いて説明する。図 2 は、内部熱交換器 7 の構造を模式的に示した斜視図であり、図 3 は、内部熱交換器 7 を構成する熱交換プレート 7 1 1、7 2 1 の単体を模式的に示した斜視図である。

【0028】

図 2 および図 3 に示すように、内部熱交換器 7 は、所謂プレート積層形の内部熱交換器である。内部熱交換器 7 の第 1 熱交換部 7 1 は、扁平形状を成す複数の第 1 積層体としての第 1 熱交換プレート 7 1 1 から構成され、これと同様に、第 2 熱交換部 7 2 は、扁平形状を成す複数の第 2 積層体としての第 2 熱交換プレート 7 2 1 から構成されている。 10

【0029】

そして、複数の第 1 熱交換プレート 7 1 1 はその内部に、冷媒が流れる第 1 熱交換通路 7 1 2 をそれぞれ形成している。また、複数の第 2 熱交換プレート 7 2 1 はその内部に、冷媒が流れる第 2 熱交換通路 7 2 2 をそれぞれ形成している。

【0030】

具体的には、複数の第 1 熱交換通路 7 1 2 は互いに並列に接続され、複数の第 1 熱交換プレート 7 1 1 は、過冷却用熱交換器 4 から流入した冷媒を熱交換させてから減圧装置 5 へ流出させる。また、複数の第 2 熱交換通路 7 2 2 も互いに並列に接続され、複数の第 2 熱交換プレート 7 2 1 は、蒸発器 6 から流入した冷媒を熱交換させてから圧縮機 2 の冷媒吸入口 2 a へ流出させる。図 3 の破線矢印は熱交換通路 7 1 2、7 2 2 を流れる冷媒流れを示しており、図 3 では、第 2 熱交換部 7 2 に含まれる各要素の符号をかっこ書きで表示している。 20

【0031】

図 2 に示すように、内部熱交換器 7 では、複数の第 1 熱交換プレート 7 1 1 と複数の第 2 熱交換プレート 7 2 1 とが、熱交換プレート 7 1 1、7 2 1 の厚み方向へ交互に積層されて一体となっている。このような配置により、互いに隣接する熱交換プレート 7 1 1、7 2 1 内を流れる冷媒同士が互いに熱交換させられる。 30

【0032】

図 1 に戻り、冷却水回路 3 1 は、エンジン 3 0 とヒータコア 3 4 とを繋ぐ熱媒体回路であり、例えばエンジン 3 0 のウォータージャケットで暖められた冷却水が不図示のウォータポンプによって循環させられる回路である。冷却水回路 3 1 には、図示を省略したラジエータ等が、ヒータコア 3 4 と並列に接続している。

【0033】

ヒータコア 3 4 は、エンジン 3 0 から受熱してエンジン 3 0 を冷却する熱媒体としての冷却水が内部を流れる。ヒータコア 3 4 は、ヒータコア 3 4 が設けられた温風通路 1 0 2 を流れる空気を、エンジン 3 0 で加熱された冷却水と熱交換させることにより加熱する加熱装置である。要するに、ヒータコア 3 4 は、その冷却水を暖房用熱源として、蒸発器 6 で冷却されて空調ダクト 1 0 内を流れる空気を加熱する。 40

【0034】

蒸発器 6 は、空調ダクト 1 0 内の空気通路 1 0 a において、プロワ 1 4 よりも空気流れ下流側に配置されている。詳細には、蒸発器 6 は、プロワ 1 4 直後の空気通路 1 0 a 全体を横断するように配置されている。そのため、蒸発器 6 は、プロワ 1 4 から吹き出された空気全部が通過するようになっている。そして、蒸発器 6 は、空気通路 1 0 a を流れる空気を、減圧装置 5 で減圧された冷媒との熱交換により冷却する。すなわち、蒸発器 6 は、蒸発器 6 の内部を流れる冷媒と空気通路 1 0 a を流れる空気との間で熱交換が行われて当該空気を冷却する空気冷却作用及び蒸発器 6 自身を通過する空気を除湿する空気除湿作用を行う室内熱交換器である。 50

## 【0035】

蒸発器6の空気流れ下流側において、空気通路10aは分岐点10cで2つに分岐している。分岐点10cよりも空気流れ下流側では、空気通路10aは、第1空気通路としての冷風バイパス通路101と、冷風バイパス通路101と並行に空気が流通する第2空気通路としての温風通路102とに分かれている。

## 【0036】

すなわち、空調ダクト10内には、車室内へ吹き出す空気が流通する冷風バイパス通路101および温風通路102が形成されている。そして、蒸発器6は、空調ダクト10内で、冷風バイパス通路101と温風通路102と過冷却用熱交換器4とヒータコア34との何れに対しても空気流れ上流側に配置されている。なお、矢印D R 1は車両に搭載された空調ダクト10の鉛直方向D R 1を示している。また、冷風バイパス通路101は温風通路102よりも鉛直方向D R 1で上側に配置された上部空気通路となっており、温風通路102は下部空気通路となっている。

10

## 【0037】

温風通路102は、蒸発器6からの送風空気を過冷却用熱交換器4およびヒータコア34へ流す空気通路である。温風通路102には、過冷却用熱交換器4とヒータコア34とが温風通路102の空気流れ方向に互いに隣接し積層されて配置されている。詳細には、温風通路102内において、過冷却用熱交換器4はヒータコア34に対し空気流れ上流側に配置されており、過冷却用熱交換器4およびヒータコア34は何れも、温風通路102全体を横断するように設けられている。そのため、温風通路102を流れる空気の全部が過冷却用熱交換器4およびヒータコア34の両方を通過する。そして、過冷却用熱交換器4内の冷媒は、蒸発器6で冷却された送風空気によって、その送風空気がヒータコア34で加熱される前に冷却される。

20

## 【0038】

冷風バイパス通路101は、過冷却用熱交換器4およびヒータコア34をバイパスして蒸発器6からの送風空気を流す空気通路である。冷風バイパス通路101と温風通路102との分岐点10cの近傍には、エアミックスドア装置17が配置されている。

## 【0039】

エアミックスドア装置17は、冷風バイパス通路101を通過する空気と温風通路102を通過する空気との風量割合を調節する風量割合調節装置である。エアミックスドア装置17は、例えばアクチュエータ等によりそのドア本体の位置を変化させて、空調ダクト10内の蒸発器6よりも下流の配風を調節し、それにより、車室内へ吹き出す空気の吹出温度を調整する。

30

## 【0040】

具体的に、エアミックスドア装置17は、空調ダクト10に設けられた第1ドア171および第2ドア172を含んで構成されている。その第1ドア171は、冷風バイパス通路101を開閉する開閉装置であって、冷風バイパス通路101の上流端開口の開度を調節する。また、第2ドア172は、温風通路102を開閉する開閉装置であって、温風通路102の上流端開口の開度を調節する。第1ドア171および第2ドア172は何れも回動式のドアである。

40

## 【0041】

例えば、冷風バイパス通路101を通過する空気に対する温風通路102を通過する空気の風量割合を大きくするためには、冷風バイパス通路101の開度が第1ドア171によって小さくされると共に、温風通路102の開度が第2ドア172によって大きくされる。

## 【0042】

また、第2ドア172は、温風通路102の開度を調節するので、それに伴って、過冷却用熱交換器4を通過する空気の送風量を調節する。詳細には、その温風通路102の開度が大きくなるほど、その空気の送風量は大きくなる。そして、過冷却用熱交換器4が過冷却用熱交換器4内の冷媒から放熱させる放熱量は、過冷却用熱交換器4を通過する空気

50

の送風量が大きいほど増加する。従って、第2ドア172は、その過冷却用熱交換器4における冷媒の放熱量を変更する放熱量変更装置として機能する。

【0043】

具体的に言えば、過冷却用熱交換器4が過冷却用熱交換器4内の冷媒から放熱させる放熱量は、放熱量変更装置としての第2ドア172が温風通路102を開閉することによって増減される。例えば、第2ドア172が温風通路102を閉じている場合には、過冷却用熱交換器4を通過する空気の流れが略止まる。すなわち、第2ドア172は、温風通路102を閉じている場合には、その温風通路102を開いている場合に比して、過冷却用熱交換器4を通過する空気の送風量を減らすことによって過冷却用熱交換器4における冷媒の放熱量を減らす。なお、本実施形態では、車室内への多量の冷風吹き出しが必要な場合等には、第1ドア171を開制御して、主にフェイス吹出口19から冷風を吹き出すことができる。

