

(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2008-24250

(P2008-24250A)

(43) 公開日 平成20年2月7日(2008.2.7)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
B 6 0 H 1/32 (2006.01)	B 6 0 H 1/32 6 2 4 F	3 L 2 1 1
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	B 6 0 H 1/32 6 2 4 Z	
	B 6 0 H 1/32 6 2 1 B	
	F 2 5 B 1/00 1 0 1 H	

審査請求 未請求 請求項の数 9 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2006-201769 (P2006-201769)	(71) 出願人	500309126
(22) 出願日	平成18年7月25日 (2006.7.25)		株式会社ヴァレオサーマルシステムズ
			埼玉県熊谷市千代字東原39番地
		(74) 代理人	100069073
			弁理士 大貫 和保
		(74) 代理人	100102613
			弁理士 小竹 秋人
		(72) 発明者	井田 博之
			埼玉県大里郡江南町大字千代字東原39番地
			株式会社ヴァレオサーマルシステムズ内
		(72) 発明者	鈴木 伸彦
			埼玉県大里郡江南町大字千代字東原39番地
			株式会社ヴァレオサーマルシステムズ内

最終頁に続く

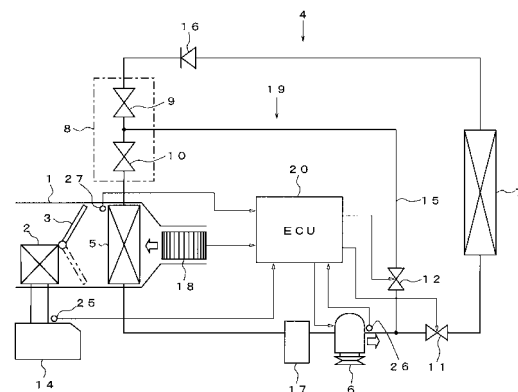
(54) 【発明の名称】 ホットガスサイクルを有する車両用空調装置

(57) 【要約】

【課題】 ホットガスサイクルを有する空調装置において、比較的簡単な情報に基づいて、ホットガスサイクルの作動許可又は制限を判定できるようにし、窓曇りを確実に防止できるようにする。

【解決手段】 非冷房運転時において送風装置18により送り出された空気量に関する情報である送風積算値に基づいて、ホットガスサイクル9の作動許可又は制限を判定する制御手段を具備する。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

圧縮機、凝縮器、減圧手段、冷暖房兼用熱交換器が配管接続され、冷媒が循環される冷媒サイクルと、

前記圧縮機から圧送された冷媒を、少なくとも前記凝縮器をバイパスさせて前記冷暖房兼用熱交換器に送るホットガスサイクルを構成するホットガスサイクル構成手段と、

内燃機関を循環する冷却水を放熱させるヒータコアと、

前記冷暖房兼用熱交換器及び前記ヒータコアを通過する空調空気を送り出す送風装置と、
を具備して構成され、

10

前記ホットガスサイクル構成手段は、非冷房運転時において前記送風装置により送り出された空気量に関する情報である送風積算値に基づいて、前記ホットガスサイクルの作動許可又は制限を判定する制御手段を具備することを特徴とするホットガスサイクルを有する車両用空調装置。

【請求項 2】

前記制御手段は、前記送風積算値が第 1 の設定送風積算値に満たない場合に、前記ホットガスサイクルの作動を制限することを特徴とする請求項 1 記載のホットガスサイクルを有する車両用空調装置。

【請求項 3】

前記制御手段は、前記冷却水の温度が、第 1 の設定冷却水温度以上である場合には、前記送風積算値にかかわらず前記ホットガスサイクルを作動させないことを特徴とする請求項 1 又は 2 記載のホットガスサイクルを有する車両用空調装置。

20

【請求項 4】

前記制御手段は、前記冷却水の温度が前記第 1 の設定冷却水温度よりも低く、且つ該第 1 の設定冷却水温度よりも低く設定された第 2 の設定冷却水温度よりも高い場合には、前記送風積算値が前記第 1 の設定送風積算値に満たない場合であっても、前記ホットガスサイクルの作動を許可することを特徴とする請求項 3 記載のホットガスサイクルを有する車両用空調装置。

