

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6708161号  
(P6708161)

(45) 発行日 令和2年6月10日(2020.6.10)

(24) 登録日 令和2年5月25日(2020.5.25)

(51) Int.Cl.

F 1

F 25 B 1/00 (2006.01)  
 F 25 B 5/02 (2006.01)  
 F 25 B 40/00 (2006.01)

F 25 B 1/00 389 A  
 F 25 B 1/00 331 Z  
 F 25 B 5/02 530 J  
 F 25 B 40/00 V

請求項の数 4 (全 23 頁)

(21) 出願番号

特願2017-85457 (P2017-85457)

(22) 出願日

平成29年4月24日(2017.4.24)

(65) 公開番号

特開2018-185066 (P2018-185066A)

(43) 公開日

平成30年11月22日(2018.11.22)

審査請求日

令和1年6月11日(2019.6.11)

(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 武市 康太

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 尾形 豪太

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 押谷 洋

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】エジェクタ式冷凍サイクル

## (57) 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

冷媒を圧縮して吐出する圧縮機(11)と、  
 前記圧縮機から吐出された冷媒を放熱させる放熱器(12)と、  
 前記放熱器から流出した冷媒の流れを分岐する分岐部(14a)と、  
 前記分岐部にて分岐された一方の冷媒を減圧させる第1減圧部(15、21、23)と

前記第1減圧部にて減圧された冷媒を蒸発させる第1蒸発器(16)と、  
 前記分岐部にて分岐された他方の冷媒を減圧させる第2減圧部(18)と、

前記第2減圧部にて減圧された冷媒を蒸発させる第2蒸発器(19)と、

前記第1蒸発器から流出した冷媒を減圧させるノズル部(20a)から噴射される噴射  
 冷媒の吸引作用によって前記第2蒸発器から流出した冷媒を冷媒吸引口(20c)から吸引  
 して、前記噴射冷媒と前記冷媒吸引口から吸引された吸引冷媒とを混合させて昇圧部(20d)にて昇圧させるエジェクタ(20)と、

前記ノズル部(20a)へ流入する冷媒のエンタルピを上昇させるエンタルピ上昇部(13、17)と、を備え、

前記エンタルピ上昇部は、前記放熱器から流出した冷媒と前記ノズル部へ流入する冷媒  
 とを熱交換させて、前記ノズル部へ流入する冷媒を加熱するノズル側内部熱交換器(13)  
 、および前記放熱器から流出した冷媒と前記冷媒吸引口へ吸引される冷媒とを熱交換さ  
 せて、前記冷媒吸引口へ吸引される冷媒を加熱する吸熱側内部熱交換器(17)を有し、

10

20

前記噴射冷媒が過熱度を有する気相冷媒となっているエジェクタ式冷凍サイクル。

【請求項 2】

前記ノズル側内部熱交換器は、前記放熱器から流出した冷媒であって前記分岐部の上流側の冷媒と前記ノズル部へ流入する冷媒とを熱交換させるものであり、

前記吸引側内部熱交換器は、前記放熱器から流出した冷媒であって前記分岐部にて分岐された他方の冷媒と前記冷媒吸引口へ吸引される冷媒とを熱交換させるものである請求項1に記載のエジェクタ式冷凍サイクル。

【請求項 3】

前記第1減圧部は、前記分岐部にて分岐された一方の冷媒を減圧させる高段側ノズル部(21a)から噴射される高段側噴射冷媒の吸引作用によって前記第1蒸発器から流出した冷媒を高段側冷媒吸引口(21c)から吸引して、前記高段側噴射冷媒と前記高段側冷媒吸引口から吸引された高段側吸引冷媒とを混合させて昇圧させる高段側昇圧部(21d)を有する高段側エジェクタ(21)を有している請求項1または2に記載のエジェクタ式冷凍サイクル。

10

【請求項 4】

前記第1減圧部および前記第2減圧部の少なくとも一方の作動を制御する減圧制御部(40b)を備え、

前記減圧制御部は、前記ノズル部へ流入する冷媒の過熱度(SHn0z)が、予め定めた基準過熱度(KSHn0z)となるように、前記第1減圧部および前記第2減圧部の少なくとも一方の作動を制御するものである請求項1ないし3のいずれか1つに記載のエジエクタ式冷凍サイクル。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、エジェクタを備えるエジェクタ式冷凍サイクルに関する。

【背景技術】

【0002】

従来、エジェクタを備える蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置であるエジェクタ式冷凍サイクルが知られている。この種のエジェクタ式冷凍サイクルでは、エジェクタのディフューザ部の昇圧作用によって、圧縮機へ吸入される吸入冷媒の圧力を上昇させることができる。これにより、エジェクタ式冷凍サイクルでは、圧縮機の消費動力を低減させて、サイクルの成績係数(COP)を向上させることができる。

30

【0003】

例えば、特許文献1には、2つの蒸発器を備えるエジェクタ式冷凍サイクルが開示されている。より具体的には、特許文献1のエジェクタ式冷凍サイクルは、冷媒蒸発圧力が高い側の第1蒸発器から流出した冷媒をエジェクタのノズル部へ流入させ、冷媒蒸発圧力の低い側の第2蒸発器から流出した冷媒をエジェクタの冷媒吸引口から吸引させるサイクル構成になっている。

【0004】

さらに、特許文献1のエジェクタ式冷凍サイクルは、ノズル部の入口側に液相冷媒を貯える貯液機構を備えており、ノズル部へ気液二相冷媒を流入させている。これにより、特許文献1のエジェクタ式冷凍サイクルでは、ノズル部における冷媒の凝縮遅れを抑制して、ディフューザ部における昇圧能力が不安定になってしまうことを抑制している。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】特開2015-1365号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

50

ところが、特許文献1のエジェクタ式冷凍サイクルでは、エジェクタのノズル部へ流入させる冷媒を気液二相冷媒としているので、さらなるCOPの向上を狙うことが難しい。その理由は、ノズル部へ流入する冷媒が気液二相冷媒になっていると、エジェクタの回収エネルギーを増加させにくいためである。

【0007】

より詳細には、一般的なエジェクタでは、噴射冷媒の吸引作用によって冷媒吸引口から冷媒を吸引することで、ノズル部にて冷媒が減圧される際の速度エネルギーの損失を回収している。そして、回収されたエネルギー（以下、回収エネルギーという。）をディフューザ部にて圧力エネルギーに変換することによって、冷媒を昇圧させている。従って、さらなるCOPの向上を図るためにには、回収エネルギー量を増加させることが有効である。

10

【0008】

ここで、回収エネルギーは、ノズル部にて冷媒を等エントロピ的に減圧させた際の冷媒のエンタルピの低下量、すなわちノズル部へ流入する冷媒のエンタルピからノズル部から噴射された直後の噴射冷媒のエンタルピを減算したエンタルピ差によって表すことができる。さらに、モリエル線図上の等エントロピ線の傾きは、冷媒のエンタルピが高くなるに伴って小さくなる。

【0009】

従って、ノズル部における減圧量を一定とすれば、ノズル部へ流入する冷媒のエンタルピを上昇させることで、回収エネルギー量を増加させることができる。

【0010】

20

しかしながら、特許文献1のエジェクタ式冷凍サイクルのように、ノズル部へ流入する冷媒を気液二相冷媒とするサイクルでは、ノズル部へ流入する冷媒のエンタルピの上限値が決まってしまうので、回収エネルギー量の上限値も決まってしまう。このため、特許文献1のエジェクタ式冷凍サイクルでは、さらなるCOPの向上を狙うことが難しい。

【0011】

本発明は、上記点に鑑み、蒸発器から流出した冷媒をエジェクタのノズル部へ流入させるエジェクタ式冷凍サイクルの成績係数を充分に向上させることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0012】

上記目的を達成するため、請求項1に記載の発明は、冷媒を圧縮して吐出する圧縮機（11）と、圧縮機から吐出された冷媒を放熱させる放熱器（12）と、放熱器から流出した冷媒の流れを分岐する分岐部（14a）と、分岐部にて分岐された一方の冷媒を減圧させる第1減圧部（15、21、23）と、第1減圧部にて減圧された冷媒を蒸発させる第1蒸発器（16）と、分岐部にて分岐された他方の冷媒を減圧させる第2減圧部（18）と、第2減圧部にて減圧された冷媒を蒸発させる第2蒸発器（19）と、第1蒸発器から流出した冷媒を減圧させるノズル部（20a）から噴射される噴射冷媒の吸引作用によって第2蒸発器から流出した冷媒を冷媒吸引口（20c）から吸引して、噴射冷媒と冷媒吸引口から吸引された吸引冷媒とを混合させて昇圧部（20d）にて昇圧させるエジェクタ（20）と、ノズル部（20a）へ流入する冷媒のエンタルピを上昇させるエンタルピ上昇部（13、17）と、を備え、

30

エンタルピ上昇部は、放熱器から流出した冷媒とノズル部へ流入する冷媒とを熱交換させて、ノズル部へ流入する冷媒を加熱するノズル側内部熱交換器（13）、および放熱器から流出した冷媒と冷媒吸引口へ吸引される冷媒とを熱交換させて、冷媒吸引口へ吸引される冷媒を加熱する吸熱側内部熱交換器（17）を有し、