【0044】

エアミックスドア装置17全体として、エアミックスドア装置17は、第1ドア171によって冷風バイパス通路101を全開状態にする一方で第2ドア172によって温風通路102を全閉状態にする最大冷房位置すなわちMAXCOOL位置から、第1ドア171によって冷風バイパス通路101を全閉状態にする一方で第2ドア172によって温風通路102を全開状態にする最大暖房位置すなわちMAXHOT位置までの範囲で動作する。

【0045】

例えば、車両用空調装置100の最大冷房時(MAXCOOL時)には、エアミックスドア装置17はMAXCOOL位置に位置決めされ、車両用空調装置100の最大暖房時(MAXHOT時)には、エアミックスドア装置17はMAXHOT位置に位置決めされる。図1では、MAXHOT位置の第1ドア171および第2ドア172が実線で図示され、MAXCOOL位置の第1ドア171および第2ドア172が破線で図示されている。

【0046】

冷風バイパス通路101および温風通路102の空気流れ下流側には、冷風バイパス通路101からの冷風と温風通路102からの温風とが合流し混合される冷温風混合空間10dすなわち合流空間10dが形成されている。前述したデフロスタ開口部、フェイス開口部およびフット開口部は、この冷温風混合空間10dに臨むように形成されており、冷温風混合空間10dからの風が各開口部に流入可能となっている。

【0047】

次に、本実施形態の制御系の構成を図4に基づいて説明する。図4は、本実施形態の車両用空調装置100の制御系を示すブロック図である。エアコンECU50には、車室内前面に設けられた操作パネル51上の温度設定スイッチ等の各スイッチからのスイッチ信号、および各センサからのセンサ信号が入力される。

【0048】

また、空調起動スイッチ52が操作パネル51と共に車室内前面に設けられている。この空調起動スイッチ52は、エアコン運転の起動(オン)と停止(オフ)とを切り替えるために乗員に操作されるエアコンスイッチである。空調起動スイッチ52は、エアコン運転を起動させるエアコンオン位置と、エアコン運転を停止させるエアコンオフ位置との2つの操作位置の何れかに切り替えられる。そして、空調起動スイッチ52の操作位置を示す信号もエアコンECU50に入力される。エアコン運転とは例えば冷房運転または除湿運転であり、少なくとも蒸発器6で送風空気を冷却する空調運転である。

【0049】

ここで、上記の各センサとしては、例えば図4に示したように、内気温センサ40、外気温センサ41、日射センサ42、蒸発器温度センサ43、水温センサ44、および過冷却温度センサ45等がある。内気温センサ40は、車室内の空気温度TR(以下、内気温TRと言う場合がある)を検出する。外気温センサ41は、車室外の空気温度TAM(以

10

20

30

40

50

下、外気温  $T_{AM}$  と言う場合がある)を検出する。日射センサ 42 は、車室内に照射される日射量  $T_S$  を検出する。蒸発器温度センサ 43 は、蒸発器 6 の外表面温度もしくは蒸発器 6 で冷却された空気温度  $T_E$  を蒸発器 6 の温度として検出する。水温センサ 44 は、ヒータコア 34 に流入する冷却水の温度  $T_W$  すなわち冷却水温  $T_W$  を検出する。過冷却温度センサ 45 は、過冷却用熱交換器 4 の外表面温度もしくは過冷却用熱交換器 4 で加熱された空気温度  $T_{SC}$  を検出する。

#### 【0050】

エアコン ECU 50 の内部には、図示しない CPU、ROM、RAM 等からなるマイクロコンピュータが設けられ、各センサ 40 ~ 45 からのセンサ信号は、エアコン ECU 50 内の図示しない入力回路によって A/D 変換された後にマイクロコンピュータに入力されるように構成されている。例えば、エアコン ECU 50 は、車両のイグニッションスイッチがオンにされると動作状態になる。

#### 【0051】

車両用空調装置 100 を制御する制御部としてのエアコン ECU 50 は、操作パネル 51 の各スイッチからの入力信号および各センサ 40 ~ 45 からの入力信号等に基づいて、後述する手順に従って、対象装置の作動制御を行うようになっている。対象装置としては、内外気切替ドア 13、プロワ 14、エアミックスドア装置 17、吹出モードドア 21 ~ 23、圧縮機 2、減圧装置 5 等がある。なお、減圧装置 5 が、例えば冷媒温度感温式の膨張弁装置である場合には、エアコン ECU 50 は減圧装置 5 の作動制御は行わない。

#### 【0052】

エアコン ECU 50 は、種々の空調制御を実行する空調制御装置として機能し、その空調制御の 1 つとして、図 5 のフローチャートに示す制御処理を実行する。その図 5 は、第 2 ドア 172 の開閉制御を行うための制御処理を示すフローチャートである。

#### 【0053】

エアコン ECU 50 は、例えば空調起動スイッチ 52 がオンにされている場合に、図 5 のフローチャートに示す制御処理を周期的に繰り返し実行する。

#### 【0054】

図 5 に示すように、エアコン ECU 50 は、まず、ステップ S01 にて各種設定を初期化する。次に、ステップ S02 にて、操作パネル 51 の各スイッチからスイッチ信号を読み込むとともに、各センサ 40 ~ 45 等からのセンサ信号を読み込む。ステップ S02 の次はステップ S03 へ進む。

#### 【0055】

ステップ S03 では、車室内へ吹き出す空気の温度目標値である目標吹出温度  $T_{AO}$  を、予め ROM に記憶された演算式に基づいて算出する。目標吹出温度  $T_{AO}$  は、例えば、内気温  $T_R$ 、外気温  $T_{AM}$ 、日射量  $T_S$ 、および車室内設定温度  $T_{set}$  に基づいて算出される。

#### 【0056】

ステップ S03 において目標吹出温度  $T_{AO}$  を算出したら、ステップ S04 へ進む。ステップ S04 では、車室内への吹き出し空気温度を目標吹出温度  $T_{AO}$  とするために、エアミックスドア装置 17 を MAX COOL 位置とした空調の状態と比較して、温風通路 102 で加熱される温風の温風量を増加する必要があるか否かを判定する。要するに、第 2 ドア 172 を開く必要があるか否かを判定する。例えば、エアコン ECU 50 は、目標吹出温度  $T_{AO}$  と蒸発器温度センサ 43 によって検出される空気温度  $T_E$  とを比較し、目標吹出温度  $T_{AO}$  がその空気温度  $T_E$  よりも高い場合 ( $T_{AO} > T_E$ ) には、温風量を増加する必要があると判定する。

#### 【0057】

ステップ S04 において、温風量を増加する必要があると判定した場合には、ステップ S06 へ進む。その一方で、温風量を増加する必要がないと判定した場合には、ステップ S05 へ進む。

#### 【0058】

10

20

30

40

50

ステップS05では、エアミックスドア装置17をMAXCOOL位置に動作させる。すなわち、第1ドア171によって冷風バイパス通路101を全開状態にする一方で、第2ドア172によって温風通路102を全閉状態にする。この場合には、蒸発器6からの送風空気である冷風が温風通路102へ流れず、その冷風は過冷却用熱交換器4およびヒータコア34で加熱されない。そのため、過冷却用熱交換器4は過冷却用熱交換器4内の冷媒を空気と殆ど熱交換させずに流出させる。ステップS05の次はステップS02へ戻る。

#### 【0059】

ステップS06では、温風通路102を第2ドア172によって開き、蒸発器6を温風通路102へ流入させる。これにより、蒸発器6で冷却された送風空気を加熱してから車室内へ吹き出すリヒート運転が行われ、その送風空気の加熱には、過冷却用熱交換器4とヒータコア34との両方が用いられる。また、このリヒート運転には、エアミックスドア装置17がMAXHOT位置に位置決めされるMAXHOTの運転も含まれており、例えばMAXHOT時には、蒸発器6からの送風空気は温風通路102へ流れ過冷却用熱交換器4とヒータコア34とにより順次加熱されてから車室内へ吹き出される。なお、リヒート運転とはエアコン運転のうちの一態様である。