【請求項 5】

前記制御手段は、前記送風積算値が前記第 1 の設定送風積算値に満たない場合であっても、該第 1 の設定送風積算値よりも低く設定された第 2 の設定送風積算値に達している場合には、前記冷暖房兼用熱交換器の目標温度を高く設定し、前記ホットガスサイクルの作動を許可することを特徴とする請求項 1 ~ 4 のいずれか 1 つに記載のホットガスサイクルを有する車両用空調装置。

30

【請求項 6】

前記送風積算値は、

前記ホットガスサイクルを使用しない通常暖房モードにおいて前記送風装置により送り出された空気量に関する情報である通常モード送風積算値と、

前記ホットガスサイクルを作動させる補助暖房モードにおいて前記送風装置により送り出された空気量に関する情報である補助モード送風積算値と、
から算出されることを特徴とする請求項 1 ~ 5 のいずれか 1 つに記載のホットガスサイクルを有する車両用空調装置。

40

【請求項 7】

前記送風積算値は、

該送風積算値を T_b 、前記通常モード送風積算値を T_{bb} 、前記補助モード送風積算値を T_{bh} とする時、

【数 1】

$$T_b = T_{bb} + C \cdot T_{bh} \quad (C > 1)$$

上記数 1 の関係式により算出されることを特徴とする請求項 6 記載のホットガスサイク

50

ルを有する車両用空調装置。

【請求項 8】

前記制御手段は、前記ホットガスサイクルの作動時において、冷媒圧力又は前記冷暖房兼用熱交換器の温度の少なくとも一方が設定された上限値を超えないように、前記圧縮機を制御することを特徴とする請求項 1～7 のいずれか 1 つに記載のホットガスサイクルを有する車両用空調装置。

【請求項 9】

前記制御手段により前記ホットガスサイクルの作動が制限されている際に、該制限が実行されていることを乗員に知らせるための表示手段を具備することを特徴とする請求項 1～8 のいずれか 1 つに記載のホットガスサイクルを有する車両用空調装置。

10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、ホットガスサイクルを有する車両用空調装置に関し、特にホットガスサイクル作動時における窓曇りの発生を防止するための技術に関するものである。

【背景技術】

【0002】

今日の車両用空調装置として、通常の冷凍サイクルに加え、暖房能力を補助するためのホットガスサイクルを有するものがある。このホットガスサイクルは、暖房時において、圧縮機から吐出される高温の冷媒を、凝縮器をバイパスさせて蒸発器に送ることにより、蒸発器を放熱器として作用させるものである。通常、自動車の暖房には、内燃機関の冷却水をヒータコアに通すことにより、空調空気を加熱する方法が用いられている。しかしながら、今日の自動車開発の動向において、ガソリンエンジンの効率化、ハイブリッド車、電気自動車等の開発が急速に進められており、エンジンの発熱量が従来に比べて大きく低下してきている。このため、上記のようなホットガスサイクルの利用が重要視されている。

20

【0003】

しかしながら、上記のようなホットガスサイクルを有する空調装置においては、冷凍サイクルとしての作動後、即ち蒸発器を冷却（除湿）装置として使用した後にホットガスサイクルを作動させると、冷却時に蒸発器の表面に付着した凝縮水が蒸発し、車室内の窓を曇らせるといった問題がある。

30

【0004】

このような問題の解決を図る従来発明として、ホットガスサイクル作動時に、所定の基準に従って窓ガラスが曇ると判定された場合には、圧縮機を断続的に作動させることによって、蒸発器の温度が所定温度以下となるようにするものが開示されている（特許文献 1 参照）。

【0005】

また、他の従来発明として、冷房モード時における室内熱交換器（蒸発器）での凝縮水量と、暖房モード（ホットガスサイクル作動）時における室内熱交換器での凝縮水の蒸発量と、圧縮機が停止状態にある放置時における空調ケースの排水口からの凝縮水の排水量とに基づいて室内熱交換器の保水量を推定し、この推定された保水量に基づいてホットガスサイクルの作動を制限するものが開示されている（特許文献 2 参照）。

