

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号
特開2009-92249
(P2009-92249A)

(43) 公開日 平成21年4月30日(2009.4.30)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 2 5 B 13/00 (2006.01)	F 2 5 B 13/00 S	3 L 0 9 2
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 1 O 1 E	
	F 2 5 B 1/00 3 2 1 B	
	F 2 5 B 1/00 3 3 1 Z	
	F 2 5 B 1/00 3 8 9 A	
審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 15 頁)		

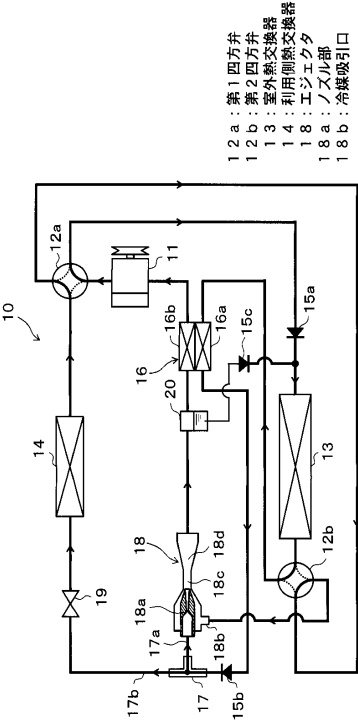
(21) 出願番号	特願2007-260038 (P2007-260038)	(71) 出願人	000004260 株式会社デンソー
(22) 出願日	平成19年10月3日 (2007. 10. 3)		愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地
		(71) 出願人	000004695 株式会社日本自動車部品総合研究所
			愛知県西尾市下羽角町岩谷 1 4 番地
		(74) 代理人	100100022 弁理士 伊藤 洋二
		(74) 代理人	100108198 弁理士 三浦 高広
		(74) 代理人	100111578 弁理士 水野 史博
		(72) 発明者	池上 真
			愛知県刈谷市昭和町 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) 【要約】
【課題】 冷却運転モードおよび加熱運転モードの双方において、COPを向上させると同時に、空調対象空間を適切に空調できるエジェクタ式冷凍サイクルを提供する。

【解決手段】 冷媒流路を切り替える第1、2 四方弁 1 2 a、1 2 bが、冷房運転モード時に、室外熱交換器 1 3 流出冷媒の流れを分岐して、一方の冷媒をエジェクタ 1 8 のノズル部 1 8 aに供給し、さらに、他方の冷媒を減圧膨張させて利用側熱交換器 1 4 へ供給し、エジェクタ 1 8 の冷媒吸引口 1 8 bから吸引する冷媒流路に切り替える。これにより、加熱運転モード時に対して、冷却運転モード時に蒸発器として作用する熱交換器に液相冷媒を供給しにくくなるように構成されたサイクルであっても、利用側熱交換器 1 4 に圧縮機 1 1 の冷媒吸入、吐出能力を利用して液相冷媒を確実に供給できるので、双方の運転モードにおいて、空調対象空間を適切に空調できる。

【選択図】 図 1



【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、

冷媒と外気とを熱交換させる室外熱交換器（１３）と、

冷媒と空調対象空間へ送風される送風空気とを熱交換させる利用側熱交換器（１４）と

、

前記空調対象空間を冷却する冷却運転モードでは、前記利用側熱交換器（１４）を冷媒を蒸発させる蒸発器として作用させるとともに、前記室外熱交換器（１３）を冷媒に放熱させる放熱器として作用させる冷媒流路に切り替え、前記空調対象空間を加熱する加熱運転モードでは、前記利用側熱交換器（１４）を前記放熱器として作用させるとともに、前記室外熱交換器（１３）を前記蒸発器として作用させる冷媒流路に切り替える流路切替手段（１２ａ、１２ｂ）と、

10

冷媒を減圧膨張させるノズル部（１８ａ）から噴射する高速度の噴射冷媒の流れによって、前記蒸発器として作用する熱交換器から流出した冷媒を冷媒吸引口（１８ｂ）から吸引して、前記圧縮機（１１）吸入側へ流出させるエジェクタ（１８）とを備えるエジェクタ式冷凍サイクルであって、

前記冷却運転モードおよび前記加熱運転モードのうち、いずれか一方の運転モード時に放熱器として作用する熱交換器から流出した冷媒の流れを分岐する分岐部（１７）と、

前記分岐部（１７）と前記一方の運転モード時に蒸発器として作用する熱交換器とを接続する冷媒流路に設けられて、冷媒を減圧膨張させる減圧手段（１９）とを備え、

20

前記流路切替手段（１２ａ、１２ｂ）は、前記一方の運転モード時に、前記分岐部（１７）にて分岐された一方の冷媒を前記ノズル部（１８ａ）へ流入させ、他方の冷媒を前記減圧手段（１９）を介して前記蒸発器として作用する熱交換器へ流入させるように冷媒流路に切り替えることを特徴とするエジェクタ式冷凍サイクル。

【請求項 2】

さらに、前記一方の運転モードにおいて放熱器として作用する熱交換器から流出した冷媒と前記圧縮機（１１）吸入冷媒とを熱交換させる内部熱交換器（１６）を備えることを特徴とする請求項 1 に記載のエジェクタ式冷凍サイクル。

【請求項 3】

前記一方の運転モードは、前記冷却運転モードであることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載のエジェクタ式冷凍サイクル。

30

【請求項 4】

前記エジェクタ（１８）は、前記空調対象空間外に配置されていることを特徴とする請求項 3 に記載のエジェクタ式冷凍サイクル。

【請求項 5】

前記利用側熱交換器（１４）は、前記室外熱交換器（１３）に対して、上方側に配置されていることを特徴とする請求項 3 または 4 に記載のエジェクタ式冷凍サイクル。

【請求項 6】

前記利用側熱交換器（１４）の熱交換能力は、前記室外熱交換器（１３）の熱交換能力に対して、小さいことを特徴とする請求項 3 ないし 5 のいずれか 1 つに記載のエジェクタ式冷凍サイクル。

40

【請求項 7】

さらに、前記冷却運転モードにおいて前記圧縮機（１１）吐出冷媒を前記室外熱交換器（１３）へ導く冷媒流路に設けられ、前記圧縮機（１１）側から前記室外熱交換器（１３）側へ冷媒が流れることのみを許容する第 1 逆止弁（１５ａ）と、