#### 【0060】

また、ステップS06では、温風通路102の開度調節と共に、第1ドア171を全閉から全開までの間で作動させて冷風バイパス通路101の開度調節を行う。例えば、冷風バイパス通路101の開度調節および温風通路102の開度調節は、蒸発器温度センサ43、水温センサ44、および過冷却温度センサ45からの入力情報に基づいて第1ドア171および第2ドア172を作動させることで、冷温風混合空間10dで混交された空気の温度が目標吹出温度TAOに近付くように行われる。ステップS06の次はステップS02へ戻る。

#### 【0061】

図示は省略しているが、図5の制御処理においてエアコン運転の実行中には、エアコンECU50は、予めROMに記憶された特性図(マップ)から、目標吹出温度TAO等に対応したプロワ14の風量、圧縮機2のオンオフ切替状態、内外気の吸込口モードおよび吹出口モードも決定する。

#### 【0062】

また、操作パネル51上においてプロワ風量、吸込口モードおよび吹出口モードが手動操作により設定されている場合には、その設定モードに決定する。また、エアコンECU50は、図5の制御処理の実行中に算出または決定した各制御状態が得られるように、内外気切替ドア13、プロワ14、エアミックスドア装置17、吹出モードドア21～23、圧縮機2等に制御信号を出力する。

#### 【0063】

また、上述した図5の各ステップでの処理は、それぞれの機能を実現する手段を構成している。

#### 【0064】

上述したように、本実施形態によれば、冷凍サイクル装置1は、凝縮器3から流出した冷媒をその冷媒と送風空気との熱交換により更に放熱させる過冷却用熱交換器4に加え、第1熱交換部71内を通過する冷媒と第2熱交換部72内を通過する冷媒とを熱交換させる内部熱交換器7を備えている。そして、その内部熱交換器7の第1熱交換部71は、凝縮器3から減圧装置5までの冷媒経路に配置され過冷却用熱交換器4と直列に連結されている。その一方で、内部熱交換器7の第2熱交換部72は蒸発器6から圧縮機2までの冷媒経路に配置されている。従って、過冷却用熱交換器4にて冷媒からの放熱が制限される使用領域である例えば第2ドア172が全閉とされたMAXCOOL時のエアコン運転においても、内部熱交換器7での冷媒同士の熱交換によって蒸発器6の出入口間におけるエンタルピ差を増加させることができる。そして、そのエンタルピ差の増加により省動力効果を得ることが可能である。

10

20

30

40

50

## 【0065】

また、上記のようにMAXCOOL時には第2ドア172が温風通路102を閉じるので過冷却用熱交換器4での熱交換が制限されるが、その一方で、MAXCOOL時には、内部熱交換器7の第1熱交換部71を流れる冷媒の温度と第2熱交換部72を流れる冷媒の温度との差が最も大きくなる。すなわち、内部熱交換器7における冷媒の熱交換は、過冷却用熱交換器4での熱交換が制限されるMAXCOOL時には非常に促進されるが、過冷却用熱交換器4での熱交換が促進されるMAXHOT時にはあまり促進されない。従って、蒸発器6の出入口間におけるエンタルピ差を増加させる上で過冷却用熱交換器4および内部熱交換器7は互いに補完関係にあり、過冷却用熱交換器4と内部熱交換器7との組合せは上記省動力効果を得る上で適切である。

10

## 【0066】

ここで、冷凍サイクル装置1を循環する冷媒の状態変化、および空調ダクト10内を流れる送風空気の温度変化などについて、図6～9を用いて説明する。図6は、冷凍サイクル装置1を循環する冷媒の状態の一例を示す圧力-エンタルピ線図である。

## 【0067】

図6に冷凍サイクル装置1中の冷媒状態を示すように、圧縮機2から吐出された高温高圧の気相冷媒が凝縮器3にて凝縮し、その凝縮器3から流出した冷媒がPC点に示す状態であるとする。この前提において、過冷却用熱交換器4に通風され過冷却用熱交換器4が熱交換可能となっている場合、すなわち、第2ドア172(図1参照)により温風通路102が開かれている場合には、過冷却用熱交換器4から流出した冷媒はPD点に示す状態となる。すなわち、過冷却用熱交換器4では、凝縮器3から流出した冷媒と、蒸発器6で冷却され蒸発器6から吹き出す送風空気すなわち蒸発器吹出空気との熱交換により、その冷媒のエンタルピは、減圧装置5で減圧される前に、矢印EN1のように低下する。

20

## 【0068】

また、過冷却用熱交換器4から減圧装置5までの冷媒経路には内部熱交換器7の第1熱交換部71が設けられているので、内部熱交換器7での冷媒同士の熱交換により、第1熱交換部71から流出した冷媒はPE点に示す状態となる。これと共に、蒸発器6から流出した冷媒がPA点に示す状態であるとすると、内部熱交換器7の第2熱交換部72から流出した冷媒はPB点に示す状態となり、このPB点に示す状態の冷媒が圧縮機2に吸入される。

30

## 【0069】

すなわち、内部熱交換器7では、過冷却用熱交換器4の冷媒出口における冷媒と蒸発器6の冷媒出口における冷媒とが矢印EXhのように熱交換することにより、過冷却用熱交換器4から流出した冷媒のエンタルピは、減圧装置5で減圧される前に、矢印EN3のように低下する。それと共に、圧縮機2に吸入される前の冷媒のエンタルピは矢印EN2のように増加する。

## 【0070】

これにより、蒸発器6への流入冷媒と蒸発器6からの流出冷媒との間のエンタルピ差EN、具体的には図6のPF点とPA点との間のエンタルピ差ENが大きく確保され、冷凍サイクル装置1の冷房能力および運転効率COPを大きく向上することができる。すなわち、過冷却用熱交換器4および内部熱交換器7によって省動力効果を得ることができる。例えば、車両用空調装置100のMAXCOOLからMAXHOTまでの運転範囲において、車両用空調装置100の運転状態がMAXCOOLに近いほど、過冷却用熱交換器4での熱交換によって生じるPC点とPD点との間のエンタルピ差は縮小する一方で、内部熱交換器7での熱交換によって生じるPD点とPE点との間のエンタルピ差は拡大する。従って、上記したように、過冷却用熱交換器4および内部熱交換器7は蒸発器6における冷媒エンタルピ差ENを大きくするために互いに補完し合い、冷凍サイクル装置1の省動力効果を得る上で適切な組合せとなっている。

40

## 【0071】

例えば、図6に一部を破線L1で示したサイクルは、過冷却用熱交換器4および内部熱

50

交換器 7 を備えていない従来例のものであるが、その従来例に対して、本実施形態では過冷却用熱交換器 4 および内部熱交換器 7 での熱交換により破線 L 1 が実線 L 2 へと移り、上記冷媒エンタルピ差  $E_N$  の拡大が図られて省動力効果を生じている。

#### 【 0 0 7 2 】

なお、内部熱交換器 7 は、過冷却用熱交換器 4 から流出した冷媒と蒸発器 6 から流出した冷媒とを矢印  $E_{Xh}$  のように熱交換させることで P D 点と P E 点との間のエンタルピ差を増加させる装置である。従って、図 7 に示すように、過冷却用熱交換器 4 から流出した冷媒と蒸発器 6 から流出した冷媒との温度差  $T_{ex}$  が大きいほど、内部熱交換器 7 の熱交換量  $Q_{ex}$  は大きくなる。そして、図 8 に示すように、内部熱交換器 7 の熱交換量  $Q_{ex}$  が大きいほど、内部熱交換器 7 が冷媒に生じさせるエンタルピ差  $E_{Ne}$  すなわち図 6 の P D 点と P E 点との間のエンタルピ差は大きくなる。要するに、図 7 に示す上記冷媒の温度差  $T_{ex}$  が大きければ大きいほど、内部熱交換器 7 では大きな熱交換ができ、図 8 に示す冷媒のエンタルピ差  $E_{Ne}$  は大きくなる。