40

【特許文献 1】特開 2000-219034 号公報

【特許文献 2】特許第 3651453 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

しかしながら、上記特許文献 1 に開示される技術において、窓ガラスが曇るかどうかの判定は、ガラスの温度、室内への吹出温度、外気温、冷房モードの作動履歴、冷房モード停止後の経過時間、吹出モード等の情報に基づいて行われるが、これら多くの情報に基づ

50

いて判定結果をだすことは非常に困難である。また、上記特許文献2においては室内熱交換器の保水量が推定されるが、この保水量は外気温度、湿度等に影響されるものであって、同文献に開示される方法によってもその推定を正確に行うのは非常に困難である。

【0007】

そこで、本発明は、ホットガスサイクルを有する空調装置において、比較的簡単な情報に基づいて、ホットガスサイクルの作動許可又は制限を判定できるようにし、窓曇りを確実に防止できるようにすることを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

上記課題を解決するために、本発明は、圧縮機、凝縮器、減圧手段、冷暖房兼用熱交換器が配管接続され、冷媒が循環される冷媒サイクルと、前記圧縮機から圧送された冷媒を、少なくとも前記凝縮器をバイパスさせて前記冷暖房兼用熱交換器に送るホットガスサイクルを構成するホットガスサイクル構成手段と、内燃機関を循環する冷却水を放熱させるヒータコアと、前記冷暖房兼用熱交換器及び前記ヒータコアを通過する空調空気を送り出す送風装置とを具備して構成され、前記ホットガスサイクル構成手段は、非冷房運転時において前記送風装置により送り出された空気量に関する情報である送風積算値に基づいて、前記ホットガスサイクルの作動許可又は制限を判定する制御手段を具備することを特徴とするものである（請求項1）。

【0009】

このように、本発明においては、ホットガスサイクルの作動許可又は制限が、送風積算値に基づいて判定される。送風積算値は、非冷房運転時、即ち暖房運転時を含む冷暖房兼用熱交換器を蒸発器として使用していない時の送風装置の作動時間を基に作成される情報であり、この送風積算値が大きい程、冷房終了後に冷暖房兼用熱交換器に多くの風が当たったということであり冷暖房兼用熱交換器が乾いている可能性が大きく、一方送風積算値が小さい程、冷暖房兼用熱交換器が濡れており窓曇りを発生させる可能性が大きいということになる。従って、この送風積算値に基づいてホットガスサイクルの作動許可又は制限を判定することにより、比較的簡単且つ確実に窓曇りを防止できるようにすることができる。

【0010】

また、上記請求項1記載の構成において、前記制御手段は、前記送風積算値が第1の設定送風積算値に満たない場合に、前記ホットガスサイクルの作動を制限することが好ましい（請求項2）。

【0011】

冷暖房兼用熱交換器が窓曇りを発生させない程度に乾燥するまでの送風積算値を第1の設定送風積算値とすることにより、送風積算値が第1の設定送風積算値に満たない時は窓曇りが発生する可能性があるものと推定されるので、ホットガスサイクルの作動を制限することにより、窓曇りを防止することができる。

【0012】

また、上記請求項1又は2記載の構成において、前記制御手段は、前記冷却水の温度が、第1の設定冷却水温度以上である場合には、前記送風積算値にかかわらず前記ホットガスサイクルを作動させないことが好ましい（請求項3）。

【0013】

冷却水の温度が十分に高い時は、ヒータコア単独で十分な暖房能力を得ることができるので、送風積算値を考慮することなくホットガスサイクルを作動させない。上記第1の設定冷却水温度としては、80前後が好ましい。

【0014】

また、上記請求項3記載の構成において、前記制御手段は、前記冷却水の温度が前記第1の設定冷却水温度よりも低く、且つ該第1の設定冷却水温度よりも低く設定された第2の設定冷却水温度よりも高い場合には、前記送風積算値が前記第1の設定送風積算値に満たない場合であっても、前記ホットガスサイクルの作動を許可することが好ましい（請求