前記室外熱交換器（１３）と前記分岐部（１７）とを接続する冷媒流路に設けられ、前記室外熱交換器（１３）側から前記分岐部（１７）側へ冷媒が流れることのみを許容する第 2 逆止弁（１５ｂ）と、

前記エジェクタ（１８）から流出した冷媒の気相冷媒と液相冷媒に分離して、前記気相冷媒を前記圧縮機（１１）吸入側へ流出させる気液分離器（２０）と、

50

前記加熱運転モードにおいて前記液相冷媒を前記利用側熱交換器（１４）へ導く冷媒流路に設けられ、前記気液分離器（２０）側から前記利用側熱交換器（１４）側へ前記液相冷媒が流れることのみを許容する第３逆止弁（１５ｃ）とを備え、

前記流路切替手段（１２ａ、１２ｂ）は、

前記冷却運転モード時には、前記圧縮機（１１）吐出冷媒を前記第１逆止弁（１５ａ）を介して前記室外熱交換器（１３）へ導き、前記室外熱交換器（１３）流出冷媒を前記第２逆止弁（１５ｂ）を介して前記分岐部（１７）へ導き、さらに、前記利用側熱交換器（１４）流出冷媒を前記冷媒吸引口（１８ｂ）へ導くように冷媒流路を切り替え、

前記加熱運転モード時には、前記圧縮機（１１）吐出冷媒を前記利用側熱交換器（１４）へ導き、前記第３逆止弁（１５ｃ）を介して前記室外熱交換器（１３）へ流入した冷媒を前記冷媒吸引口（１８ｂ）へ導くように冷媒流路を切り替えることを特徴とする請求項 3 ないし 6 のいずれか 1 つに記載のエジェクタ式冷凍サイクル。

【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とともに、空調対象空間を冷却する冷却運転モードと、空調対象空間を加熱する加熱運転モードとを切替可能に構成されたエジェクタ式冷凍サイクルが知られている。

【０００３】

この種のエジェクタ式冷凍サイクルでは、空調対象空間に送風される送風空気と冷媒とを熱交換させる利用側熱交換器を、冷却運転モード時には冷媒を蒸発させる蒸発器として作用させ、加熱運転モード時には冷媒に放熱させる放熱器として作用させるように冷媒流路を切り替えることによって、冷却運転モードと加熱運転モードとの切り替えを実現している。

【０００４】

例えば、特許文献１のエジェクタ式冷凍サイクルでは、図３に示すように、流路切替手段としての四方弁１２を備え、冷却運転モード時には、圧縮機１１吐出冷媒を外気と冷媒とを熱交換させる室外熱交換器１３へ導くとともに、エジェクタ１８のディフューザ部１８ｄ流出冷媒を圧縮機１１へ吸入させるように四方弁１２を切り替える。これにより、実線矢印に示すように冷媒を流し、利用側熱交換器１４を蒸発器として作用させている。

【０００５】

一方、加熱運転モード時には、圧縮機１１吐出冷媒をエジェクタ１８のディフューザ部１８ｄ出口側へ導くとともに、室外熱交換器１３流出冷媒を圧縮機１１へ吸入させるように四方弁１２を切り替える。これにより、破線矢印に示すように冷媒を流し、利用側熱交換器１４を放熱器として作用させている。

【０００６】

また、特許文献２のエジェクタ式冷凍サイクルでは、図４に示すように、流路切替手段として２つの四方弁１２ａ、１２ｂを備え、冷却運転モード時には、圧縮機１１吐出冷媒を室外熱交換器１３へ導くとともに、利用側熱交換器１４流出冷媒をエジェクタ１８の冷媒吸引口１８ｂへ導くように２つの四方弁１２ａ、１２ｂを切り替える。これにより、実線矢印に示すように冷媒を流し、利用側熱交換器１４を蒸発器として作用させている。

【０００７】

一方、加熱運転モード時には、圧縮機１１吐出冷媒を利用側熱交換器１４へ導くとともに、室外熱交換器１３流出冷媒をエジェクタの冷媒吸引口１８ｂへ導くように２つの四方弁１２ａ、１２ｂを切り替える。これにより、破線矢印に示すように冷媒を流し、利用側熱交換器１４を放熱器として作用させている。

【特許文献１】特開２００７－３１７１号公報

10

20

30

40

50

【特許文献2】特開2002-327967号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0008】

ところで、エジェクタ式冷凍サイクルにおけるエジェクタは、そのノズル部から噴射する噴射冷媒の吸引作用（圧力低下）によって冷媒吸引口から冷媒を吸引することで、ノズル部における減圧膨張時の運動エネルギーの損失を回収している。さらに、回収されたエネルギーをディフューザ部にて圧力エネルギーに変換して冷媒を昇圧させている。

【0009】

そして、エジェクタ式冷凍サイクルでは、ディフューザ部にて昇圧された冷媒を圧縮機へ吸入させて圧縮機の駆動動力を低減させることで、サイクルの成績係数（COP）を向上させている。

【0010】

従って、特許文献1のエジェクタ式冷凍サイクルのように、加熱運転モード時に、エジェクタ18内の冷媒の流れを冷却運転モードに対して逆流させてしまうと、エジェクタ18が昇圧作用を発揮することができない。つまり、特許文献1では、加熱運転モード時にエジェクタ18によるCOP向上効果を得ることができない。

【0011】

これに対して、特許文献2のエジェクタ式冷凍サイクルでは、いずれの運転モードであっても、エジェクタ18のノズル部18aへ高圧冷媒を供給し、冷媒吸引口18bから蒸発器として作用する熱交換器から流出した冷媒を吸引するので、ノズル部における運動エネルギーの損失を回収できる。さらに、ディフューザ部18d流出冷媒を圧縮機11へ吸入させるので、いずれの運転モードであってもCOP向上効果を得ることができる。

【0012】

しかしながら、本発明者らの検討によれば、特許文献2のエジェクタ式冷凍サイクルを実際に作動させると、加熱運転モードでは、COP向上効果を得ながら空調対象空間を十分に空調（暖房）できるものの、冷却運転モードでは、空調対象空間を十分に空調（冷房）できないという不具合が生じることがあった。