#### 【 0 0 7 3 】

また、本実施形態において過冷却用熱交換器 4 による省動力効果に着目すれば、過冷却用熱交換器 4 では、蒸発器 6 から吹き出す冷風の温度に応じて、減圧装置 5 へ流入する冷媒の温度を外気温  $T_{AM}$  よりも低くすることが可能であるので、その分、蒸発器 6 において冷媒へ与えられるエンタルピが大きくなる。その結果として冷凍サイクル装置 1 の大幅な効率向上が達成される。

#### 【 0 0 7 4 】

図 9 は、車両用空調装置 100 のリヒート運転において、空調ダクト 10 内の空気温度の一例を示すグラフである。図 9 に示すように、空調ダクト 10 内に取り入れられた空気は蒸発器 6 における冷媒との熱交換で冷却され温度低下する。このとき、露点以下に空気温度を下げることで空気に含まれる水分が凝縮し、絶対湿度が低下する。この除湿された空気をヒータコア 34 で加熱し適度な吹出し空気温度を作り車室内へ吹出することで車室内の乗員の快適性を維持することができる。本実施形態では、例えば第 2 ドア 172 (図 1 参照) が全開状態であれば、温風通路 102 を通る空気は、凝縮器 3 から流出した冷媒が導かれる過冷却用熱交換器 4 において加熱され、その後にヒータコア 34 でも加熱される。

#### 【 0 0 7 5 】

過冷却用熱交換器 4 を備えない車両用空調装置では、空気の加熱の全てをヒータコア 34 でエンジン排熱を使って行っている。これに対して、本実施形態の車両用空調装置 100 では、空気の加熱の一部を減圧前の冷媒の熱を用いて行うことで、車室内の快適性を維持しながら、蒸発器 6 へ流入する直前の冷媒のエンタルピを低下させる。

#### 【 0 0 7 6 】

図 9 に示すように、過冷却用熱交換器 4 を備えない上記従来例の車両用空調装置では、例えば破線 L 3 のようにヒータコア 34 でのみ空気が加熱され、これにより吹出温度が目標吹出温度  $T_{AO}$  にまで上昇させられる。その一方で、本実施形態の車両用空調装置 100 では、例えば実線 L 4 のように、過冷却用熱交換器 4 で加熱された空気が更にヒータコア 34 で加熱されることで、吹出温度が目標吹出温度  $T_{AO}$  にまで上昇させられる。

#### 【 0 0 7 7 】

また、本実施形態によれば、過冷却用熱交換器 4 は、図 1 に示すように空調ダクト 10 内に設けられ、送風空気の空気流れにおいて蒸発器 6 よりも下流側に配置されており、蒸発器吹出空気の温度は通常、外気温  $T_{AM}$  よりも低くなるので、外気温  $T_{AM}$  よりも低温の空気と過冷却用熱交換器 4 内を流れる冷媒とを熱交換させ、その冷媒を冷却することが可能である。

#### 【 0 0 7 8 】

また、本実施形態によれば、過冷却用熱交換器 4 が冷媒から放熱させる放熱量は、空調ダクト 10 に設けられた第 2 ドア 172 が空調ダクト 10 内の温風通路 102 を開閉することによって増減され、その第 2 ドア 172 は、温風通路 102 を閉じている場合には、

10

20

30

40

50

その温風通路 102 を開いている場合に比して上記放熱量を減らす。従って、空調ダクト 10 内を流れる送風空気を加熱する加熱必要性の大小に応じて、過冷却用熱交換器 4 における冷媒の放熱量を調節することが可能である。

【0079】

また、本実施形態によれば、内部熱交換器 7 の第 1 熱交換部 71 は、冷媒が流れる第 1 熱交換通路 712 を形成する扁平形状の複数の第 1 熱交換プレート 711 から構成され、第 2 熱交換部 72 は、冷媒が流れる第 2 熱交換通路 722 を形成し複数の第 1 熱交換プレート 711 と交互に積層された扁平形状の複数の第 2 熱交換プレート 721 から構成されている。従って、内部熱交換器 7 の熱交換能力に対して内部熱交換器 7 の体格を小さく構成することが容易であり、内部熱交換器 7 が搭載される搭載位置の自由度が高いというメ 10 リットがある。

【0080】

また、本実施形態によれば、蒸発器 6 で冷却された空気を加熱することなく車室内へ吹き出すときには、第 2 ドア 172 が温風通路 102 を閉塞して、過冷却用熱交換器 4 およびヒータコア 34 からの放熱を抑制する。これによると、蒸発器 6 で冷却された空気を加熱することなく車室内へ吹き出すときには、過冷却用熱交換器 4 やヒータコア 34 による空気の不要な加熱を防止することができる。

【0081】

また、過冷却用熱交換器 4 と内部熱交換器 7 とを組み合わせる冷媒回路構成では、内部熱交換器 7 の第 1 熱交換部 71 と過冷却用熱交換器 4 とが並列接続とされることも想定されるが、本実施形態では、第 1 熱交換部 71 と過冷却用熱交換器 4 とが直列接続とされている。従って、冷媒の経路を切り替えるための切替バルブ等を必要とせずに簡潔な冷媒回路を構成することが可能である。 20

【0082】

(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。本実施形態では、前述の第 1 実施形態と異なる点を主として説明し、第 1 実施形態と同一または均等な部分については省略または簡略化して説明する。後述の第 3 実施形態以降でも同様である。

【0083】

図 10 は、本実施形態における車両用空調装置 100 の概略構成を示す模式図であって、図 1 に相当する図である。図 10 に示すように、本実施形態では内部熱交換器 7 の配置が第 1 実施形態と異なっている。具体的には、内部熱交換器 7 の第 1 熱交換部 71 は、凝縮器 3 から減圧装置 5 までの冷媒経路のうち凝縮器 3 と過冷却用熱交換器 4 との間に配置されている。一方で、第 2 熱交換部 72 は、第 1 実施形態と同様に、蒸発器 6 から圧縮機 2 の冷媒吸入口 2a までの冷媒経路に配置されている。従って、図 10 に示す冷凍サイクル装置 1 の冷媒回路では、圧縮機 2 から吐出される冷媒は、「圧縮機 2 凝縮器 3 内部熱交換器 7 の第 1 熱交換部 71 過冷却用熱交換器 4 減圧装置 5 蒸発器 6 内部熱交換器 7 の第 2 熱交換部 72 圧縮機 2」の順に流れる。そして、内部熱交換器 7 は、凝縮器 3 の冷媒出口における冷媒と蒸発器 6 の冷媒出口における冷媒とを熱交換させる。 30

【0084】

図 11 は、本実施形態の内部熱交換器 7 の要部を示した斜視図である。図 11 に示すように、内部熱交換器 7 は、第 1 実施形態とは異なり、二重管構造の配管形内部熱交換器である。内部熱交換器 7 は、筒状の外側管 73 と、その外側管 73 の中に嵌め入れられた筒状の内側管 74 とから構成されている。内側管 74 の外周面には螺旋状の外周溝 741 が形成され、その外周溝 741 と外側管 73 の内周面 731 とによって形成される螺旋用の通路が第 1 熱交換通路 712 となっている。この第 1 熱交換通路 712 には凝縮器 3 から冷媒が流入し、その冷媒は第 1 熱交換通路 712 から過冷却用熱交換器 4 へ流れる。従つて、外側管 73 および内側管 74 のうち第 1 熱交換通路 712 を形成している部分が第 1 熱交換部 71 に該当する。 40

【0085】

10

20

30

40

50

また、内側管 74 はその内側に第 2 熱交換通路 722 を形成している。この第 2 熱交換通路 722 には蒸発器 6 から冷媒が流入し、その冷媒は第 2 熱交換通路 722 から圧縮機 2 の冷媒吸入口 2a へ流れる。従って、内側管 74 のうち第 2 熱交換通路 722 を形成している部分が第 2 熱交換部 72 に該当する。また、図 11 の内部熱交換器 7 では、第 2 熱交換通路 722 を流れる冷媒は、第 1 熱交換通路 712 を流れる冷媒の向きに相対向する向きに流れる。なお、車両における内部熱交換器 7 の設置場所は何処でもよいが、本実施形態の内部熱交換器 7 は、車室外たとえばエンジンルーム内に設置されている。