40

噴射冷媒が過熱度を有する気相冷媒となっているエジェクタ式冷凍サイクルである。

【0013】

これによれば、噴射冷媒が過熱度を有する気相冷媒となっているので、ノズル部（20a）へ流入する冷媒も比較的エンタルピの高い気相冷媒となる。従って、回収エネルギー量を増加させることができ、エジェクタ式冷凍サイクルの成績係数（COP）を充分に向上させることができる。

50

## 【0014】

さらに、噴射冷媒が過熱度を有する気相冷媒となるように、ノズル部(20a)へ流入する冷媒のエンタルピを上昇させるエンタルピ上昇部(13、17)を備えていることが望ましい。これによれば、エンタルピ上昇部(13、17)によって、噴射冷媒を、過熱度を有する気相冷媒とすることができますので、エジェクタ式冷凍サイクルのCOPを、確実に、かつ、充分に向上させることができる。

## 【0015】

なお、この欄および特許請求の範囲で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ものである。

## 【図面の簡単な説明】

10

## 【0016】

【図1】第1実施形態のエジェクタ式冷凍サイクルの全体構成図である。

【図2】第1実施形態のエジェクタ式冷凍サイクルの電気制御部を示すブロック図である。

【図3】第1実施形態のエジェクタ式冷凍サイクルを作動させた際の冷媒の状態を示すモリエル線図である。

【図4】第2実施形態のエジェクタ式冷凍サイクルの全体構成図である。

【図5】第3実施形態のエジェクタ式冷凍サイクルの全体構成図である。

【図6】第4実施形態のエジェクタ式冷凍サイクルの全体構成図である。

【図7】他の実施形態のエジェクタ式冷凍サイクルにおける内部熱交換器の熱交換様式を説明するための説明図である。

20

## 【発明を実施するための形態】

## 【0017】

## (第1実施形態)

図1～図3を用いて、第1実施形態について説明する。本実施形態では、図1の全体構成図に示すエジェクタ式冷凍サイクル10を、冷蔵車両に搭載される車両用冷凍サイクル装置に適用している。

## 【0018】

この車両用冷凍サイクル装置は、冷蔵車両において、車室内へ送風される室内用送風空気を冷却する機能、および車両の荷台に配置された冷蔵庫内へ送風される庫内用送風空気を冷却する機能を果たす。従って、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10の温度調整対象流体は、室内用送風空気および庫内用送風空気である。

30

## 【0019】

また、エジェクタ式冷凍サイクル10では、冷媒としてHFC系冷媒(具体的には、R134a)を採用しており、高圧側の冷媒圧力が冷媒の臨界圧力を超えない蒸気圧縮式の亜臨界冷凍サイクルを構成している。さらに、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、冷凍機油の一部は冷媒とともにサイクルを循環している。

## 【0020】

圧縮機11は、エジェクタ式冷凍サイクル10において、冷媒を吸いし、高圧冷媒となるまで圧縮して吐出するものである。より具体的には、本実施形態の圧縮機11は、1つのハウジング内に固定容量型の圧縮機構、および圧縮機構を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る。

40

## 【0021】

このような圧縮機構としては、スクロール型圧縮機構、ペーン型圧縮機構等の各種圧縮機構を採用できる。また、電動モータは、後述する制御装置40から出力される制御信号によって回転数が制御されるものであり、交流モータ、直流モータのいずれの形式のものが採用されていてもよい。

## 【0022】

圧縮機11の吐出口には、放熱器12の冷媒入口側が接続されている。放熱器12は、圧縮機11から吐出された高圧冷媒と冷却ファン12aにより送風される車室外空気(す

50

なわち、外気)とを熱交換させて、高圧冷媒を放熱させて冷却する放熱用熱交換器である。冷却ファン12aは、制御装置40から出力される制御電圧によって回転数(すなわち、送風空気量)が制御される電動式送風機である。

【0023】

放熱器12の冷媒出口には、ノズル側内部熱交換器13の高圧側冷媒通路13aの入口側が接続されている。ノズル側内部熱交換器13は、高圧側冷媒通路13aを流通する高圧冷媒と低圧側冷媒通路13bを流通する低圧冷媒とを熱交換させる熱交換器である。

【0024】

このようなノズル側内部熱交換器13としては、高圧側冷媒通路13aを形成する外側管の内側に、低圧側冷媒通路13bを形成する内側管を配置した二重管方式の熱交換器構造のものを採用することができる。

10

【0025】

なお、図1では、説明の明確化のために、ノズル側内部熱交換器13の具体的構成については図示しておらず、エジェクタ式冷凍サイクル10の各構成機器に対する高圧側冷媒通路13aおよび低圧側冷媒通路13bの接続関係を模式的に示している。そして、対応する熱交換対象冷媒が流通する冷媒通路同士を破線矢印で指示している。このことは、後述する吸引側内部熱交換器17についても同様である。

【0026】

ノズル側内部熱交換器13の高圧側冷媒通路13aの出口には、三方継手14aの流入口側が接続されている。三方継手14aは、放熱器12から流出した冷媒の流れを分岐する分岐部である。

20

【0027】

三方継手14aは、3つの流入出口を有し、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たものである。三方継手14aは、複数の配管を接合して形成されたものであってもよいし、金属ブロックや樹脂ブロックに複数の冷媒通路を設けて形成されたものであってもよい。

【0028】

三方継手14aの一方の冷媒流出口には、第1減圧部としての第1膨張弁15の入口側が接続されている。第1膨張弁15は、絞り開度を変化させる弁体、および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)を有する電気式の可変絞り機構である。第1膨張弁15は、制御装置40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(すなわち、絞り開度)が制御される。

30

【0029】

第1膨張弁15の出口側には、第1蒸発器16の冷媒入口側が接続されている。第1蒸発器16は、第1膨張弁15にて減圧された低圧冷媒と第1送風機16aから車室内へ送風される室内用送風空気とを熱交換させて、低圧冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させる吸熱用熱交換器である。第1送風機16aは、制御装置40から出力される制御電圧によって回転数(すなわち、送風空気量)が制御される室内用の電動送風機である。

【0030】

第1蒸発器16の冷媒出口には、ノズル側内部熱交換器13の低圧側冷媒通路13bの入口側が接続されている。さらに、低圧側冷媒通路13bの出口には、後述するエジェクタ20のノズル部20aの入口側が接続されている。

40

【0031】

従って、ノズル側内部熱交換器13の高圧側冷媒通路13aを流通する高圧冷媒は、放熱器12から流出した冷媒であって三方継手14aの上流側の冷媒である。また、ノズル側内部熱交換器13の低圧側冷媒通路13bを流通する低圧冷媒は、第1蒸発器16から流出した冷媒であってエジェクタ20のノズル部20aへ流入する冷媒である。

【0032】

つまり、ノズル側内部熱交換器13は、放熱器12から流出した冷媒とノズル部20aへ流入する冷媒とを熱交換させる。さらに、ノズル側内部熱交換器13は、ノズル部20

50

aへ流入する冷媒を加熱することによって、ノズル部20aへ流入する冷媒のエンタルピを上昇させるエンタルピ上昇部である。

【0033】

三方継手14aの他方の冷媒流出口には、吸引側内部熱交換器17の高圧側冷媒通路17aの入口側が接続されている。吸引側内部熱交換器17は、高圧側冷媒通路17aを流通する高圧冷媒と低圧側冷媒通路17bを流通する低圧冷媒とを熱交換させる熱交換器である。吸引側内部熱交換器17の基本的構成は、ノズル側内部熱交換器13と同様である。

【0034】

吸引側内部熱交換器17の高圧側冷媒通路17aの出口には、第2減圧部としての第2膨張弁18の入口側が接続されている。第2膨張弁18の基本的構成は、第1膨張弁15と同様である。従って、第2膨張弁18は、制御装置40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。

【0035】

第2膨張弁18の出口側には、第2蒸発器19の冷媒入口側が接続されている。第2蒸発器19は、第2膨張弁18にて減圧された低圧冷媒と第2送風機19aから冷蔵庫内へ循環送風される庫内用送風空気とを熱交換させて、低圧冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させる吸熱用熱交換器である。第2送風機19aは、制御装置40から出力される制御電圧によって回転数（すなわち、送風空気量）が制御される庫内用の電動送風機である。

【0036】

第2蒸発器19の冷媒出口には、吸引側内部熱交換器17の低圧側冷媒通路17bの入口側が接続されている。さらに、低圧側冷媒通路17bの出口には、エジェクタ20の冷媒吸引口20c側が接続されている。

【0037】

従って、吸引側内部熱交換器17の高圧側冷媒通路17aを流通する高圧冷媒は、放熱器12から流出した冷媒であって三方継手14aにて分岐された他方の冷媒である。また、吸引側内部熱交換器17の低圧側冷媒通路17bを流通する低圧冷媒は、第2蒸発器19から流出した冷媒であってエジェクタ20の冷媒吸引口20cへ吸引される冷媒である。

【0038】

つまり、吸引側内部熱交換器17は、放熱器12から流出した冷媒と冷媒吸引口20cへ吸引される冷媒とを熱交換させる。さらに、吸引側内部熱交換器17は、冷媒吸引口20cへ吸引される冷媒を加熱することによって、ノズル部20aへ流入する冷媒のエンタルピが上昇するようにサイクルをバランスさせるエンタルピ上昇部である。