【0013】

そこで、本発明者らがその原因について調査したところ、利用側熱交換器14および室外熱交換器13の配置条件（設置条件）が異なることが原因であると判明した。

【0014】

このことをより詳細に説明すると、例えば、特許文献2のエジェクタ式冷凍サイクルを定置型ルームエアコンに適用した場合、空調対象空間である室内を効率的に空調するために、一般的に、利用側熱交換器14は室内の上方側に配置される。そのため、利用側熱交換器14は、室外に配置される室外熱交換器13よりも高い位置に配置される。

【0015】

従って、利用側熱交換器14を蒸発器として作用させる冷却運転モードでは、液相冷媒を室外熱交換器13よりも高い位置に配置された利用側熱交換器14まで押し上げる必要が生じ、室外熱交換器13を蒸発器として作用させる加熱運転モードに対して、そのヘッド差の分だけエジェクタ18の冷媒吸引力が必要となる。

【0016】

しかしながら、引用文献2のエジェクタ式冷凍サイクルの構成では、双方の運転モードにおけるエジェクタ18の冷媒吸引力が略同等となり、さらに、エジェクタ18の吸引作用のみによって、蒸発器として作用する熱交換器へ液相冷媒を供給するので、冷却運転モード時に吸引力不足が生じてしまうことがある。

【0017】

その結果、冷却運転モード時に、利用側熱交換器14へ十分な液相冷媒を供給できず、空調対象空間を十分に冷房できなくなってしまう。

【0018】

10

20

30

40

50

また、例えば、特許文献２のエジェクタ式冷凍サイクルを車両用空調装置に適用した場合、一般的に、圧縮機１１、室外熱交換器１３等はエンジンルーム内に配置され、利用側熱交換器１４は車室内に配置される。

【００１９】

従って、エジェクタ１８をエンジンルーム内に配置すると、エジェクタ１８と室外熱交換器１３とを接続する冷媒流路（配管）に対して、エジェクタ１８と利用側熱交換器１４とを接続する冷媒流路（配管）が長くなり、ディフューザ部１８ｄ下流側に配置された気液分離器２０→蒸発器として作用する熱交換器→冷媒吸引口１８ｂへ至る冷媒流路（配管）の圧力損失が増加してしまう。

【００２０】

その結果、定置型ルームエアコンの例と同様に、冷却運転モード時に空調対象空間を十分に冷房できなくなってしまう。

【００２１】

上記点に鑑み、本発明は、冷却運転モードおよび加熱運転モードの双方の運転モードにおいてＣＯＰを向上させると同時に、双方の運転モードにおいて空調対象空間を適切に空調できるエジェクタ式冷凍サイクルを提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【００２２】

上記目的を達成するため、本発明は、冷媒を圧縮して吐出する圧縮機（１１）と、冷媒と外気とを熱交換させる室外熱交換器（１３）と、冷媒と空調対象空間へ送風される送風空気とを熱交換させる利用側熱交換器（１４）と、空調対象空間を冷却する冷却運転モードでは、利用側熱交換器（１４）を冷媒を蒸発させる蒸発器として作用させるとともに、室外熱交換器（１３）を冷媒に放熱させる放熱器として作用させる冷媒流路に切り替え、空調対象空間を加熱する加熱運転モードでは、利用側熱交換器（１４）を放熱器として作用させるとともに、室外熱交換器（１３）を蒸発器として作用させる冷媒流路に切り替える流路切替手段（１２ａ、１２ｂ）と、冷媒を減圧膨張させるノズル部（１８ａ）から噴射する高速度の噴射冷媒の流れによって、蒸発器として作用する熱交換器から流出した冷媒を冷媒吸引口（１８ｂ）から吸引して、圧縮機（１１）吸入側へ流出させるエジェクタ（１８）とを備えるエジェクタ式冷凍サイクルであって、

冷却運転モードおよび加熱運転モードのうち、いずれか一方の運転モード時に放熱器として作用する熱交換器から流出した冷媒の流れを分岐する分岐部（１７）と、分岐部（１７）と一方の運転モード時に蒸発器として作用する熱交換器とを接続する冷媒流路に設けられて、冷媒を減圧膨張させる減圧手段（１９）とを備え、流路切替手段（１２ａ、１２ｂ）は、一方の運転モード時に、分岐部（１７）にて分岐された一方の冷媒をノズル部（１８ａ）へ流入させ、他方の冷媒を減圧手段（１９）を介して蒸発器として作用する熱交換器へ流入させるように冷媒流路に切り替えることを特徴とする。

【００２３】

これによれば、一方の運転モード時に、分岐部（１７）にて分岐された一方の冷媒をノズル部（１８ａ）へ流入させ、他方の冷媒を減圧手段（１９）を介して蒸発器として作用する熱交換器へ流入させるので、蒸発器として作用する熱交換器に対して、エジェクタ（１８）の吸引能力だけでなく、圧縮機（１１）の冷媒吸入、吐出能力を利用して液相冷媒を確実に供給できる。

【００２４】

従って、冷却運転モードおよび加熱運転モードのうち、蒸発器として作用する熱交換器へ液相冷媒を供給しにくくなる運転モードを、一方の運転モードとなるようにサイクルを構成することで、いずれの運転モードにおいても、蒸発器として作用する熱交換器へ確実に液相冷媒を供給できる。その結果、いずれの運転モードにおいても、空調対象空間を適切に空調できる。

【００２５】

さらに、いずれの運転モードにおいても、蒸発器として作用する熱交換器から流出した

10

20

30

40

50

冷媒をエジェクタ（１８）の冷媒吸引口（１８ｂ）から吸引して、圧縮機（１１）吸入側へ流出させるので、圧縮機の駆動動力を低減させてサイクルの成績係数（ＣＯＰ）を十分に向上させることができる。

【００２６】

また、上記特徴のエジェクタ式冷凍サイクルにおいて、さらに、一方の運転モードにおいて放熱器として作用する熱交換器から流出した冷媒と圧縮機（１１）吸入冷媒とを熱交換させる内部熱交換器（１６）を備えていてもよい。