10

20

30

40

50

項 4)。

【 0 0 1 5 】

冷暖房兼用熱交換器に結露が生じている時にホットガスサイクルが作動されたとしても、ヒータコアが所定温度以上であれば、冷暖房兼用熱交換器からの空気中の水分は、窓曇りを発生させない程度に蒸発してしまう。従って、上記構成のように、冷却水が第 2 の設定冷却水温度 (6 0 前後) より高い場合には、送風積算値が不足していてもホットガスサイクルを作動させて問題はない。これにより、ホットガスサイクルによる暖房補助機能を素早く働かせることができると共に、冷暖房兼用熱交換器の結露を素早く乾かすことができる。

【 0 0 1 6 】

また、上記請求項 1 ~ 4 のいずれかに記載の構成において、前記制御手段は、前記送風積算値が前記第 1 の設定送風積算値に満たない場合であっても、該第 1 の設定送風積算値よりも低く設定された第 2 の設定送風積算値に達している場合には、前記冷暖房兼用熱交換器の目標温度を高く設定し、前記ホットガスサイクルの作動を許可することが好ましい (請求項 5)。

【 0 0 1 7 】

この構成によれば、第 1 の設定送風積算値よりも低い第 2 の設定送風積算値が設定され、送風積算値が第 1 の設定送風積算値に満たなくても第 2 の設定送風積算値に達していれば、冷暖房兼用熱交換器の目標温度を高くしてホットガスサイクルが作動される。これにより、送風積算値がやや不足している状況であっても、冷暖房兼用熱交換器の設定温度 (圧縮機の仕事量) を増加させ、結露の蒸発を促進させることにより、早期にホットガスサイクルの作動を開始させることができる。

【 0 0 1 8 】

また、上記請求項 1 ~ 5 のいずれかに記載の構成において、前記送風積算値は、前記ホットガスサイクルを使用しない通常暖房モードにおいて前記送風装置により送り出された空気量に関する情報である通常モード送風積算値と、前記ホットガスサイクルを作動させる補助暖房モードにおいて前記送風装置により送り出された空気量に関する情報である補助モード送風積算値とから算出されることが好ましい (請求項 6)。

【 0 0 1 9 】

また、上記請求項 6 記載の構成において、前記送風積算値は、該送風積算値を T_b 、前記通常モード送風積算値を T_{bb} 、前記補助モード送風積算値を T_{bh} とする時、

【 数 1 】

$$T_b = T_{bb} + C \cdot T_{bh} \quad (C > 1)$$

上記数 1 の関係式により算出されることが好ましい (請求項 7)。

【 0 0 2 0 】

補助暖房モードにおいては冷暖房兼用熱交換器の温度が上昇するので、同一の送風時間 (送風量) であっても、通常暖房モードの場合に比べて、冷暖房兼用熱交換器の結露の蒸発が早い。従って、上記数 1 に示すように、補助モード送風積算値 T_{bh} に 1 より大きい係数 C をかけることにより、送風積算値に対する補助モード送風積算値の影響を大きくすることができ、冷暖房兼用熱交換器が乾く時期を正確に把握することができる。

【 0 0 2 1 】

また、上記請求項 1 ~ 7 のいずれか 1 つに記載の構成において、前記制御手段は、前記ホットガスサイクルの作動時において、冷媒圧力又は前記冷暖房兼用熱交換器の温度の少なくとも一方が設定された上限値を超えないように、前記圧縮機を制御することが好ましい (請求項 8)。

【 0 0 2 2 】

ホットガスサイクルの作動時には、サイクル内の冷媒圧力が冷凍サイクル作動時に比べて高くなるので、上記構成のように、冷媒圧力又は冷暖房兼用熱交換器の温度に上限値を設定することにより、機器の保守を果たすことができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 3 】

また、上記請求項 1 ～ 8 のいずれかに記載の構成において、前記制御手段により前記ホットガスサイクルの作動が制限されている際に、該制限が実行されていることを乗員に知らせるための表示手段を具備することが好ましい（請求項 9）。