【0039】

次に、エジェクタ20は、第1蒸発器16から流出した冷媒を減圧させる冷媒減圧装置としての機能を果たす。さらに、エジェクタ20は、ノズル部20aの冷媒噴射口から噴射された噴射冷媒の吸引作用によって、外部から冷媒を吸引して循環させる冷媒循環装置としての機能を果たす。

【0040】

これに加えて、エジェクタ20は、ノズル部20aから噴射された噴射冷媒と冷媒吸引口20cから吸引された吸引冷媒との混合冷媒の運動エネルギーを圧力エネルギーに変換し、混合冷媒を昇圧させるエネルギー変換装置としての機能を果たす。

【0041】

より具体的には、エジェクタ20は、ノズル部20a、およびボデー部20bを有している。ノズル部20aは、冷媒の流れ方向に向かって徐々に先細る略円筒状の金属（本実施形態では、ステンレス合金）等で形成されている。ノズル部20aは、内部に形成された冷媒通路にて冷媒を等エントロピ的に減圧膨張させるものである。

【0042】

ノズル部20aの内部に形成された冷媒通路には、通路断面積を最も縮小させる喉部、

10

20

30

40

50

および喉部から冷媒を噴射する冷媒噴射口へ向かうに伴って通路断面積が徐々に拡大する末広部が形成されている。つまり、本実施形態のノズル部 20 a は、ラバールノズルとして構成されている。

【0043】

さらに、本実施形態では、ノズル部 20 a として、サイクルの通常運転時に冷媒噴射口から噴射される噴射冷媒の流速が音速以上となるように設定されたものが採用されている。もちろん、ノズル部 20 a を先細ノズルで構成してもよい。

【0044】

ボデー部 20 b は、略円筒状の金属（本実施形態では、アルミニウム）で形成されている。ボデー部 20 b は、内部にノズル部 20 a を支持固定する固定部材として機能するとともに、エジェクタ 20 の外殻を形成するものである。より具体的には、ノズル部 20 a は、ボデー部 20 b の長手方向一端側の内部に収容されるように圧入にて固定されている。ボデー部 20 b は、樹脂にて形成されていてもよい。

10

【0045】

ボデー部 20 b の外周面のうち、ノズル部 20 a の外周側に対応する部位には、その内外を貫通してノズル部 20 a の冷媒噴射口と連通するように設けられた冷媒吸引口 20 c が形成されている。冷媒吸引口 20 c は、ノズル部 20 a から噴射される噴射冷媒の吸引作用によって、第 2 蒸発器 19 出口側の冷媒をエジェクタ 20 の内部へ吸引する貫通穴である。

【0046】

20

ボデー部 20 b の内部には、冷媒吸引口 20 c から吸引された吸引冷媒をノズル部 20 a の冷媒噴射口側へ導く吸引通路 20 e、および吸引冷媒と噴射冷媒とを混合させて昇圧させる昇圧部としてのディフューザ部 20 d が形成されている。

【0047】

吸引通路 20 e は、ノズル部 20 a の先細り形状の先端部周辺の外周側とボデー部 20 b の内周側との間に形成されており、吸引通路 20 e の冷媒通路面積は、冷媒流れ方向に向かって徐々に縮小している。これにより、吸引通路 20 e を流通する吸引冷媒の流速を徐々に増加させて、ディフューザ部 20 d にて吸引冷媒と噴射冷媒が混合する際のエネルギー損失（すなわち、混合損失）を減少させている。

【0048】

30

ディフューザ部 20 d は、吸引通路 20 e の出口に連続するように配置された円錐台状の冷媒通路である。ディフューザ部 20 d では、通路断面積が冷媒流れ下流側に向かって徐々に拡大する。ディフューザ部 20 d は、このような通路形状によって、混合冷媒の運動エネルギーを圧力エネルギーに変換する。

【0049】

より具体的には、本実施形態のディフューザ部 20 d を形成するボデー部 20 b の内周壁面の断面形状は、複数の曲線を組み合わせて形成されている。そして、ディフューザ部 20 d の冷媒通路断面積の広がり度合が冷媒流れ方向に向かって徐々に大きくなつた後に再び小さくなつていて、冷媒を等エントロピ的に昇圧させることができる。ディフューザ部 20 d の出口には、圧縮機 11 の吸入側が接続されている。

40

【0050】

次に、本実施形態の電気制御部の概要について説明する。制御装置 40 は、CPU、ROM、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。そして、その ROM 内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 11、12 a、15、16 a、18、19 a 等の作動を制御する。

【0051】

制御装置 40 の入力側には、図 2 のブロック図に示すように、内気温センサ 41、外気温センサ 42、日射センサ 43、吐出温度センサ 44、吐出圧力センサ 45、第 1 蒸発器温度センサ 46 a、第 2 蒸発器温度センサ 46 b、庫内温度センサ 47、ノズル部温度セ

50

ンサ48a、ノズル部圧力センサ48b等のセンサ群が接続されている。そして、制御装置40には、これらのセンサ群の検出信号が入力される。

【0052】

内気温センサ41は、車室内温度（すなわち、内気温）Trを検出する内気温検出部である。外気温センサ42は、車室外温度（すなわち、外気温）T amを検出する外気温検出部である。日射センサ43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。

【0053】

吐出温度センサ44は、圧縮機11から吐出された冷媒の吐出温度Tdを検出する吐出温度検出部である。吐出圧力センサ45は、圧縮機11から吐出された冷媒の吐出圧力Pdを検出する吐出圧力検出部である。

10

【0054】

第1蒸発器温度センサ46aは、第1蒸発器16における冷媒蒸発温度（すなわち、第1蒸発器温度）Te1を検出する第1蒸発器温度検出部である。第2蒸発器温度センサ46bは、第2蒸発器19における冷媒蒸発温度（すなわち、第2蒸発器温度）Te2を検出する第2蒸発器温度検出部である。庫内温度センサ47は、冷凍庫内の温度を検出する庫内温度検出部である。

【0055】

ノズル部温度センサ48aは、ノズル側内部熱交換器13の低圧側冷媒通路13bから流出して、エジェクタ20のノズル部20aへ流入する冷媒の入口側温度Tnozを検出するノズル部20aの入口側温度検出部である。ノズル部圧力センサ48bは、ノズル側内部熱交換器13の低圧側冷媒通路13bから流出して、エジェクタ20のノズル部20aへ流入する冷媒の入口側圧力Pnozを検出するノズル部20aの入口側圧力検出部である。

20

【0056】

さらに、制御装置40の入力側には、図2に示すように、車室内前部の計器盤付近に配置された操作パネル50が接続され、この操作パネル50に設けられた各種操作スイッチからの操作信号が制御装置40へ入力される。

【0057】

操作パネル50に設けられた各種操作スイッチとしては、庫内冷却および車室内空調を行うことを要求するための車両用冷凍サイクル装置の作動スイッチ、車室内の設定温度Tssetを設定する温度設定スイッチ、室内用送風空気を送風する第1送風機16aの風量設定スイッチ等が設けられている。

30

【0058】

なお、本実施形態の制御装置40は、その出力側に接続された各種の制御対象機器の作動を制御する制御手段が一体に構成されたものであるが、制御装置40のうち、各制御対象機器の作動を制御する構成（すなわち、ハードウェアおよびソフトウェア）が各制御対象機器の制御手段を構成している。

【0059】

例えは、本実施形態では、圧縮機11の作動を制御する構成が吐出能力制御部40aを構成している。また、第1膨張弁15および第2膨張弁18の作動を制御する構成が減圧制御部40bを構成している。

40

【0060】

次に、上記構成における本実施形態の作動を説明する。まず、ユーザによって操作パネルの作動スイッチが投入(ON)されると、制御装置40は予め記憶した制御プログラムを実行する。

【0061】

この制御プログラムでは、内気温センサ41によって検出された内気温Tr、外気温センサ42によって検出され外気温T am、日射センサ43によって検出された日射量As、および操作パネル50の温度設定スイッチによって設定された設定温度Tssetに基づ

50

いて、車室内送風空気の目標吹出温度 T A O を決定する。

【 0 0 6 2 】

そして、決定された目標吹出温度 T A O 、センサ群によって検出された検出信号、操作パネル 5 0 から操作信号に基づいて、制御対象機器の制御状態を決定する。さらに、制御装置 4 0 は、決定された制御状態が得られるように、圧縮機 1 1 の電動モータ、冷却ファン 1 2 a 、第 1 膨張弁 1 5 、第 1 送風機 1 6 a 、第 2 膨張弁 1 8 、第 2 送風機 1 9 a 等の作動を制御する。

【 0 0 6 3 】

これにより、エジェクタ式冷凍サイクル 1 0 では、図 1 の太線矢印に示すように冷媒が流れ、図 3 のモリエル線図に示すように冷媒の状態が変化する。まず、制御装置 4 0 が圧縮機 1 1 を作動させることによって、圧縮機 1 1 が冷媒を吸入し、圧縮して吐出する。圧縮機 1 1 から吐出された高温高圧の吐出冷媒（図 3 の a 3 点）は、放熱器 1 2 へ流入する。