【００２７】

これによれば、一方の運転モードにおいて蒸発器として作用する熱交換器の入口側冷媒のエンタルピと出口側冷媒のエンタルピとの差を拡大して、冷凍能力を拡大できる。従って、一方の運転モードにおいて、より効果的に空調対象空間を空調できる。

【００２８】

また、上述の特徴のエジェクタ式冷凍サイクルにおいて、具体的に一方の運転モードは、冷却運転モードであってもよい。

【００２９】

ここで、上述の如く利用側熱交換器（１４）は空調対象空間内（室内）に配置されるので、室外熱交換器（１３）に対して、搭載（設置）上の制約が多くなる。そのため、利用側熱交換器（１４）を蒸発器として作用させる際に、室外熱交換器（１３）を蒸発器と作用させる場合に対して液相冷媒を供給しにくくなることがある。

【００３０】

従って、冷却運転モードにおいて利用側熱交換器（１４）に対して、圧縮機（１１）の冷媒吸入、吐出能力を利用して確実に液相冷媒を供給できることは、冷却運転モードにおいて空調対象空間を適切に冷房するために極めて有効である。

【００３１】

さらに、エジェクタ（１８）は、空調対象空間外に配置されていてもよい。つまり、エジェクタ（１８）が、空調対象空間に配置される利用側熱交換器（１４）よりも室外熱交換器（１３）の近傍に配置されていてもよい。これにより、冷却運転モードにおいて空調対象空間を適切に冷房できるだけでなく、エジェクタ（１８）を搭載（設置）上の制約が少ない空調対象空間外に配置できるので、エジェクタ（１８）の搭載性を向上できる。

【００３２】

さらに、利用側熱交換器（１４）は、室外熱交換器（１３）に対して、上方側に配置されていてもよい。これにより、冷却運転モードにおいて空調対象空間を適切に冷房できるだけでなく、例えば、定置型ルームエアコン等に適用した際に、利用側熱交換器（１４）を室内の上方に配置して効率的に空調対象空間を空調できる。

【００３３】

また、一方の運転モードを冷却運転モードとした上述の特徴のエジェクタ式冷凍サイクルによれば、冷却運転モードにおいて利用側熱交換器（１４）に確実に冷媒を供給できるので、利用側熱交換器（１４）の熱交換能力が、室外熱交換器（１３）の熱交換能力に対して、小さくなっていてもよい。これにより、利用側熱交換器（１４）の小型化を図り、利用側熱交換器（１４）の搭載性を向上できる。

【００３４】

また、一方の運転モードを冷却運転モードとした上述の特徴のエジェクタ式冷凍サイクルにおいて、具体的に、冷却運転モードにおいて圧縮機（１１）吐出冷媒を室外熱交換器（１３）へ導く冷媒流路に設けられ、圧縮機（１１）側から室外熱交換器（１３）側へ冷媒が流れることのみを許容する第１逆止弁（１５ａ）と、室外熱交換器（１３）と分岐部（１７）とを接続する冷媒流路に設けられ、室外熱交換器（１３）側から分岐部（１７）側へ冷媒が流れることのみを許容する第２逆止弁（１５ｂ）と、エジェクタ（１８）から流出した冷媒の気相冷媒と液相冷媒に分離して、気相冷媒を圧縮機（１１）吸入側へ流出させる気液分離器（２０）と、加熱運転モードにおいて液相冷媒を利用側熱交換器（１４）へ導く冷媒流路に設けられ、気液分離器（２０）側から利用側熱交換器（１４）側へ液

10

20

30

40

50

相冷媒が流れることのみを許容する第3逆止弁（15c）とを備え、

流路切替手段（12a、12b）は、冷却運転モード時には、圧縮機（11）吐出冷媒を第1逆止弁（15a）を介して室外熱交換器（13）へ導き、室外熱交換器（13）流出冷媒を第2逆止弁（15b）を介して分岐部（17）へ導き、さらに、利用側熱交換器（14）流出冷媒を冷媒吸引口（18b）へ導くように冷媒流路を切り替え、加熱運転モード時には、圧縮機（11）吐出冷媒を利用側熱交換器（14）へ導き、第3逆止弁（15c）を介して室外熱交換器（13）へ流入した冷媒を冷媒吸引口（18b）へ導くように冷媒流路を切り替えるようになっていてもよい。

【0035】

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。

【発明を実施するための最良の形態】

【0036】

図1、2により、本発明の一実施形態について説明する。図1、2は本発明のエジェクタ式冷凍サイクル10を車両用空調装置に適用した例の全体構成図である。

【0037】

なお、図1は、後述する冷房運転モード（冷却運転モード）における冷媒流路を太線で示したもので、図2は、後述する暖房運転モード（加熱運転モード）における冷媒流路を太線で示したものである。また、前述の図3、4では、図1、2に対して同一もしくは均等部分には同一の符号を付している。

【0038】

まず、エジェクタ式冷凍サイクル10において、圧縮機11は、冷媒を吸入し圧縮して吐出するものである。この圧縮機11はエンジンルーム内に配置されて、プーリおよびベルトを介して車両走行用エンジン（いずれも図示せず）から駆動力が伝達されて回転駆動される。

【0039】

圧縮機11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に構成された可変容量型圧縮機、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する固定容量型圧縮機のいずれを採用してもよい。また、圧縮機11として電動圧縮機を使用すれば、電動モータの回転数調整により冷媒吐出能力を調整できる。

【0040】

圧縮機11吐出口側には、第1四方弁12aが接続されている。この第1四方弁12aは、後述する第2四方弁12bとともに、冷房運転モードにおける冷媒流路と暖房運転モードにおける冷媒流路とを切り替える流路切替手段を構成している。なお、第1、2四方弁12a、12bは、図示しない空調制御装置の制御信号によって、その作動が制御される電気式の四方弁である。

【0041】

第1四方弁12aの冷媒流入出口には、圧縮機11吐出口の他に、第2四方弁12bの1つの冷媒流入出口、後述する室外熱交換器13の一方の冷媒流入出口および利用側熱交換器14の一方の冷媒流入出口が接続されている。