#### 【0086】

本実施形態では、前述の第 1 実施形態と共に構成から奏される効果を第 1 実施形態と同様に得ることができる。

10

#### 【0087】

更に、本実施形態によれば、内部熱交換器 7 の第 1 熱交換部 71 は、凝縮器 3 から過冷却用熱交換器 4 までの冷媒経路に配置され、第 2 熱交換部 72 は、蒸発器 6 から圧縮機 2 の冷媒吸入口 2a までの冷媒経路に配置されている。このことから、内部熱交換器 7 の熱交換部 71、72 は何れも、空調ダクト 10 内に収容された過冷却用熱交換器 4 から蒸発器 6 までの冷媒経路には配置されていないので、内部熱交換器 7 の配置場所が空調ダクト 10 の配置に拘束されにくいというメリットがある。

#### 【0088】

上述した第 1 実施形態と第 2 実施形態との間では、内部熱交換器 7 の第 1 熱交換部 71 の配置が異なるが、この配置の相違が冷凍サイクル装置 1 の省動力効果に及ぼす影響について、次に説明する。

20

#### 【0089】

上述した図 10 に示すように第 2 実施形態では、内部熱交換器 7 の第 1 熱交換部 71 が凝縮器 3 と過冷却用熱交換器 4 との間に配置されている。そのため、車両用空調装置 100 の運転状況（例えば温風通路 102 の送風量低下など）により過冷却用熱交換器 4 の熱交換量  $Q_{sc}$ （単位は例えば「W」）が小さくなても、それに起因して内部熱交換器 7 の熱交換量  $Q_{ex}$  が変化することはない。

#### 【0090】

これに対し、第 1 実施形態では図 1 に示すように、内部熱交換器 7 の第 1 熱交換部 71 が過冷却用熱交換器 4 と減圧装置 5 との間に配置されている。そのため、例えば凝縮器 3 から流出する冷媒の温度が変わらないとすると、車両用空調装置 100 の運転状況により過冷却用熱交換器 4 の熱交換量  $Q_{sc}$  が小さくなれば、内部熱交換器 7 における冷媒の温度差  $T_{ex}$ （図 7 参照）が拡大するので、内部熱交換器 7 の熱交換量  $Q_{ex}$  が増加する。

30

#### 【0091】

また、蒸発器 6 が吹き出す蒸発器吹出空気温度（=空気温度  $T_E$ ）よりも、蒸発器 6 の冷媒出口における蒸発器出口冷媒温度の方が低いため、第 1 実施形態では第 2 実施形態と比較して、内部熱交換器 7 の熱交換量  $Q_{ex}$  が大きい。そして、図 12 に示すように、過冷却用熱交換器 4 および内部熱交換器 7 の合計熱交換量  $Q_t$  の最大時において、第 1 実施形態における合計熱交換量  $Q_t$  は、第 2 実施形態における合計熱交換量  $Q_t$  よりも大きくなる。図 12 は、第 1 実施形態および第 2 実施形態のそれぞれについて、過冷却用熱交換器 4 の熱交換量  $Q_{sc}$  と過冷却用熱交換器 4 および内部熱交換器 7 の合計熱交換量  $Q_t$  との関係を示した図である。

40

#### 【0092】

上述したことから図 12 に示すように、第 2 実施形態では、車両用空調装置 100 の運転状況により過冷却用熱交換器 4 の熱交換量  $Q_{sc}$  が小さくなると合計熱交換量  $Q_t$  は著しく減少する。これに対し、第 1 実施形態では、車両用空調装置 100 の運転状況により過冷却用熱交換器 4 の熱交換量  $Q_{sc}$  が小さくなると、内部熱交換器 7 の熱交換量  $Q_{ex}$  が増加するので、合計熱交換量  $Q_t$  の減少は第 2 実施形態に比して抑えられる。

#### 【0093】

50

そして、第1実施形態および第2実施形態の何れでも、減圧装置5での減圧前に過冷却用熱交換器4および内部熱交換器7で熱交換によって下がる冷媒のエンタルピの減少幅  $E_{Nt}$ 、すなわち過冷却用熱交換器4と内部熱交換器7の第1熱交換部71における冷媒の合計エンタルピ差  $E_{Nt}$  (図6参照)は、図13に示すように、過冷却用熱交換器4および内部熱交換器7の合計熱交換量  $Q_{t}$  が大きいほど拡大する。従って、図14に示すように、第1実施形態では、過冷却用熱交換器4の熱交換量  $Q_{sc}$  によらず、言い換えれば車両用空調装置100の運転状況によらず、第2実施形態と比較して上記冷媒の合計エンタルピ差  $E_{Nt}$  は大きくなる。この合計エンタルピ差  $E_{Nt}$  は、過冷却用熱交換器4および内部熱交換器7での熱交換による冷凍サイクル装置1の省動力効果の大小を示すものであり、その冷凍サイクル装置1の省動力効果は合計エンタルピ差  $E_{Nt}$  が大きいほど大きくなる。

#### 【0094】

次に、上記の図12から図14に示された内容を確認するために行われたコンピュータによるシミュレーションについて説明する。図15は、第1実施形態における冷凍サイクル装置1をコンピュータ上に再現したものの模式図であり、図16は、第2実施形態における冷凍サイクル装置1をコンピュータ上に再現したものの模式図である。図15および図16に示す冷凍サイクル装置1は、内部熱交換器7の配置を除き、互いに同一である。そして、このシミュレーションは、例えば蒸発器吹出空気温度、外気温  $T_{AM}$ 、送風量などの諸条件を予め定められた一定条件として実施された。

#### 【0095】

そのシミュレーションの結果、図17および図18に示す相関関係が得られた。図17は、過冷却用熱交換器4における冷媒からの放熱量  $Q_{sc}$  すなわち過冷却用熱交換器4の熱交換量  $Q_{sc}$  (図12参照)と、過冷却用熱交換器4および内部熱交換器7の第1熱交換部71における冷媒からの合計放熱量  $Q_t$  すなわち上記の合計熱交換量  $Q_t$  (図12参照)との関係を示した図である。また、図18は、過冷却用熱交換器4における冷媒からの放熱量  $Q_{sc}$  と、過冷却用熱交換器4および内部熱交換器7による合計省動力効果  $E_{Ft}$  との関係を示した図である。図17および図18において、実線R1、R3は図15の冷凍サイクル装置1 (第1実施形態の冷凍サイクル装置1相当)でのシミュレーション結果を示し、破線R2、R4は図16の冷凍サイクル装置1 (第2実施形態の冷凍サイクル装置1相当)でのシミュレーション結果を示している。また、図17および図18にて二点鎖線で囲まれて示された部分は、上記合計放熱量  $Q_t$  が最大であるときの関係を示している。

#### 【0096】

この図17および図18に示すシミュレーション結果から、第1実施形態では第2実施形態と比較して、過冷却用熱交換器4の熱交換量  $Q_{sc}$  によらず上記冷媒の合計エンタルピ差  $E_{Nt}$  が大きくなり、それと共に、過冷却用熱交換器4および内部熱交換器7での熱交換による冷凍サイクル装置1の省動力効果が大きくなるということが確認された。

#### 【0097】

前述したように第1実施形態では、内部熱交換器7の第1熱交換部71は、凝縮器3から減圧装置5までの冷媒経路のうち過冷却用熱交換器4と減圧装置5との間に配置されている。従って、上記の図12～図18を用いて説明したことから、第1実施形態では、その第1熱交換部71の配置により、第1熱交換部71が凝縮器3と過冷却用熱交換器4との間に配置される第2実施形態と比較して、過冷却用熱交換器4と内部熱交換器7の第1熱交換部71とにおける冷媒の合計エンタルピ差  $E_{Nt}$  (具体的には、図6のPC点とPE点との間のエンタルピ差  $E_{Nt}$ )を大きくすることが可能である。言い換えれば、第1実施形態では、第2実施形態と比較して冷凍サイクル装置1の省動力効果を高めることが可能である。例えば第1実施形態では、その省動力効果を最大限引き出すことが可能である。

#### 【0098】

(第3実施形態)

10

20

30

40

50

次に、本発明の第3実施形態について説明する。本実施形態では、前述の第1実施形態と異なる点を主として説明する。

【0099】

図19は、本実施形態において空調ダクト10の内部と冷凍サイクル装置1の構成の一部とを示す模式図である。図19では、第1実施形態における図1と比較して簡潔な図示となっているが、図19中で第1実施形態と同一の符号が付されたものは図1中のそれと同様のものである。例えば、図19における空調ダクト10およびエアミックスドア装置17は図1のものと比較して簡潔に表示されているが、図1のものと同様の構成である。このことは、後述の図20でも同じである。