【 0 0 6 4 】

放熱器 1 2 へ流入した冷媒は、冷却ファン 1 2 a から送風された送風空気（外気）と熱交換し、放熱して凝縮する（図 3 の a 3 点 b 3 点）。放熱器 1 2 から流出した冷媒は、ノズル側内部熱交換器 1 3 の高圧側冷媒通路 1 3 a へ流入して、ノズル側内部熱交換器 1 3 の低圧側冷媒通路 1 3 b を流通する低圧冷媒と熱交換してエンタルピを低下させる（図 3 の b 3 点 c 3 点）。

【 0 0 6 5 】

ノズル側内部熱交換器 1 3 の高圧側冷媒通路 1 3 a から流出した冷媒の流れは三方継手 1 4 a にて分岐される。三方継手 1 4 a にて分岐された一方の冷媒は、第 1 膨張弁 1 5 へ流入して等エンタルピ的に減圧される（図 3 の c 3 点 d 3 点）。

【 0 0 6 6 】

この際、制御装置 4 0 は、ノズル部温度センサ 4 8 a によって検出された入口側温度 T n o z 、およびノズル部圧力センサ 4 8 b によって検出された入口側圧力 P n o z に基づいて算出されるノズル部 2 0 a へ流入する冷媒（図 3 の f 3 点）の過熱度 S H n o z が、基準過熱度 K S H n o z となるように、第 1 膨張弁 1 5 の作動を制御する。

【 0 0 6 7 】

基準過熱度 K S H n o z は、吐出圧力センサ 4 5 によって検出された吐出圧力 P d 等に基づいて、予め制御装置 4 0 に記憶されている制御マップを参照して決定される。この制御マップでは、ノズル部 2 0 a から噴射された直後の噴射冷媒（図 3 の k 3 点）が、過熱度を有する気相冷媒となるように、基準過熱度 K S H n o z 決定する。

【 0 0 6 8 】

第 1 膨張弁 1 5 にて減圧された冷媒は、第 1 蒸発器 1 6 へ流入して、第 1 送風機 1 6 a により送風された室内用送風空気から吸熱して蒸発する（図 3 の d 3 点 e 3 点）。これにより、室内用送風空気が冷却される。

【 0 0 6 9 】

第 1 蒸発器 1 6 から流出した冷媒は、ノズル側内部熱交換器 1 3 の低圧側冷媒通路 1 3 b へ流入して、高圧側冷媒通路 1 3 a を流通する高圧冷媒と熱交換してエンタルピを上昇させる（図 3 の e 3 点 f 3 点）。これにより、低圧側冷媒通路 1 3 b から流出した冷媒（図 3 の f 3 点）の過熱度 S H n o z が基準過熱度 K S H n o z となる。

【 0 0 7 0 】

低圧側冷媒通路 1 3 b から流出した冷媒は、エジェクタ 2 0 のノズル部 2 0 a へ流入する。ノズル部 2 0 a へ流入した冷媒は、等エントロピ的に減圧されて噴射される（図 3 の f 3 点 k 3 点）。そして、この噴射冷媒の吸引作用によって、吸引側内部熱交換器 1 7 の低圧側冷媒通路 1 7 b から流出した冷媒（図 3 の j 3 点）が、エジェクタ 2 0 の冷媒吸引口 2 0 c から吸引される。

【 0 0 7 1 】

冷媒吸引口 2 0 c から吸引された冷媒は、エジェクタ 2 0 の内部に形成された吸引通路

10

20

30

40

50

20eを流通する際に、等エントロピ的に減圧されて僅かに圧力を低下させる(図3のj 3点 m 3点)。ノズル部20aから噴射された噴射冷媒および冷媒吸引口20cから吸引された吸引冷媒は、エジェクタ20のディフューザ部20dへ流入する(図3のk 3点 n 3点、m 3点 n 3点)。

【0072】

ディフューザ部20dでは、冷媒通路面積の拡大により、冷媒の速度エネルギーが圧力エネルギーに変換される。これにより、噴射冷媒と吸引冷媒との混合冷媒の圧力が上昇する(図3のn 3点 o 3点)。ディフューザ部20dから流出した冷媒は、圧縮機11へ吸入されて再び圧縮される(図3のo 3点 a 3点)。

【0073】

一方、三方継手14aにて分岐された他方の冷媒は、吸引側内部熱交換器17の高圧側冷媒通路17aへ流入して、吸引側内部熱交換器17の低圧側冷媒通路17bを流通する低圧冷媒と熱交換してエンタルピを低下させる(図3のc 3点 g 3点)。

【0074】

吸引側内部熱交換器17の高圧側冷媒通路17aから流出した冷媒は、第2膨張弁18へ流入して等エンタルピ的に減圧される(図3のg 3点 h 3点)。この際、制御装置40は、第2蒸発器19における冷媒蒸発温度が冷蔵庫用の基準温度(本実施形態では、5)となるように、第2膨張弁18の作動を制御する。

【0075】

このため、第2膨張弁18で減圧された冷媒の圧力は、第1膨張弁15で減圧された冷媒の圧力よりも低くなる。図3では、h 3点の圧力がd 3点の圧力よりも高くなる。より具体的には、制御装置40では、吐出圧力センサ45によって検出された吐出圧力Pd等に基づいて、予め制御装置40に記憶されている制御マップを参照して、第2膨張弁18の絞り開度を決定している。

【0076】

第2膨張弁18にて減圧された冷媒は、第2蒸発器19へ流入して、第2送風機19aによって循環送風された庫内用送風空気から吸熱して蒸発する(図3のh 3点 i 3点)。これにより、庫内用送風空気が冷却される。

【0077】

第2蒸発器19から流出した冷媒は、吸引側内部熱交換器17の低圧側冷媒通路17bへ流入して、高圧側冷媒通路17aを流通する高圧冷媒と熱交換してエンタルピを上昇させる(図3のi 3点 j 3点)。これにより、低圧側冷媒通路17bから流出した冷媒が過熱度を有する気相冷媒となる。低圧側冷媒通路17bから流出した冷媒は、前述の如く、エジェクタ20の冷媒吸引口20cから吸引される。

【0078】

本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10は、以上の如く作動して、車室内へ送風される室内用送風空気、および冷蔵庫内へ循環送風される庫内用送風空気を冷却することができる。この際、第1蒸発器16の冷媒蒸発圧力(冷媒蒸発温度)と第2蒸発器19の冷媒蒸発圧力(冷媒蒸発温度)が異なる値とすることができるので、車室内および冷蔵庫内を異なる温度帯で冷却することができる。

【0079】

さらに、エジェクタ式冷凍サイクル10では、エジェクタ20のディフューザ部20dにて昇圧された冷媒(図3のo 3点)を圧縮機11に吸入させるので、圧縮機11の消費動力を低減させて、サイクルの成績係数(COP)を向上させることができる。

【0080】

これに加えて、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10では、エジェクタ20のノズル部20aから噴射された噴射冷媒(図3のk 3点)が過熱度を有する気相冷媒となつてるので、ノズル部20aへ流入する冷媒(図3のf 3点)も比較的エンタルピの高い気相冷媒となる。

【0081】

10

20

30

40

50

従って、エジェクタ20のノズル部20aへ流入する冷媒が気液二相冷媒となるサイクルよりも、エジェクタ20にて回収される回収エネルギー量を増加させることができる。その結果、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10によれば、サイクルのCOPを充分に向上させることができる。

【0082】

また、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10では、噴射冷媒が過熱度を有する気相冷媒となるように、ノズル部20aへ流入する冷媒のエンタルピを上昇させるエンタルピ上昇部であるノズル側内部熱交換器13および吸引側内部熱交換器17を備えている。これによれば、エジェクタ式冷凍サイクル10のCOPを、確実に、かつ、充分に向上させることができる。

10

【0083】

より具体的には、エンタルピ上昇部として、放熱器12から流出した冷媒とノズル部20aへ流入する冷媒とを熱交換させるノズル側内部熱交換器13を備えている。これによれば、ノズル部20aへ流入する冷媒を高圧冷媒で直接的に加熱して、噴射冷媒を過熱度を有する気相冷媒とすることができます。

【0084】

さらに、ノズル側内部熱交換器13にて、第1蒸発器16へ流入する冷媒のエンタルピを低下させることができる。従って、第1蒸発器16出口側冷媒のエンタルピから第1蒸発器16入口側冷媒のエンタルピを減算したエンタルピ差を拡大させて、第1蒸発器16にて発揮される冷凍能力を増大させることができます。

20

【0085】

また、エンタルピ上昇部として、放熱器12から流出した冷媒と冷媒吸引口20cへ吸引される冷媒とを熱交換させて、冷媒吸引口20cへ吸引される冷媒を加熱する吸引側内部熱交換器17を備えている。これによれば、ノズル部20aへ流入する冷媒のエンタルピが上昇するようにサイクルをバランスさせやすい。

【0086】

さらに、吸引側内部熱交換器17にて、第2蒸発器19へ流入する冷媒のエンタルピを低下させることができる。従って、第2蒸発器19出口側冷媒のエンタルピから第2蒸発器19入口側冷媒のエンタルピを減算したエンタルピ差を拡大させて、第2蒸発器19にて発揮される冷凍能力を増大させることができます。

30

【0087】

その結果、エジェクタ式冷凍サイクル10のCOPを、確実に、かつ、充分に向上させることができる。

【0088】

また、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10では、ノズル側内部熱交換器13の高圧側冷媒通路13aを流通する高圧冷媒が、放熱器12から流出した冷媒であって三方継手14aの上流側の冷媒となっている。さらに、吸引側内部熱交換器17の高圧側冷媒通路17aを流通する高圧冷媒が、三方継手14aにて分岐された他方の冷媒となっている。