【0042】

そして、冷房運転モード時には、図1に示すように、圧縮機11吐出口と室外熱交換器13とを接続すると同時に、利用側熱交換器14と第2四方弁12bとを接続し、暖房運転モード時には、図2に示すように、圧縮機11吐出口と利用側熱交換器14とを接続すると同時に、室外熱交換器13と第2四方弁12bとを接続する冷媒流路に切り替える。

【0043】

また、第2四方弁12bの冷媒流入出口には、第1四方弁12aの他に、室外熱交換器13の他方の冷媒流入出口、後述する内部熱交換器16の第1冷媒流路16aの一方の冷媒流入出口およびエジェクタ18の冷媒吸引口18aが接続されている。

【0044】

10

20

30

40

50

そして、冷房運転モード時には、図 1 に示すように、室外熱交換器 13 と内部熱交換器 16 とを接続すると同時に、第 1 四方弁 12 a とエジェクタ 18 の冷媒吸引口 18 b とを接続し、暖房運転モード時には、図 2 に示すように、室外熱交換器 13 とエジェクタ 18 の冷媒吸引口 18 b とを接続すると同時に、第 1 四方弁 12 a と内部熱交換器 16 とを接続する冷媒流路に切り替える。

【0045】

次に、室外熱交換器 13 は、その内部を流通する冷媒と図示しない冷却ファンから送風された外気（車室外空気）とを熱交換させる熱交換器である。この室外熱交換器 13 は、圧縮機 11 と同様にエンジンルーム内に配置されている。また、第 1 四方弁 12 a と室外熱交換器 13 とを接続する冷媒流路には、第 1 四方弁 12 a 側から室外熱交換器 13 側へ冷媒が流れることのみを許容する第 1 逆止弁 15 a が設けられている。

10

【0046】

利用側熱交換器 14 は、その内部を流通する冷媒と図示しない送風ファンから送風された車室内送風空気とを熱交換させる熱交換器である。従って、本実施形態の空調対象空間は車室内となる。

【0047】

さらに、この利用側熱交換器 14 は車室内に配置されている。より具体的には、利用側熱交換器 14 は、車室内最前部の計器盤（インストルメントパネル）内側に配置された車両用空調装置の室内空調ユニットにおいて車室内送風空気の空気通路を形成するケース内に配置されている。

20

【0048】

なお、本実施形態の利用側熱交換器 14 は車室内に搭載されるという搭載上の制約から、室外熱交換器 13 に対して、その体格（例えば、熱交換面積）が小さく形成されている。そのため、利用側熱交換器 14 の熱交換能力は、室外熱交換器 13 の熱交換能力に対して小さい。また、冷却ファンおよび送風ファンは、空調制御装置から出力される制御電圧によって回転数（送風空気量）が制御される電動式送風機である。

【0049】

内部熱交換器 16 は、冷房運転モード時に第 1 冷媒流路 16 a を通過する室外熱交換器 13 流出冷媒と、第 2 冷媒流路 16 b を通過する圧縮機 11 吸入冷媒とを熱交換させるものである。これにより、冷房運転モード時における利用側熱交換器 14 の入口側冷媒のエンタルピと出口側冷媒のエンタルピとの差（冷凍能力）を増大させて、冷凍サイクルの成績係数（COP）を向上させることができる。

30

【0050】

また、内部熱交換器 16 の第 1 冷媒流路 16 a の他方の冷媒流入出口には、冷房運転モード時に冷媒の流れを分岐する分岐部 17 が接続されている。なお、第 1 冷媒流路 16 a と分岐部 17 とを接続する冷媒流路には、第 1 冷媒流路 16 a 側から分岐部 17 側へ冷媒が流れることのみを許容する第 2 逆止弁 15 b が設けられている。

【0051】

分岐部 17 は、3つの冷媒流入出口を有する、いわゆる三方継手によって構成されている。もちろん、直方体状の金属ブロック、樹脂ブロックに複数の冷媒通路を形成することによって構成してもよい。

40

【0052】

さらに、分岐部 17 の冷房運転モード時における一方の冷媒流出口は、第 1 分岐流路 17 a を介してエジェクタ 18 のノズル部 18 a に接続され。他方の冷媒流出口は、第 2 分岐流路 17 b を介して利用側熱交換器 14 の他方の冷媒流入出口に接続されている。なお、第 2 分岐流路 17 b には、減圧手段としての固定絞り 19 が配置されている。固定絞り 19 としては、キャピラリチューブ、オリフィス等を採用できる。

【0053】

第 1 分岐流路 17 a に接続されるエジェクタ 18 は冷媒を減圧する減圧手段であるとともに、高速で噴射する噴射冷媒の吸引作用によって冷媒の循環を行う冷媒循環手段でもあ

50

る。

【0054】

より具体的には、エジェクタ18は、第1分岐流路17aを介して流入する冷媒の通路面積を小さく絞って、冷媒を等エントロピ的に減圧膨張させるノズル部18aと、ノズル部18aの冷媒噴射口と連通するように配置され、第2四方弁12bを介して冷媒を吸引する冷媒吸引口18bを有している。

【0055】

さらに、ノズル部18aおよび冷媒吸引口18bの下流側に配置されてノズル部18aからの高速度の冷媒流と冷媒吸引口18bからの吸引冷媒とを混合する混合部18c、および、混合部18cの下流側に配置されて冷媒流れを減速して冷媒圧力を上昇させる昇圧部をなすディフューザ部18dを有している。

10

【0056】

このディフューザ部18dは冷媒の通路面積を徐々に大きくする形状に形成されており、冷媒流れを減速して冷媒圧力を上昇させる作用、つまり、冷媒の速度エネルギーを圧力エネルギーに変換する機能を有する。なお、本実施形態のエジェクタ18は、エンジンルーム内、すなわち冷却対象空間外に配置されており、利用側熱交換器14よりも室外熱交換器13の近傍に配置されている。

【0057】

ディフューザ部18dの出口側には、アキュムレータ20が接続されている。アキュムレータ20は流出側蒸発器18から流出した冷媒を気相冷媒と液相冷媒とに分離して、余剰冷媒を蓄える気液分離器である。アキュムレータ20の気相冷媒出口は、内部熱交換器16の第2冷媒流路16bを介して、圧縮機11の吸引口側に接続されている。