【0100】

図19に示すように、本実施形態では空調ダクト10にヒータコア34が設けられていない。この点が第1実施形態とは異なる。なお、図19の矢印AT1は第1ドア171の動作方向を示し、矢印AT2は第2ドア172の動作方向を示している。

【0101】

本実施形態では、前述の第1実施形態と共通の構成から奏される効果を第1実施形態と同様に得ることができる。また、本実施形態は第1実施形態に基づいた変形例であるが、本実施形態を前述の第2実施形態と組み合わせることも可能である。

【0102】

(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。本実施形態では、前述の第1実施形態と異なる点を主として説明する。

【0103】

図20は、本実施形態において空調ダクト10の内部と冷凍サイクル装置1の構成の一部とを示す模式図である。図20に示すように、本実施形態ではヒータコア34およびエアミックスドア装置17が設けられていない。そして、空調ダクト10には冷風バイパス通路101および温風通路102が形成されておらず、冷凍サイクル装置1は、冷媒配管9の一部としてのバイパス配管91と、通路切替弁36とを有している。これらの点が第1実施形態とは異なる。

【0104】

過冷却用熱交換器4は、冷風バイパス通路101および温風通路102が形成されていないので、空調ダクト10において蒸発器6直後の空気通路10a全体を横断するように配置されている。そのため、過冷却用熱交換器4は、蒸発器6から吹き出された送風空気の全部が通過するようになっている。従って、過冷却用熱交換器4は、過冷却用熱交換器4内に凝縮器3(図1参照)からの冷媒が流入していれば、その冷媒と蒸発器6からの送風空気とを熱交換させる。すなわち、その冷媒を放熱させると共にその送風空気を加熱する。

【0105】

バイパス配管91は、凝縮器3(図1参照)から内部熱交換器7の第1熱交換部71へ流れる冷媒に過冷却用熱交換器4を迂回させてその冷媒を流す迂回冷媒通路を構成している。具体的には、バイパス配管91の上流端は通路切替弁36に接続され、バイパス配管91の下流端は内部熱交換器7の第1熱交換部71に接続されている。

【0106】

通路切替弁36は、エアコンE C U 50(図4参照)からの制御信号に従って冷媒通路を切り替える電磁式の三方弁であり、凝縮器3(図1参照)から過冷却用熱交換器4までの冷媒経路途中に配設されている。通路切替弁36は第1出口ポート361と第2出口ポート362と入口ポート363とを有している。その第1出口ポート361はバイパス配管91の上流端に接続され、第2出口ポート362は過冷却用熱交換器4の冷媒入口4aに接続され、入口ポート363は凝縮器3の冷媒出口3a(図1参照)に接続されている。

【0107】

10

20

30

40

50

また、通路切替弁 36 は、第 1 出口ポート 361 と入口ポート 363 とを連通させる一方で第 2 出口ポート 362 を遮断する第 1 切替位置と、第 1 出口ポート 361 を遮断する一方で第 2 出口ポート 362 と入口ポート 363 とを連通させる第 2 切替位置とに逐一的に切り替えられる。従って、通路切替弁 36 は第 1 切替位置に切り替えられると、過冷却用熱交換器 4 への冷媒の流入を止めると共にバイパス配管 91 を開く。そして、通路切替弁 36 は第 2 切替位置に切り替えられると、過冷却用熱交換器 4 への冷媒の流入を許容すると共にバイパス配管 91 を閉じる。

#### 【 0 1 0 8 】

通路切替弁 36 は第 1 切替位置と第 2 切替位置とに切り替えられることで、過冷却用熱交換器 4 が冷媒から放熱させる放熱量を変更する放熱量変更装置として機能し、言い換えれば、その放熱量は通路切替弁 36 によって増減される。具体的に言えば、通路切替弁 36 は第 1 切替位置に切り替えられている場合には、第 2 切替位置に切り替えられている場合よりも上記放熱量を減少させる。例えば、通路切替弁 36 は、車両用空調装置 100 の MAXCOOL 時には第 1 切替位置に切り替えられ、車両用空調装置 100 の MAXHOT 時には第 2 切替位置に切り替えられる。

#### 【 0 1 0 9 】

本実施形態では、前述の第 1 実施形態と共に通の構成から奏される効果を第 1 実施形態と同様に得ることができる。また、本実施形態は第 1 実施形態に基づいた変形例であるが、本実施形態を前述の第 2 実施形態と組み合わせることも可能である。

#### 【 0 1 1 0 】

##### ( 他 の 実 施 形 態 )

( 1 ) 上述の各実施形態の内部熱交換器 7 において、複数の第 1 热交換通路 712 は互いに並列に接続されているが、並列ではなく直列に接続されていても差し支えない。そして、複数の第 2 热交換通路 722 も互いに並列に接続されているが、並列ではなく直列に接続されていても差し支えない。

#### 【 0 1 1 1 】

( 2 ) 上述の第 1 実施形態の図 1 および第 2 実施形態の図 10 において、冷凍サイクル装置 1 は凝縮器 3 を備えているが、その凝縮器 3 は、図 21 に示すように、第 1 の熱交換部としての凝縮部 3c と、その凝縮部 3c よりも冷媒流れ下流側に設けられた第 2 の熱交換部としての過冷却部 3d とを有する所謂サブクールコンデンサであってもよい。その場合には、気液分離器であるレシーバ 56 が凝縮部 3c と過冷却部 3d との間に設けられる。そのレシーバ 56 は、凝縮部 3c から流出した冷媒の気液を分離し、その分離後の主として液相冷媒を過冷却部 3d へ流すとともに、余剰冷媒を内部に貯留する。なお、図 21 は、第 1 実施形態および第 2 実施形態に対しレシーバ 56 が設けられた変形例において、冷凍サイクル装置 1 の概略構成を部分的に示した抜粋図である。

#### 【 0 1 1 2 】

( 3 ) 上述の第 1 実施形態の図 1 および第 2 実施形態の図 10 において、気液分離器であるアキュムレータ 57 は設けられていないが、そのアキュムレータ 57 が、図 22 のように、内部熱交換器 7 の第 2 热交換部 72 ( 図 1 、図 10 参照 ) から圧縮機 2 に至る冷媒の経路に設けられていても差し支えない。そのアキュムレータ 57 は、内部熱交換器 7 の第 2 热交換部 72 から流出した冷媒の気液を分離し、その分離後の主として気相冷媒を圧縮機 2 へ流すとともに、余剰冷媒を内部に貯留する。なお、図 22 は、第 1 実施形態および第 2 実施形態に対しアキュムレータ 57 が設けられた変形例において、冷凍サイクル装置 1 の概略構成を部分的に示した抜粋図である。

#### 【 0 1 1 3 】

( 4 ) 上述の各実施形態において、過冷却用熱交換器 4 は空調ダクト 10 内に配置され、過冷却用熱交換器 4 内の冷媒の熱で送風空気を直接に加熱するが、過冷却用熱交換器 4 は、例えば空調ダクト 10 外に配置されていても差し支えない。その場合には、過冷却用熱交換器 4 に替わる加熱用熱交換器が空調ダクト 10 の温風通路 102 に配置されると共に、その加熱用熱交換器と過冷却用熱交換器 4 との間で水などの熱交換媒体が循環させら

10

20

30

40

50

れる。そして、過冷却用熱交換器4は冷媒の熱をその熱交換媒体へ伝達し、加熱用熱交換器を通過する送風空気をその熱交換媒体を介して加熱する。要するに、過冷却用熱交換器4は送風空気を間接的に加熱してもよいということである。

【0114】

(5) 上述の各実施形態において、車両用空調装置100は、例えばエンジン30を備えるエンジン車両に搭載されるが、エンジン30に加えて走行用の電動モータを備えたハイブリッド車両に搭載されても差し支えない。或いは、エンジン30を備えずに走行用駆動源として電動モータのみを備える電動車両に搭載されても差し支えない。