【0089】

これによれば、ノズル側内部熱交換器13の高圧側冷媒通路13aを流通する高圧冷媒の温度は、吸引側内部熱交換器17の高圧側冷媒通路17aを流通する高圧冷媒の温度よりも高くなる。従って、ノズル側内部熱交換器13では、ノズル部20aへ流入する冷媒を効率的に加熱して、噴射冷媒を過熱度を有する気相冷媒とすることができます。

40

【0090】

また、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10では、制御装置40の減圧制御部40bが、ノズル部20aへ流入する冷媒の過熱度SHnozが、基準過熱度KSHnozとなるように、第1膨張弁15作動を制御している。従って、エジェクタ式冷凍サイクル10では、ノズル部20aから噴射された噴射冷媒を確実に過熱度を有する気相冷媒とすることができ、より一層確実に、サイクルのCOPを向上させることができます。

50

## 【0091】

## (第2実施形態)

本実施形態では、図4の全体構成図に示すように、第1実施形態に対して、高段側エジェクタ21、気液分離器22、および固定絞り23を追加したエジェクタ式冷凍サイクル10aについて説明する。なお、図4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。

## 【0092】

より具体的には、高段側エジェクタ21の基本的構成は、エジェクタ20と同様である。従って、高段側エジェクタ21は、高段側ノズル部21a、および高段側ボデー部21bを有している。さらに、高段側ボデー部21bには、高段側冷媒吸引口21cが形成されている。高段側ボデー部21bの内部には、高段側昇圧部である高段側ディフューザ部21d、および高段側吸引通路21eが形成されている。

## 【0093】

高段側ノズル部21aは、三方継手14aにて分岐された一方の冷媒であって第1膨張弁15から流出した冷媒を、さらに減圧させて噴射するものである。高段側ディフューザ部21dの出口側には、気液分離器22の入口側が接続されている。

## 【0094】

気液分離器22は、高段側ディフューザ部21dから流出した冷媒の気液を分離する気液分離部である。気液分離器22の気相冷媒出口には、ノズル側内部熱交換器13の低圧側冷媒通路13bの入口側が接続されている。気液分離器22の液相冷媒出口には、固定絞り23を介して、第1蒸発器16の冷媒入口側が接続されている。第1蒸発器16の冷媒出口には、高段側エジェクタ21の高段側冷媒吸引口21c側が接続されている。

## 【0095】

固定絞り23は、液相冷媒出口から流出した液相冷媒を減圧せるものである。このような固定絞り23としては、オリフィス、キャピラリチューブ、あるいはノズル等を採用することができる。つまり、本実施形態の高段側エジェクタ21および固定絞り23は、第1膨張弁15とともに第1減圧部を構成している。その他のエジェクタ式冷凍サイクル10aの構成は、第1実施形態と同様である。

## 【0096】

従って、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10aを作動させると、第1膨張弁15にて減圧された冷媒が、高段側エジェクタ21の高段側ノズル部21aへ流入する。高段側ノズル部21aへ流入した冷媒は、等エントロビ的に減圧されて噴射される。そして、この高段側噴射冷媒の吸引作用によって、第1蒸発器16から流出した冷媒が、高段側エジェクタ21の高段側冷媒吸引口21cから吸引される。

## 【0097】

高段側噴射冷媒と高段側冷媒吸引口21cから吸引された高段側吸引冷媒との混合冷媒は、高段側ディフューザ部21dにて昇圧される。高段側ディフューザ部21dから流出した冷媒は、気液分離器22へ流入して気液分離される。

## 【0098】

気液分離器22にて分離された液相冷媒は、固定絞り23にて減圧されて第1蒸発器16へ流入する。第1蒸発器16へ流入した冷媒は、第1実施形態と同様に、第1送風機16aにより送風された送風空気から吸熱して蒸発する。これにより、室内用送風空気が冷却される。一方、気液分離器22にて分離された気相冷媒は、ノズル側内部熱交換器13の低圧側冷媒通路13bへ流入する。

## 【0099】

その他の作動は、第1実施形態と同様である。従って、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10aを作動させると、第1実施形態と同様の効果を得ることができる。すなわち、エジェクタ20のノズル部20aへ流入する冷媒が気液二相冷媒となるサイクルよりも、エジェクタ20にて回収される回収エネルギー量を増加させて、サイクルのCOPを充分に向上させることができる。

## 【0100】

さらに、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10aでは、高段側エジェクタ21を備えているので、ノズル側内部熱交換器13の低圧側冷媒通路13bへ流入する冷媒の圧力を第1蒸発器16における冷媒蒸発圧力よりも上昇させることができる。従って、圧縮機11の消費動力を低減させて、より一層、サイクルのCOPを向上させることができる。

## 【0101】

また、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10aでは、ノズル側内部熱交換器13の低圧側冷媒通路13bへ気液分離器22にて分離された飽和気相冷媒を流入させている。従って、低圧側冷媒通路13bへ気液二相冷媒を流入させる場合よりも、エジェクタ20のノズル部20aへ流入する冷媒の過熱度SHnozを、基準過熱度KSHnozに近づけやすい。

## 【0102】

## (第3実施形態)

本実施形態では、図5の全体構成図に示すように、第1実施形態に対して、高段側三方継手14b、第3蒸発器24、および高段側エジェクタ21が追加されたエジェクタ式冷凍サイクル10bについて説明する。

## 【0103】

より具体的には、高段側三方継手14bの基本的構成は、三方継手14aと同様である。高段側三方継手14bは、第1膨張弁15から流出した冷媒の流れを分岐する高段側分岐部である。高段側三方継手14bの一方の冷媒出口には、高段側エジェクタの21の高段側ノズル部21aの入口側が接続されている。高段側エジェクタ21の高段側ディフューザ部21dの出口側には、第3蒸発器24の冷媒入口側が接続されている。

## 【0104】

第3蒸発器24の基本的構成は、第1蒸発器16と同様である。第3蒸発器24は、高段側ディフューザ部21dから流出した冷媒と第3送風機24aから車室内へ送風される室内用送風空気とを熱交換させて、低圧冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させる吸熱用熱交換器である。第3蒸発器24の冷媒出口には、ノズル側内部熱交換器13の低圧側冷媒通路13bの入口側が接続されている。

## 【0105】

高段側三方継手14bの他方の冷媒出口には、固定絞り23を介して、第1蒸発器16の冷媒入口側が接続されている。第1蒸発器16の冷媒出口には、高段側エジェクタ21の高段側冷媒吸引口21c側が接続されている。つまり、本実施形態の固定絞り23は、第1膨張弁15とともに第1減圧部を構成している。その他のエジェクタ式冷凍サイクル10bの構成は、第1実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10と同様である。

## 【0106】

従って、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10を作動させると、第1膨張弁15にて減圧された冷媒の流れが高段側三方継手14bにて分岐される。高段側三方継手14bにて分岐された一方の冷媒は、高段側エジェクタ21の高段側ノズル部21aへ流入する。これにより、第2実施形態と同様に、第1蒸発器16から流出した冷媒が、高段側エジェクタ21の高段側冷媒吸引口21cから吸引される。

## 【0107】

高段側噴射冷媒と高段側冷媒吸引口21cから吸引された高段側吸引冷媒との混合冷媒は、高段側ディフューザ部21dにて昇圧される。高段側ディフューザ部21dから流出した冷媒は、第3蒸発器24へ流入する。

## 【0108】

第3蒸発器24へ流入した冷媒は、第3送風機24aから送風された室内用送風空気から吸熱して蒸発する。これにより、室内用送風空気が冷却される。第3蒸発器24から流出した冷媒は、ノズル側内部熱交換器13の低圧側冷媒通路13bへ流入する。

## 【0109】

10

20

30

40

50

高段側三方継手 14 b にて分岐された一方の冷媒は、固定絞り 23 を流通する際に減圧されて第 1 蒸発器 16 へ流入する。第 1 蒸発器 16 へ流入した冷媒は、第 1 実施形態と同様に、第 1 送風機 16 a により送風された送風空気から吸熱して蒸発する。これにより、室内用送風空気が冷却される。

【0110】

その他の作動は、第 1 実施形態と同様である。従って、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル 10 b を作動させると、第 1 実施形態と同様の効果を得ることができる。すなわち、エジェクタ 20 のノズル部 20 a へ流入する冷媒が気液二相冷媒となるサイクルよりも、エジェクタ 20 にて回収される回収エネルギー量を増加させて、サイクルの COP を充分に向上させることができる。

10

【0111】

さらに、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル 10 b では、高段側エジェクタ 21 を備えているので、ノズル側内部熱交換器 13 の低圧側冷媒通路 13 b へ流入する冷媒の圧力を第 1 蒸発器 16 における冷媒蒸発圧力よりも上昇させることができる。従って、より一層、サイクルの COP を向上させることができる。

【0112】

また、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル 10 b では、ノズル側内部熱交換器 13 の低圧側冷媒通路 13 b へ、第 3 蒸発器 24 にて蒸発させた比較的乾き度の高い気液二相冷媒あるいは気相冷媒を流入させる。従って、第 2 実施形態と同様に、エジェクタ 20 のノズル部 20 a へ流入する冷媒の過熱度  $SH_{noz}$  を、基準過熱度  $KS_{Hnoz}$  に近づけやすい。