20

【0058】

一方、アキュムレータ20の液相冷媒出口は、第1逆止弁15aと室外熱交換器13の一方の冷媒流入出口との間の冷媒流路に接続されている。また、アキュムレータ20と室外熱交換器13側とを接続する冷媒流路には、アキュムレータ20側から室外熱交換器13側へ冷媒が流れることのみを許容する第3逆止弁15cが設けられている。

【0059】

次に、上述の構成における本実施形態の作動について説明する。まず、図1により、車室内を冷房（冷却）する冷房運転モードについて説明する。

30

【0060】

冷房運転モードでは、空調制御装置が第1、2四方弁12a、12bの作動を制御して、圧縮機11と室外熱交換器13とを接続し、利用側熱交換器14と第2四方弁12bとを接続するように第1四方弁12aを切り替え、室外熱交換器13と内部熱交換器16とを接続し、第1四方弁12aとエジェクタ18の冷媒吸引口18bとを接続するように第2四方弁12bを切り替える。

【0061】

従って、圧縮機11を走行用車両エンジンにより駆動すると、圧縮機11から吐出された高温高圧冷媒が、第1逆止弁15aを介して室外熱交換器13へ流入する。この際、第3逆止弁15cの作用によって、室外熱交換器13側からアキュムレータ20側へ冷媒が流入することはない。

40

【0062】

室外熱交換器13へ流入した高温高圧冷媒は、冷却ファンから送風された送風空気（外気）と熱交換して放熱する。つまり、冷房運転モードでは、室外熱交換器13は放熱器として作用する。

【0063】

室外熱交換器13にて冷却された高圧冷媒は、第2四方弁12bを介して内部熱交換器16の第1冷媒流路16aに流入し、第2冷媒流路16bを通過する圧縮機11吸入冷媒と熱交換して冷却され、さらにエンタルピを低下させる。内部熱交換器16の第1冷媒流路16aから流出した冷媒は、第2逆止弁15bを介して分岐部17へ流入する。

50

【0064】

分岐部17にて分岐された一方の冷媒は、第1分岐流路17a側へ流入し、エジェクタ18のノズル部18aで等エントロピ的に減圧膨張する。この減圧膨張時に、冷媒の圧力エネルギーが速度エネルギーに変換されて、冷媒がノズル部18aの冷媒噴射口から高速度となって噴射される。

【0065】

そして、この噴射冷媒の吸引作用により、冷媒吸引口18bから利用側熱交換器22流出冷媒が第1、2四方弁12a、12bを介して吸引される。さらに、ノズル部18aから噴射された噴射冷媒および冷媒吸引口18bから吸引された吸引冷媒は、エジェクタ18の混合部18cにて混合されて、ディフューザ部18dに流入する。

10

【0066】

ディフューザ部18dでは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ため、冷媒の圧力が上昇する。ディフューザ部18dから流出した冷媒は、アキュムレータ20にて気液分離される。アキュムレータ20から流出した気相冷媒は、内部熱交換器16の第2冷媒流路16bに流入し、第1冷媒流路16aを通過する高圧冷媒と熱交換して加熱されて、圧縮機11に吸入されて再び圧縮される。

【0067】

なお、冷房運転モードでは、アキュムレータ20に蓄えられた液相冷媒の圧力は、室外熱交換器13側の圧力よりも低いので、液相冷媒が、第3逆止弁15cを介して、室外熱交換器13側へ流出することはない。

20

【0068】

一方、分岐部17から第2分岐流路17b側へ流入した冷媒は、固定絞り19にて等エントルピ的に減圧膨張されて、利用側熱交換器14へ流入する。利用側熱交換器14へ流入した低圧冷媒は、送風ファンから送風された車室内送風空気から吸熱して蒸発する。これにより、車室内送風空気が冷却される。つまり、冷房運転モードでは、利用側熱交換器13は蒸発器として作用する。

【0069】

利用側熱交換器14から流出した冷媒は、第1四方弁12aおよび第2四方弁12bを介して、冷媒吸引口18bからエジェクタ18内へ吸引される。

【0070】

次に、図2により、車室内を暖房（加熱）する暖房運転モードについて説明する。

30

【0071】

暖房運転モードでは、空調制御装置が第1、2四方弁12a、12bの作動を制御して、圧縮機11吐出口と利用側熱交換器14とを接続し、室外熱交換器13と第2四方弁12bとを接続するように第1四方弁12aを切り替え、室外熱交換器13とエジェクタ18の冷媒吸引口18bとを接続し、第1四方弁12aと内部熱交換器16とを接続するように第2四方弁12bを切り替える。

【0072】

従って、圧縮機11から吐出された高温高圧冷媒は、利用側熱交換器14へ流入する。利用側熱交換器14へ流入した高温高圧冷媒は、送風ファンから送風された車室内送風空気と熱交換して放熱する。これにより、車室内送風空気が加熱される。つまり、暖房運転モードでは、利用側熱交換器14は放熱器として作用する。

40

【0073】

利用側熱交換器14にて冷却された高圧冷媒は、第2分岐通路17bへ流入し、固定絞り19で等エントルピ的に中間圧となるまで減圧膨張される。減圧膨張された冷媒は分岐部17を介して第1分岐通路17aへ流入する。この際、第2逆止弁15bの作用によって、分岐部17側から内部熱交換器16側へ冷媒が流入することはない。

【0074】

第1分岐通路17aへ流入した中圧冷媒は、エジェクタ18のノズル部18aで等エントロピ的に減圧膨張する。そして、冷房運転モードと同様に、冷媒がノズル部18aの冷

50

媒噴射口から高速度となって噴射され、この噴射冷媒の吸引作用により、冷媒吸引口 18 b から室外熱交換器 13 流出冷媒が、第 2 四方弁 12 b を介して、吸引される。

【0075】

さらに、冷房運転モードと同様に、ノズル部 18 a からの噴射冷媒と冷媒吸引口 18 b からの吸引冷媒が、エジェクタ 18 の混合部 18 c にて混合され、ディフューザ部 18 d →アキュムレータ 20 の順に流れ、アキュムレータ 20 から流出した気相冷媒は、内部熱交換器 16 の第 2 冷媒流路 16 b を通過して、圧縮機 11 に吸入されて再び圧縮される。