【0115】

また、エンジン30は、車両に搭載された発熱機器としても機能するが、車両用空調装置100が搭載される車両が電動モータを備える場合には、電動モータ、電動モータに給電する蓄電装置、電動モータを駆動制御する駆動回路部等も、車両に搭載された発熱機器となりうる。

【0116】

(6) 上述の第1～第3実施形態において、車両用空調装置100はエアミックスドア装置17を備えているが、エアミックスドア装置17は、両通路101、102への配風をコントロールするものであれば、ドア機構以外の装置に置き換わっていても差し支えない。

【0117】

(7) 上述の各実施形態において、圧縮機2は、エンジン30の駆動力により駆動されるが、圧縮機2の駆動方式に限定はなく、例えば圧縮機2はエンジン30に連結されておらずに電動モータを内蔵し、その電動モータの駆動力で駆動されても差し支えない。

【0118】

(8) 上述の各実施形態の説明において、車両用空調装置100が有する各熱交換器3、4、6、34の構造は特に限定されていないが、それらの熱交換器3、4、6、34は、例えば複数の熱交換チューブの間にコルゲートフィンを設けたコルゲートフィンタイプであってもよいし、コルゲートフィンタイプ以外の構造であってもよい。

【0119】

(9) 上述の第1～第3実施形態において、エアミックスドア装置17は2枚のドア171、172で構成されているが、1枚もしくは3枚以上のドアで構成されていてもよいし、ドア以外の機械構成であっても差し支えない。

【0120】

(10) 上述の各実施形態において、図5のフローチャートに示す各ステップの処理はコンピュータプログラムによって実現されるものであるが、ハードロジックで構成されるものであっても差し支えない。

【0121】

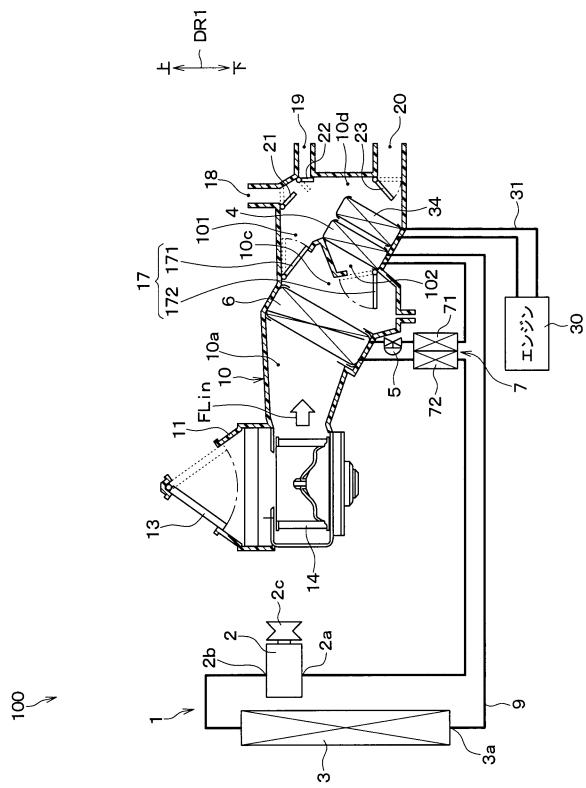
なお、本発明は上記した実施形態に限定されるものではなく、特許請求の範囲に記載した範囲内において適宜変更が可能である。また、上記各実施形態は、互いに無関係なものではなく、組み合わせが明らかに不可な場合を除き、適宜組み合わせが可能である。また、上記各実施形態において、実施形態を構成する要素は、特に必須であると明示した場合および原理的に明らかに必須であると考えられる場合等を除き、必ずしも必須のものではないことは言うまでもない。また、上記各実施形態において、実施形態の構成要素の個数、数値、量、範囲等の数値が言及されている場合、特に必須であると明示した場合および原理的に明らかに特定の数に限定される場合等を除き、その特定の数に限定されるものではない。また、上記各実施形態において、構成要素等の材質、形状、位置関係等に言及するときは、特に明示した場合および原理的に特定の材質、形状、位置関係等に限定される場合等を除き、その材質、形状、位置関係等に限定されるものではない。

【符号の説明】

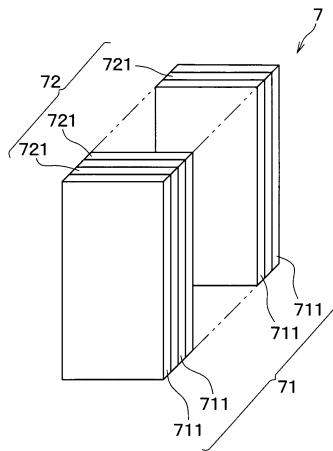
【0122】

2 圧縮機  
 3 凝縮器(放熱器)  
 4 過冷却用熱交換器(補助熱交換器)  
 5 減圧装置  
 6 蒸発器  
 7 内部熱交換器  
 7 1 内部熱交換器 7 の第 1 熱交換部  
 7 2 内部熱交換器 7 の第 2 熱交換部