20

【0113】

また、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル 10 b では、固定絞り 23 にて減圧された冷媒を第 1 蒸発器 16 へ流入させ、高段側エジェクタ 21 の高段側ディフューザ部 21 d にて昇圧させた冷媒を第 3 蒸発器 24 へ流入させている。

【0114】

これによれば、第 1 蒸発器 16 における冷媒蒸発圧力（冷媒蒸発温度）が、第 3 蒸発器 24 の冷媒蒸発圧力（冷媒蒸発温度）よりも低くなるので、第 1 蒸発器 16 および第 3 蒸発器 24 にて異なる温度帯で室内用送風空気を冷却することができる。

【0115】

30

（第 4 実施形態）

本実施形態では、図 6 の全体構成図に示すエジェクタ式冷凍サイクル 10 c を、車両用空調装置 1 に適用した例を説明する。エジェクタ式冷凍サイクル 10 c は、車両用空調装置において、空調対象空間である車室内へ送風される室内用送風空気（以下、本実施形態では、単に送風空気と記載する。）を冷却あるいは加熱する機能を果たす。従って、エジェクタ式冷凍サイクル 10 c の温度調整対象流体は、送風空気である。

【0116】

エジェクタ式冷凍サイクル 10 c は、車室内の空調を行うために、冷媒回路を切り替えることができる。具体的には、エジェクタ式冷凍サイクル 10 c は、送風空気を冷却して車室内の冷房を行うための冷房モードの冷媒回路、および送風空気を加熱して車室内の暖房を行うための暖房モードの冷媒回路を切り替えることができる。なお、図 6 では、冷房モード時の冷媒回路における冷媒の流れを白抜き矢印で示し、暖房モード時の冷媒回路における冷媒の流れを黒塗り矢印で示している。

40

【0117】

本実施形態の放熱器 12 は、後述する車両用空調装置 1 の室内空調ユニット 30 の空調ケース 31 内に配置されている。さらに、本実施形態の放熱器 12 は、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒と第 1 送風機 16 a から送風された送風空気とを熱交換させる。エジェクタ式冷凍サイクル 10 c では、冷却ファン 12 a は廃止されている。

【0118】

このため、本実施形態の放熱器 12 は、高圧冷媒を放熱させる放熱用熱交換器としての

50

機能を果たすだけでなく、送風空気を加熱する加熱用熱交換器としての機能を果たす。

【0119】

放熱器12の出口には、三方継手14aの入口側が接続されている。さらに、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10cでは、第2～第4三方継手14c～14eを備えている。第2～第4三方継手14c～14eの基本的構成は、三方継手14aと同様である。そこで、以下の説明では、説明の明確化のため、三方継手14aを第1三方継手14aと記載する。

【0120】

第1三方継手14aの一方の冷媒流出口には、ノズル側内部熱交換器13の高圧側冷媒通路13aの入口側が接続されている。ノズル側内部熱交換器13の高圧側冷媒通路13aの出口には、第1膨張弁15を介して、第2三方継手14cの一方の流入口側が接続されている。

10

【0121】

第1三方継手14aの他方の冷媒流出口には、吸引側内部熱交換器17の高圧側冷媒通路17aの入口側が接続されている。吸引側内部熱交換器17の高圧側冷媒通路17aの出口には、第2膨張弁18を介して、第2蒸発器19の冷媒入口側が接続されている。

20

【0122】

さらに、エジェクタ式冷凍サイクル10cでは、第1膨張弁15および第2膨張弁18に加えて、第3膨張弁25を備えている。第3膨張弁25の基本的構成は、第1膨張弁15および第2膨張弁18と同様である。

20

【0123】

本実施形態の第1～第3膨張弁15、18、25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。

【0124】

そして、この全開機能および全閉機能によって、第1～第3膨張弁15、18、25は、冷房モードの冷媒回路と暖房モードの冷媒回路上述した各運転モードの冷媒回路を切り替えることができる。従って、第1～第3膨張弁15、18、25は、冷媒回路切替装置としての機能を兼ね備えている。

30

【0125】

本実施形態の第2蒸発器19は、車両ボンネット内の前方側、すなわち車室外に配置されている。このため、本実施形態の第2蒸発器19は、第2膨張弁18から流出した冷媒と第2送風機19aにより送風された外気とを熱交換する室外熱交換器として機能する。さらに、第2蒸発器19は、冷房モード時には、高圧冷媒を放熱させる放熱器として機能し、暖房モード時には、低圧冷媒を蒸発させる蒸発器として機能する。

30

【0126】

室外熱交換器である第2蒸発器19の冷媒出口には、第3三方継手14dの流入口側が接続されている。第3三方継手14dの一方の流出口には、第3膨張弁25を介して、第2三方継手14cの他方の流入口が接続されている。第2三方継手14cの流出口には、第1蒸発器16の冷媒入口側が接続されている。

40

【0127】

本実施形態の第1蒸発器16は、室内空調ユニット30の空調ケース31内に配置されている。第1蒸発器16の冷媒出口には、ノズル側内部熱交換器13の低圧側冷媒通路13bの入口側が接続されている。ノズル側内部熱交換器13の低圧側冷媒通路13bの出口には、三方弁26の入口側が接続されている。

40

【0128】

三方弁26は、ノズル側内部熱交換器13の低圧側冷媒通路13bから流出した冷媒を、エジェクタ20のノズル部20aの入口側へ導く冷媒回路と、エジェクタ20を迂回させて、第4三方継手14eを介して圧縮機11の吸入側へ導く冷媒回路とを切り替えるものである。

50

## 【0129】

従って、三方弁26は、第1～第3膨張弁15、18、25とともに、冷媒回路切替装置である。三方弁26は、制御装置40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。

## 【0130】

第3三方継手14dの他方の流出口には、吸引側内部熱交換器17の低圧側冷媒通路17bの入口側が接続されている。吸引側内部熱交換器17の低圧側冷媒通路17bの出口には、エジェクタ20の冷媒吸引口20c側が接続されている。その他のエジェクタ式冷凍サイクル10cの構成は、第1実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10と同様である。

10

## 【0131】

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、車室内最前部の計器盤（インストルメントパネル）の内側に配置されている。室内空調ユニット30は、エジェクタ式冷凍サイクル10cによって温度調整された送風空気を車室内へ適切に吹き出すための通風路を切り替える機能等を果たす。

## 【0132】

室内空調ユニット30は、その外殻を形成する空調ケース31内に形成された空気通路内に、第1送風機16a、第1蒸発器16、放熱器12等を収容したものである。空調ケース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。空調ケース31の送風空気流れ最上流側には、空調ケース31内へ内気（車室内空気）と外気（車室外空気）とを切替導入する内外気切替装置33が配置されている。

20

## 【0133】

内外気切替装置33は、空調ケース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ものである。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40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。

## 【0134】

内外気切替装置33の送風空気流れ下流側には、第1送風機16aが配置されている。さらに、第1送風機16aの送風空気流れ下流側には、第1蒸発器16および放熱器12が、送風空気流れに対して、この順に配置されている。つまり、第1蒸発器16は、放熱器12よりも、送風空気流れ上流側に配置されている。このため、放熱器12では、高圧冷媒と第1蒸発器16通過後の送風空気とを熱交換させている。

30

## 【0135】

空調ケース31内には、第1蒸発器16通過後の送風空気を、放熱器12を迂回して流すバイパス通路35が設けられている。また、空調ケース31内の第1蒸発器16の送風空気流れ下流側であって、かつ、放熱器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。

## 【0136】

エアミックスドア34は、第1蒸発器16通過後の送風空気のうち、放熱器12側を通過する送風空気の風量とバイパス通路35を通過させる送風空気の風量との風量割合を調整する風量割合調整部である。エアミックスドア34は、エアミックス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40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。

40

## 【0137】

放熱器12およびバイパス通路35の送風空気流れ下流側には、放熱器12にて冷媒と熱交換して加熱された送風空気とバイパス通路35を通過して加熱されていない送風空気が合流する混合空間が形成されている。さらに、空調ケース31の送風空気流れ下流部には、混合空間にて混合された送風空気（すなわち、空調風）を、空調対象空間である車室内へ吹き出すための開口穴が配置されている。

50

## 【0138】

従って、エアミックスドア34が、放熱器12を通過させる風量とバイパス通路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、混合空間にて混合される空調風の温度を調整することができる。これにより、各吹出口から車室内へ吹き出される送風空気(空調風)の温度を調整することができる。

## 【0139】

次に、上記構成における本実施形態の作動について説明する。上記の如く、本実施形態の車両用空調装置1では、車室内の冷房および暖房を行うことができる。さらに、エジェクタ式冷凍サイクル10cでは、冷房モードの冷媒回路、および暖房モードの冷媒回路を切り替えることができる。

10

## 【0140】

エジェクタ式冷凍サイクル10cの各運転モードの切り替えは、制御装置40が予め記憶した制御プログラムを実行することによって行われる。本実施形態の制御プログラムでは、車室内送風空気の目標吹出温度TAOが、予め定めた冷房基準温度より低い時に冷房モードに切り替え、予め定めた暖房基準温度よりも高い時に暖房モードに切り替える。以下に各運転モードにおける作動を説明する。