【0076】

一方、アキュムレータ 20 から流出した液相冷媒は、エジェクタ 18 の吸引作用によって、第 3 逆止弁 15 c を介して、室外熱交換器 13 へ流入する。室外熱交換器 13 へ流入した液相冷媒は、送風ファンから送風された車室内送風空気から吸熱して蒸発する。つまり、暖房運転モードでは、室外熱交換器 13 は蒸発器として作用する。

【0077】

この際、第 1 逆止弁 15 a の作用によって、室外熱交換器 13 側から第 1 四方弁 12 a 側へ冷媒が流入することはない。加熱運転モードでは、上述の如く、冷媒が流れるので、第 2 逆止弁 15 c →内部熱交換器 16 の第 1 冷媒流路 16 a →第 2 四方弁 12 b →第 1 四方弁 12 a →第 1 逆止弁 15 a の冷媒流路には、冷媒は流通しない。従って、加熱運転モードでは、内部熱交換器 16 にて熱交換は行われない。

【0078】

ここで、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 18 をエンジンルーム内（空調対象空間外）に配置しているので、エジェクタ 18 と室外熱交換器 13 とを接続する冷媒流路（配管）に対して、エジェクタ 18 と利用側熱交換器 14 とを接続する冷媒流路（配管）が長くなってしまふ。

【0079】

そのため、冷房運転モード時に冷媒吸引口 18 b から利用側熱交換器 14 流出冷媒を吸引する際の圧力損失が、暖房運転モード時に冷媒吸引口 18 b から室外熱交換器 13 から吸引する際の圧力損失よりも大きくなる。従って、冷房運転モードの方が、蒸発器として作用する熱交換器（利用側熱交換器 14）へ液相冷媒を供給しにくくなる。

【0080】

さらに、搭載上の制約から利用側熱交換器 14 の熱交換能力は、室外熱交換器 13 の熱交換能力に対して小さくなっている。

【0081】

これに対して、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクルは、上記の如く冷媒流路を切り替えるので、冷房運転モード時に、利用側熱交換器 14 に対して、エジェクタ 18 の吸引能力だけでなく、圧縮機 11 の冷媒吸入、吐出能力を利用して液相冷媒を供給できる。従って、液相冷媒を利用側熱交換器 14 へ供給しにくくなる冷房運転モード時であっても、利用側熱交換器 14 へ確実に液相冷媒を供給できる。

【0082】

その結果、冷房運転モード時に、空調対象空間を適切に冷房できる。つまり、いずれの運転モード時においても、空調対象空間を適切に空調できる。さらに、いずれの運転モードにおいても、蒸発器として作用する熱交換器 13、14 から流出した冷媒を冷媒吸引口 18 b から吸引して、圧縮機 11 吸入側へ流出させるので、圧縮機の駆動動力を低減させてサイクルの成績係数（COP）を十分に向上させることができる。

【0083】

さらに、冷房運転モードにおいて放熱器として作用する室外熱交換器 14 から流出した冷媒と圧縮機 11 吸入冷媒とを熱交換させる内部熱交換器（16）を備えているので、本実施形態の如く、利用側熱交換器 14 の熱交換能力が室外熱交換器 13 の熱交換能力よりも小さい場合であっても、利用側熱交換器 14 の冷凍能力を拡大して、効果的に空調対象空間を冷房できる。

【0084】

10

20

30

40

50

（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、以下のように種々変形可能である。

【0085】

（１）上述の実施形態では、本発明のエジェクタ式冷凍サイクルを車両用空調装置に適用した例を説明したが、本発明の適用はこれに限定されない。例えば、定置型ルームエアコン、定置型冷温蔵装置等に適用してもよい。

【0086】

特に、定置型ルームエアコン、定置型冷温蔵装置に適用する場合には、利用側熱交換器１４を、室外熱交換器１３に対して、上方側に配置してもよい。つまり、利用側熱交換器１４と室外熱交換器１３とのヘッド差によって、冷却運転モード時に利用側熱交換器１４へ液相冷媒を供給しにくくなるサイクル構成となっても、エジェクタ１８の吸引能力だけでなく、圧縮機１１の冷媒吸入、吐出能力を利用して液相冷媒を供給できる。

【0087】

その結果、いずれの運転モードにおいても、高いＣＯＰを発揮させながら、空調対象空間を適切に空調できるだけでなく、空調対象空間である室内または庫内を上方側から効率的に空調することができる。

【0088】

（２）上述の実施形態では、冷媒の種類を特定しなかったが、冷媒はフロン系冷媒、ＨＣ系冷媒、二酸化炭素など蒸気圧縮式冷凍サイクルに適用できるものであればよい。もちろん、冷媒として二酸化炭素を採用して、高压側冷媒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。

【0089】

（３）上述の実施形態では、減圧手段として固定絞り１９を採用しているが、減圧手段はこれに限定されない。例えば、圧縮機１１吸入冷媒が予め定めた範囲の過熱度を有するように弁開度が機械的に調整される温度式膨張弁を用いてもよい。この場合は、アキュムレータ２０を廃止して、エジェクタ１８のノズル部１８ａ上流側に気液分離器として機能するレシーバを設ける構成としてもよい。

【0090】

（４）上述の実施形態では、流路切替手段として第１、２四方弁１２ａ、１２ｂを採用した例を説明したが、流路切替手段はこれに限定されない。例えば、２つの三方弁を組み合わせ１つ四方弁と同等の機能を発揮させてもよい。

【0091】

また、例えば、第１四方弁１２ａの代わりに、圧縮機１１吐出口と室外熱交換器１３とを接続する冷媒流路、圧縮機１１吐出口と利用側熱交換器１４とを接続する冷媒流路、利用側熱交換器１４と第２四方弁１２ｂとを接続する冷媒流路、および、室外熱交換器１３と第２四方弁１２ｂとを接続する冷媒流路の４つの冷媒流路に、それぞれ電磁弁（開閉弁）を配置してもよい。

【0092】

そして、これらの電磁弁の開閉操作によって、第１四方弁１２ａと同等の機能を発揮させてもよい。

【0093】

同様に、圧縮機１１の吐出口、第２四方弁１２ｂ、室外熱交換器１３および利用側熱交換器１４が接続される四方継手と、四方継手のそれぞれの冷媒流入出口を開閉する電磁弁（開閉弁）とを設け、これらの電磁弁の開閉操作によって、第１四方弁１２ａと同等の機能を発揮させてもよい。