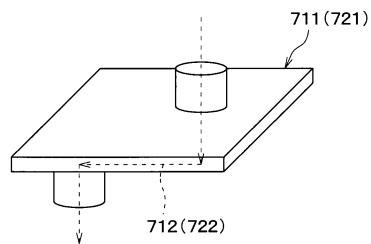
【図1】



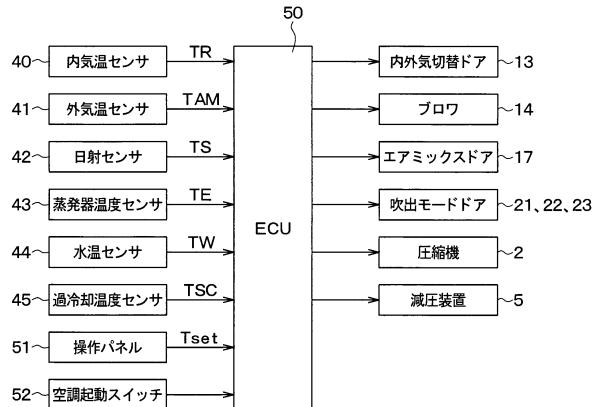
【図2】



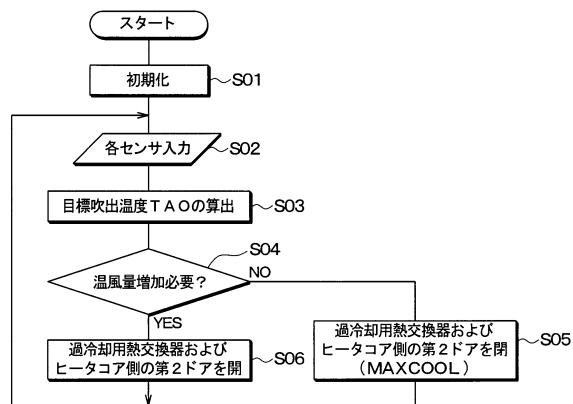
【 四 3 】



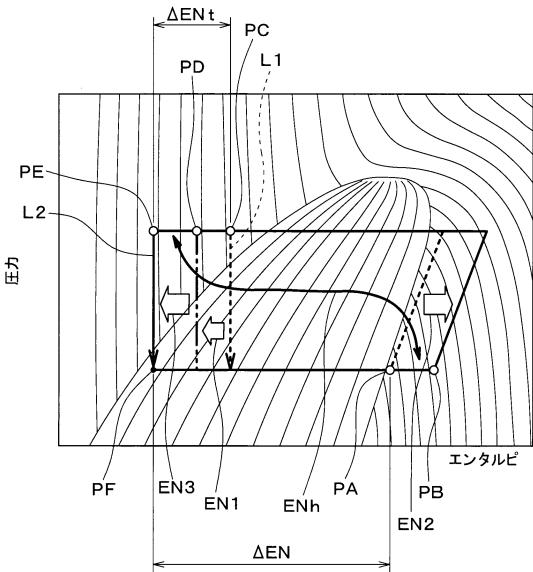
【図4】



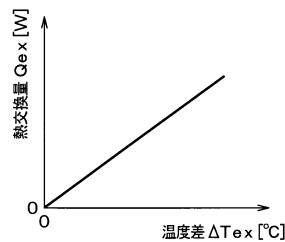
【図5】



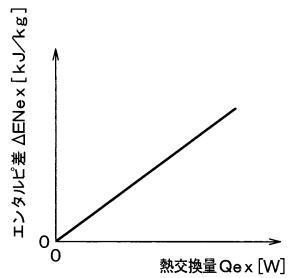
【図6】



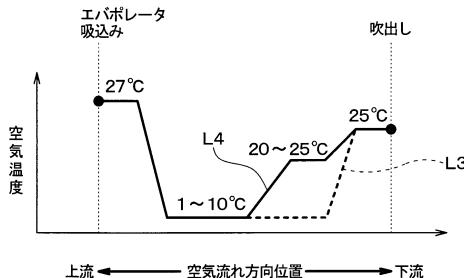
【図7】



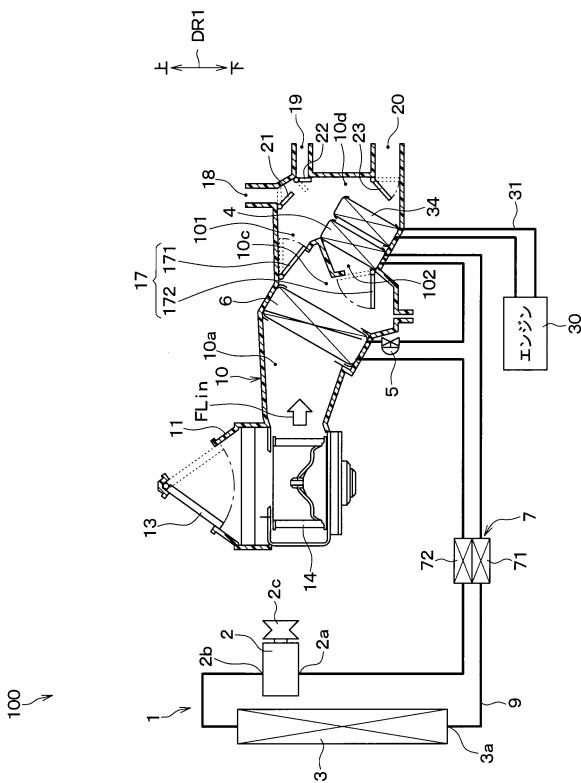
【図8】



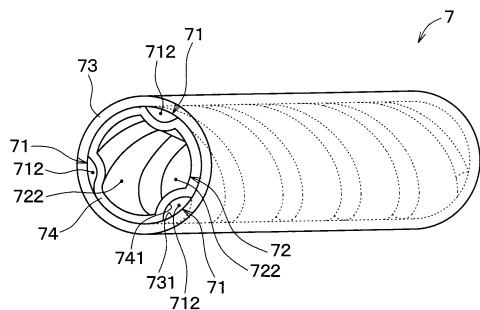
【図9】



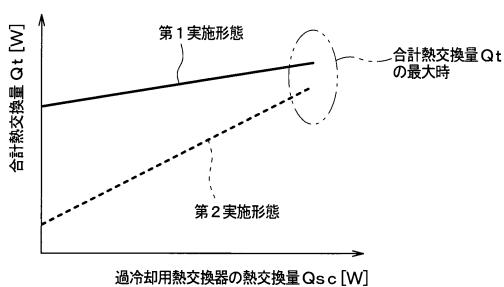
【図10】



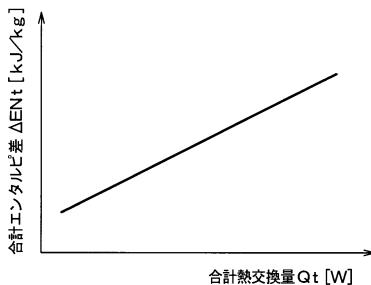
【図11】



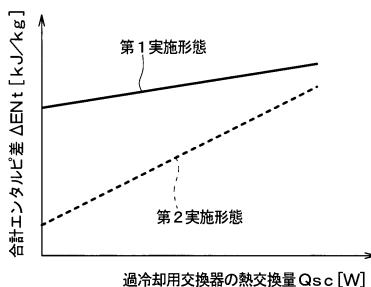
【図12】



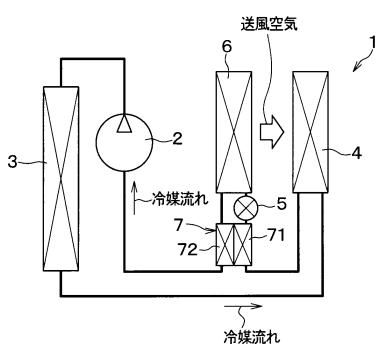
【図13】



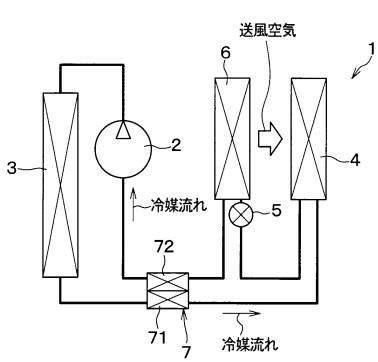
【図14】



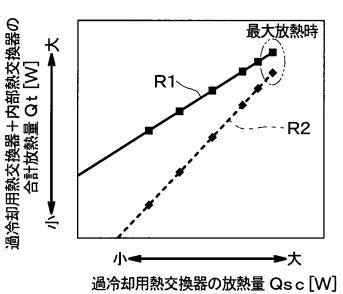
【図15】



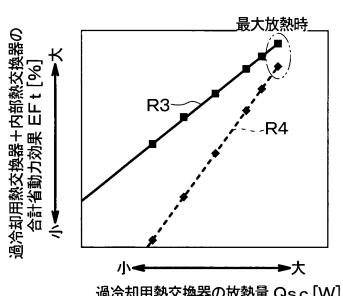
【図16】



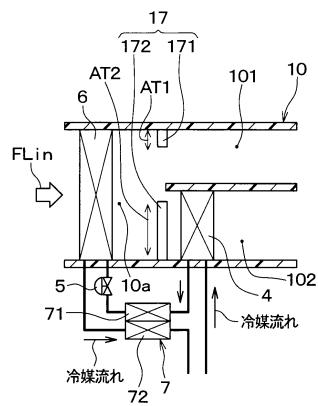
【図17】



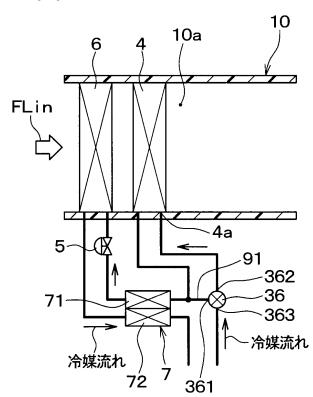
【図18】



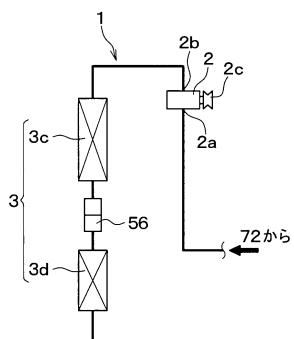
【図19】



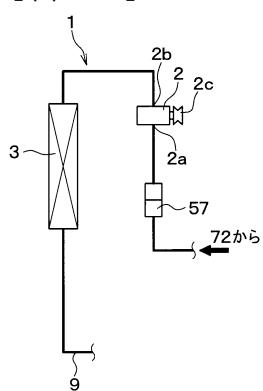
【図20】



【図21】



【図22】



---

フロントページの続き

(51)Int.Cl.

F I

F 2 8 F 3/08 3 1 1

審査官 伊藤 紀史

(56)参考文献 特開平05-319077 (JP, A)

韓国公開特許第10-2007-0025278 (KR, A)

国際公開第2012/153610 (WO, A1)

特表2004-508525 (JP, A)

韓国公開特許第10-2008-0098936 (KR, A)

特開2004-098974 (JP, A)

特開2012-131480 (JP, A)

特開2008-074388 (JP, A)

特開2003-074996 (JP, A)

特開2006-177632 (JP, A)

特開2014-196017 (JP, A)

特開2014-098498 (JP, A)

実開平02-056711 (JP, U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 2 5 B 1 / 0 0

B 6 0 H 1 / 2 2

B 6 0 H 1 / 3 2