## 【0141】

## (a) 冷房モード

冷房モードでは、制御装置40が、第1膨張弁15を全閉状態とし、第2膨張弁18を全開状態とし、第3膨張弁25を減圧作用を発揮する絞り状態とする。この際、制御装置40は、圧縮機11へ吸入される吸入冷媒が予め定めた基準乾き度(本実施形態では、5)に近づくように、第3膨張弁25の絞り開度を調整する。

20

## 【0142】

また、制御装置40は、放熱器12側の通風路が全閉となり、バイパス通路35側が全開となるようにエアミックスドア34を変位させる。さらに、制御装置40は、ノズル側内部熱交換器13の低圧側冷媒通路13bから流出した冷媒を、エジェクタ20を迂回させて圧縮機11の吸入側へ導くように三方弁26の作動を制御する。

## 【0143】

これにより、冷房モードのエジェクタ式冷凍サイクル10cでは、図6の白抜き矢印に示すように、圧縮機11(放熱器12吸引側内部熱交換器17の高圧側冷媒通路17a 第2膨張弁18) 第2蒸発器19 第3膨張弁25 第1蒸発器16(ノズル側内部熱交換器13の低圧側冷媒通路13b) 圧縮機11の順に冷媒が循環する蒸気圧縮式の冷凍サイクルが構成される。

30

## 【0144】

冷房モードのサイクル構成では、放熱器12側の通風路が全閉となるようにエアミックスドア34を変位させているので、放熱器12では冷媒は殆ど放熱しない。従って、冷房モードのエジェクタ式冷凍サイクル10cでは、室外熱交換器である第2蒸発器19が冷媒を放熱させる放熱器として機能し、第1蒸発器16が冷媒を蒸発させる蒸発器として機能する。

## 【0145】

そして、第1蒸発器16にて冷媒が蒸発する際に送風空気から吸熱した熱を第2蒸発器19にて外気に放熱させることができる。従って、冷房モードのエジェクタ式冷凍サイクル10cでは、第1蒸発器16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。

40

## 【0146】

さらに、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10cでは、ノズル側内部熱交換器13の高圧側冷媒通路13aが、三方継手14aの一方の出口側に接続されている。従って、冷房モード時に、ノズル側内部熱交換器13の高圧側冷媒通路13aへ高圧冷媒が流通してしまうことがなく、ノズル側内部熱交換器13にて不必要な熱交換が行われてしまうことがない。

50

## 【0147】

## (b) 暖房モード

暖房モードでは、制御装置40が、第1膨張弁15を絞り状態とし、第2膨張弁18を絞り状態とし、第3膨張弁25を全閉状態とする。この際、制御装置40は、第1実施形態と同様に、第1膨張弁15および第2膨張弁18の絞り開度を調整する。

## 【0148】

また、制御装置40は、バイパス通路35側が全閉となり、放熱器12側の通風路が全開となるようにエアミックスドア34を変位させる。さらに、制御装置40は、ノズル側内部熱交換器13の低圧側冷媒通路13bから流出した冷媒を、エジェクタ20のノズル部20aの入口側へ導くように三方弁の作動を制御する。

10

## 【0149】

これにより、暖房モードのエジェクタ式冷凍サイクル10cでは、図6の黒塗り矢印に示すように、圧縮機11 放熱器12 ノズル側内部熱交換器13の高圧側冷媒通路13a 第1膨張弁15 第1蒸発器16 ノズル側内部熱交換器13の低圧側冷媒通路13b エジェクタ20 圧縮機11の順に冷媒が循環するとともに、放熱器12 吸引側内部熱交換器17の高圧側冷媒通路17a 第2膨張弁18 第2蒸発器19 吸引側内部熱交換器17の低圧側冷媒通路17b エジェクタ20の冷媒吸引口20cの順に冷媒が循環するエジェクタ式冷凍サイクルが構成される。

20

## 【0150】

暖房モードのサイクル構成では、放熱器12側の通風路が全開となるようにエアミックスドア34を変位させている。従って、暖房モードのエジェクタ式冷凍サイクル10cでは、放熱器12が冷媒を放熱させる放熱器として機能し、第1蒸発器16および第2蒸発器19が冷媒を蒸発させる蒸発器として機能する。

## 【0151】

そして、第1蒸発器16にて冷媒が蒸発する際に送風空気から吸熱した熱、および第2蒸発器19にて冷媒が蒸発する際に外気から吸熱した熱を、放熱器12にて送風空気に放熱させることができる。従って、暖房モードのエジェクタ式冷凍サイクル10cでは、第1蒸発器16にて冷却されて除湿された送風空気を放熱器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

## 【0152】

さらに、暖房モードのエジェクタ式冷凍サイクル10cでは、第1膨張弁15等を第1実施形態と同様に制御することによって、ノズル側内部熱交換器13にてノズル部20aへ流入する冷媒のエンタルピを上昇させて、噴射冷媒を過熱度を有する気相冷媒とすることができる。

## 【0153】

従って、エジェクタ20のノズル部20aへ流入する冷媒が気液二相冷媒となるサイクルよりも、エジェクタ20にて回収される回収エネルギー量を増加させて、サイクルのCOPを充分に向上させることができる。

40

## 【0154】

## (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。

## 【0155】

(1) 上述の実施形態では、エジェクタ20を備えるエジェクタ式冷凍サイクル10～10cを車両用の冷凍サイクル装置に適用した例を説明したが、エジェクタ式冷凍サイクル10～10cの適用対象はこれに限定されない。

## 【0156】

例えば、据置型の冷凍冷蔵装置等に適用してもよい。据置型の冷凍冷蔵装置に適用する

50

場合は、第1蒸発器16にて、食品や飲料水等を低温（具体的には、0～10）で冷蔵保存する冷蔵室へ送風される冷蔵室用送風空気を冷却し、第2蒸発器19にて、食品等を極低温（具体的には、-20～-10）で冷凍保存する冷凍室へ送風される冷凍室用送風空気を冷却するようにしてもよい。

【0157】

また、第3実施形態では、第1蒸発器16および第3蒸発器24の冷却対象空間について詳細に説明していないが、第1蒸発器16および第3蒸発器24にて同一の冷却対象空間へ送風される送風空気を冷却してもよいし、異なる冷却対象空間へ送風される送風空気を冷却してもよい。

【0158】

さらに、第1蒸発器16および第3蒸発器24にて同一の冷却対象空間へ送風される送風空気を冷却する際には、第1蒸発器16および第3蒸発器24を一体的に形成するとともに、送風空気流れに対して直列的に配置することで、いずれか一方の蒸発器で冷却した送風空気を、さらに他方の蒸発器で冷却するようにしてもよい。

【0159】

（2）上述の実施形態では、エンタルピ上昇部として、ノズル側内部熱交換器13および吸引側内部熱交換器17を採用した例を説明したが、エンタルピ上昇部はこれに限定されない。エジェクタ20のノズル部20aへ流入する冷媒のエンタルピを上昇させることができれば、エンタルピ上昇部として、外部熱源を利用したヒータ等を採用してもよい。

【0160】

より具体的には、ヒータとして、制御装置40から出力される制御電圧によって加熱能力を調整可能な電気ヒータを採用してもよい。また、車両に適用されるエジェクタ式冷凍サイクル10～10cでは、他の車載機器（例えば、内燃機関、インバータ等）の廃熱を熱源として冷媒を加熱する加熱装置を採用してもよい。

【0161】

また、上述の実施形態では、エンタルピ上昇部として、ノズル側内部熱交換器13および吸引側内部熱交換器17の双方の内部熱交換器を採用した例を説明したが、いずれか一方の内部熱交換器を採用してもよい。例えば、吸引側内部熱交換器17を廃止してもよい。

【0162】

さらに、ノズル側内部熱交換器13および吸引側内部熱交換器17にて熱交換させる冷媒は、上述の実施形態に開示された組み合わせに限定されない。つまり、ノズル部20aへ流入する冷媒のエンタルピを上昇させることができれば、ノズル側内部熱交換器13および吸引側内部熱交換器17にて、上述の各実施形態に開示された組み合わせとは異なる低圧冷媒と高圧冷媒とを熱交換させてもよい。

【0163】

具体的には、図7に示す、領域Xの高圧冷媒（放熱器12の冷媒出口側から三方継手14aの入口側へ至る冷媒流路を流通する高圧冷媒）、領域Yの高圧冷媒（三方継手14aの一方の冷媒流出口から第1膨張弁15の入口側へ至る冷媒流路を流通する高圧冷媒）、および領域Zの高圧冷媒（三方継手14aの他方の冷媒流出口から第2膨張弁17の入口側へ至る冷媒流路を流通する高圧冷媒）のいずれか1つと、領域の低圧冷媒（ノズル部20aへ流入する低圧冷媒）および領域の低圧冷媒（冷媒吸引口20cへ吸引される低圧冷媒）のいずれか1つとを、熱交換させるようにすればよい。

【0164】

（3）上述の実施形態では、噴射冷媒が過熱度を有する気相冷媒となるように、制御装置40が第1膨張弁15の作動を制御した例を説明したが、噴射冷媒を過熱度を有する気相冷媒とするための制御態様はこれに限定されない。例えば、噴射冷媒が過熱度を有する気相冷媒となるように、制御装置40が第2膨張弁18の作動を制御してもよいし、第1膨張弁15および第2膨張弁18の双方の作動を制御してもよい。