【0094】

（５）上述の実施形態では、分岐部１７を三方継手により構成した例を説明したが、分岐部１７はこれに限定されない。例えば、電氣的に制御可能な三方弁を採用して、冷房運転モードでは、３つの冷媒流入出口を全て開弁し、暖房運転モードでは、内部熱交換器１６に接続される冷媒流入出口のみを閉弁するようにしてもよい。さらに、この場合は、逆

10

20

30

40

50

止弁 15 b を廃止してもよい。

【0095】

(6) 上述の実施形態では、第 1 ～ 3 逆止弁 15 a ～ 15 c を採用した例を説明したが、これらの逆止弁を廃止して電磁弁（開閉弁）を採用してもよい。また、第 1 ～ 3 逆止弁 15 a ～ 15 c を可変絞り機構などの減圧装置で構成してもよい。

【0096】

さらに、例えば、第 2 逆止弁 15 b と分岐部 17（三方継手）を一体化してもよいし、第 2 逆止弁 15 b と内部熱交換器 16 を一体化するなどように、2 つ以上のサイクル構成機器を一体化してもよい。

【0097】

(7) 上述の実施形態では、冷房運転モードの方が、利用側熱交換器 14（蒸発器として作用する熱交換器）へ液相冷媒を供給しにくくなるため、冷房運転モード時に、利用側熱交換器 14 に対して、圧縮機 11 の冷媒吸入、吐出能力を利用して液相冷媒を供給できる構成を説明しているが、もちろん、暖房運転モード時に、室外熱交換器 13 に圧縮機 11 の冷媒吸入、吐出能力を利用して液相冷媒を供給できる構成としてもよい。

【0098】

さらに、双方の運転モードにおいて、蒸発器として作用する熱交換器に、圧縮機 11 の冷媒吸入、吐出能力を利用して液相冷媒を供給できる構成としてもよい。

【図面の簡単な説明】

【0099】

【図 1】一実施形態のエジェクタ式冷凍サイクルの冷房運転モードの全体構成図である。

【図 2】一実施形態のエジェクタ式冷凍サイクルの冷房運転モードの全体構成図である。

【図 3】従来技術のエジェクタ式冷凍サイクルの全体構成図である。

【図 4】別の従来技術のエジェクタ式冷凍サイクルの全体構成図である。

【符号の説明】

【0100】

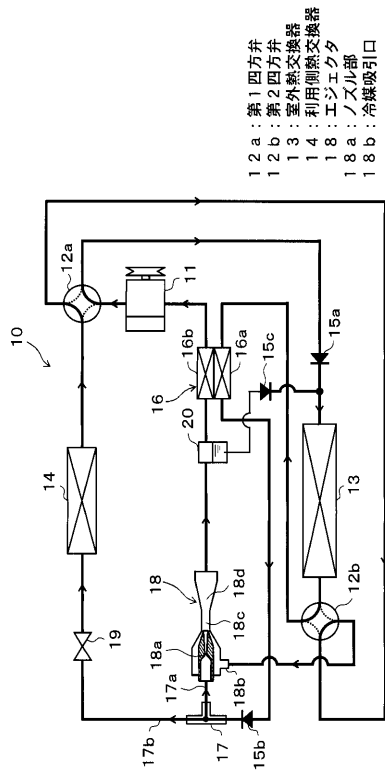
11…圧縮機、12 a…第 1 四方弁、12 b…第 2 四方弁、13…室外熱交換器、14…利用側熱交換器、15 a…第 1 逆止弁、15 b…第 2 逆止弁、15 c…第 3 逆止弁、16…内部熱交換器、17…分岐部、18…エジェクタ、18 a…ノズル部、18 b…冷媒吸引口、19…固定絞り、20…アキュムレータ。

10

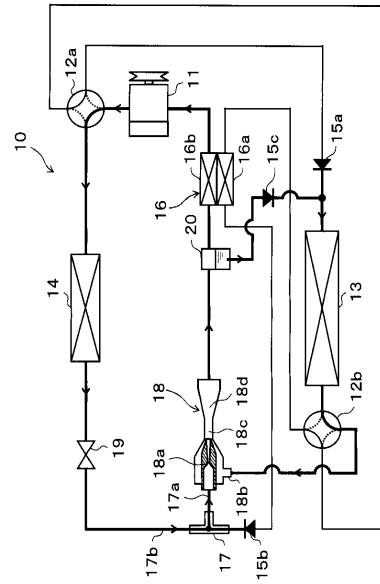
20

30

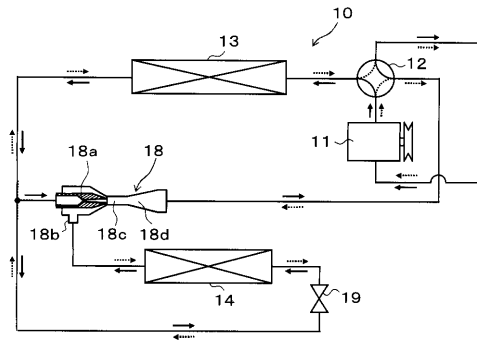
【図 1】



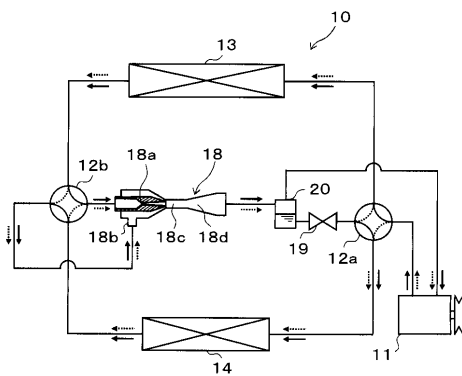
【図 2】



【図 3】



【図 4】



フロントページの続き

- (72)発明者 山田 悦久
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 西嶋 春幸
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
- (72)発明者 尾崎 幸克
愛知県西尾市下羽角町岩谷1-4番地 株式会社日本自動車部品総合研究所内
- Fターム(参考) 3L092 BA05 BA16 BA19 BA26