【0165】

10

20

30

40

50

さらに、噴射冷媒を過熱度を有する気相冷媒とすることができれば、第1減圧部および第2減圧部として、機械的機構で構成される膨張弁や固定絞りを採用してもよい。例えば、第1減圧部として、ノズル部20aへ流入する冷媒の温度および圧力に応じて変位するダイヤフラムを有する感温部を備え、ダイヤフラムの変位に応じて絞り開度を変化させる温度式膨張弁を採用してもよい。

【0166】

(4) エジェクタ式冷凍サイクル10～10cを構成する構成機器は、上述の実施形態に開示されたものに限定されない。

【0167】

例えば、圧縮機11として、ブーリ、ベルト等を介して車両走行用エンジンから伝達される回転駆動力によって駆動されるエンジン駆動式の圧縮機を採用してもよい。さらに、エンジン駆動式の圧縮機としては、吐出容量の変化により冷媒吐出能力を調整可能な可変容量型圧縮機、あるいは電磁クラッチの断続により圧縮機の稼働率を変化させて冷媒吐出能力を調整可能な固定容量型圧縮機を採用することができる。

10

【0168】

また、放熱器12として、凝縮用の熱交換部から流出した冷媒の気液を分離して、分離された液相冷媒を貯えるレシーバ部を有する、レシーバ一体型の凝縮器を採用してもよい。さらに、レシーバ部から流出した液相冷媒を過冷却する過冷却部を有する、いわゆるサブクール型の凝縮器を採用してもよい。

【0169】

また、ノズル側内部熱交換器13および吸引側内部熱交換器17として、高圧側冷媒通路を形成する冷媒配管と低圧側冷媒通路を形成する冷媒配管とをろう付け接合することによって、高圧冷媒と低圧冷媒とを熱交換可能とした構成のものを採用してもよい。さらに、高圧側冷媒通路を形成する複数本のチューブを有し、隣り合うチューブ間に低圧側冷媒通路を形成した構成のものを採用してもよい。

20

【0170】

また、上述の第2、第3実施形態では、高段側エジェクタ21として高段側ノズル部21aの喉部（最小通路面積部）の通路断面積が変化しない固定エジェクタを採用した例を説明したが、高段側エジェクタ21として、喉部の通路断面積を調整可能な可変ノズル部を有する可変エジェクタを採用してもよい。

30

【0171】

より具体的には、可変ノズル部としては、ノズル部の内部に配置されてノズル部の冷媒通路面積を調整するニードル弁、このニードル弁をノズル部の軸方向に変位させる電動式の駆動部を有するものを採用してもよい。そして、ノズル部20aへ流入する冷媒の過熱度SHnozが基準過熱度KSHnozとなるように、制御装置40が駆動部の作動を制御すればよい。

【0172】

これによれば、実質的に第1膨張弁15と高段側エジェクタ21とを一体化させて、第1膨張弁15を廃止することができる。

【0173】

また、上述の実施形態では、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、R1234yf、R600a、R410A、R404A、R32、R407C、等を採用してもよい。または、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。

40

【符号の説明】

【0174】

10～10c エジェクタ式冷凍サイクル

11 圧縮機

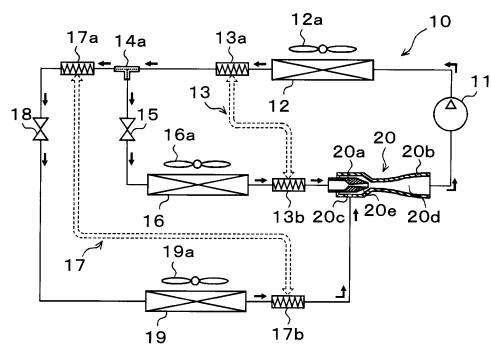
12 放熱器

13 ノズル側内部熱交換器（エンタルピ上昇部）

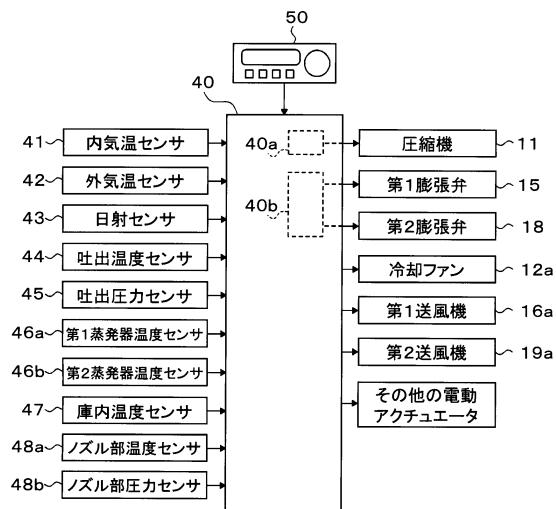
50

- 1 5 第 1 膨張弁 (第 1 減圧部)  
 1 6 第 1 蒸発器  
 1 7 吸引側内部熱交換器 (エンタルピ上昇部)  
 1 8 第 2 膨張弁 (第 2 減圧部)  
 1 9 第 2 蒸発器  
 2 0 エジェクタ

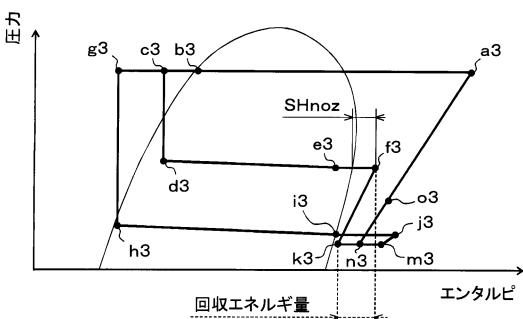
【図 1】



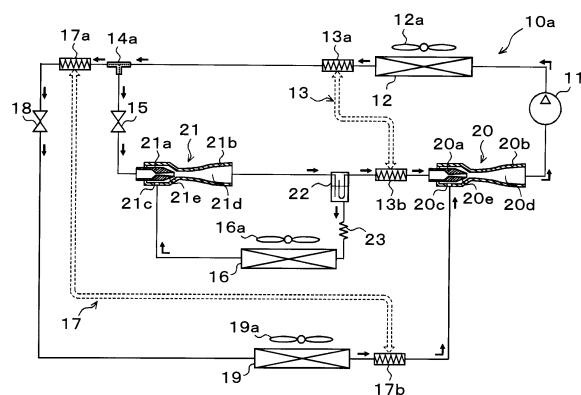
【図 2】



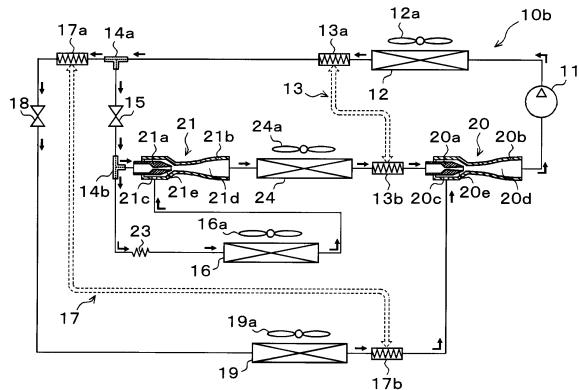
【図 3】



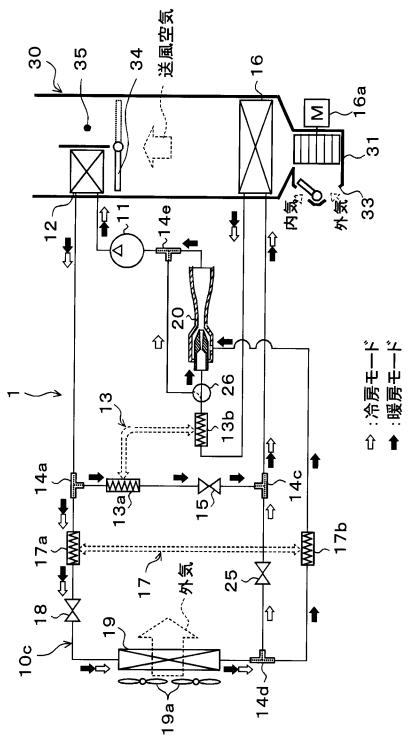
【図 4】



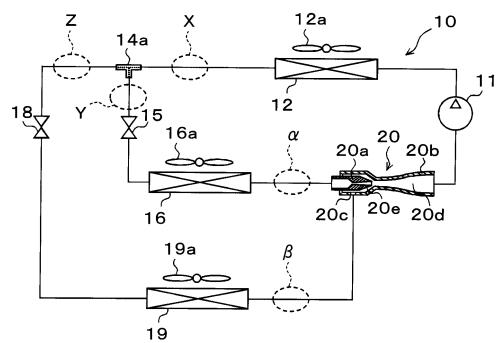
【 义 5 】



【 义 6 】



【 四 7 】



---

フロントページの続き

審査官 西山 真二

(56)参考文献 特開2015-224861(JP,A)

特開2013-200057(JP,A)

特開2015-64194(JP,A)

特開2015-1365(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F25B 1/00

F25B 5/02

F25B 40/00