【 0 0 2 4 】

窓曇り防止のためにホットガスサイクルの作動が制限されていることを乗員に知らせることができる。

【 発明を実施するための最良の形態 】

【 0 0 2 5 】

以下、添付した図面を参照して本発明の実施例を説明する。尚、異なる実施例において、同一又は同様の作用効果を奏する箇所においてはその説明を省略する。

10

【 実施例 1 】

【 0 0 2 6 】

図 1 において、車両用空調装置に本発明の冷媒サイクルを適用した構成例が示されている。車両用空調装置は、空調ダクト 1 内に主暖房装置を構成するヒータコア 2 が配され、このヒータコア 2 の上流側に該ヒータコア 2 を通過する空気とこれをバイパスする空気との割合を調節するエアミックスドア 3 が配置されている。ヒータコア 2 には、内燃機関 14 のウォータジャケット内を流れる冷却水が循環されるようになっており、エアミックスドア 3 の開度を調節することで車室へ供給される空気の温度を可変できるようにしている。そして、エアミックスドア 3 の上流側には、以下に述べる冷媒サイクル 4 の一部を構成する冷暖房兼用熱交換器 5 が配置されている。

20

【 0 0 2 7 】

冷媒サイクル 4 は、冷媒を圧縮する圧縮機 6 と、この圧縮機 6 の吐出側に接続されて高温高圧の冷媒を凝縮する凝縮器 7 と、前記空調ダクト 1 のエアミックスドア 3 より上流側に配置されて圧縮機 6 の吸入側に接続される冷暖房兼用熱交換器 5 と、凝縮器 7 と冷暖房兼用熱交換器 5 とを結ぶ経路に設けられる減圧装置 8 とを有している。

【 0 0 2 8 】

減圧装置 8 は、凝縮器 7 の下流側に設けられる冷房用減圧装置 9 と、この冷房用減圧装置 9 と冷暖房兼用熱交換器 5 とを結ぶ経路に設けられたホットガス用減圧装置 10 とを一体化して構成されている。冷房用減圧装置 9 は、冷房運転時に適した減圧膨張特性が得られるように設定されたオリフィス径を有しており、ホットガス用減圧装置 10 は、暖房運転時に適した減圧膨張特性が得られるように設定されたオリフィス径を有している。また、ホットガス用減圧装置 10 のオリフィス径は、冷房用減圧装置 9 のオリフィス径よりも大きく設定されている。

30

【 0 0 2 9 】

圧縮機 6 と凝縮器 7 とを結ぶ経路には、第 1 の開閉弁 11 が設けられ、冷房用減圧装置 9 とホットガス用減圧装置 10 との間には、一端が第 1 の開閉弁 11 の入口側、即ち圧縮機 6 と第 1 の開閉弁 11 との間に接続されて凝縮器 7 を迂回するバイパス通路 15 の他端が接続されている。このバイパス通路 15 には、冷媒の流通を断続させる第 2 の開閉弁 12 が設けられている。

40

【 0 0 3 0 】

凝縮器 7 と冷房用減圧装置 9 との間には、逆止弁 16 が設けられ、冷媒が凝縮器 7 に逆流しないようになされている。また、冷暖房兼用熱交換器 5 と圧縮機 6 とを結ぶ経路にはアキュムレータ 17 が設けられ、サイクル内の過剰な冷媒を貯留すると共に圧縮機 6 へ液冷媒が戻されるのを防止するようになされている。

【 0 0 3 1 】

上記構成において、冷房運転時には、第 1 の開閉弁 11 を開、第 2 の開閉弁 12 を閉とし、圧縮機 6 から吐出された冷媒を、凝縮器 7 → 逆止弁 16 → 冷房用減圧装置 9 → ホットガス用減圧装置 10 → 冷暖房兼用熱交換器 5 → アキュムレータ 17 の順に循環させる。そして、エアミックスドア 3 を二点鎖線で示す位置に設定し、送風ファン 18 によって通風

50

ダクト 1 内に吸引された空気を冷暖房兼用熱交換器 5 に通過させ、車室内に開口する吹出口から送風させる。このように、冷房運転時においては、圧縮機 6 から吐出された冷媒が、凝縮器 7 で凝縮され、減圧装置 8 で減圧された後、冷暖房兼用熱交換器 5 で吸熱気化することにより、通風ダクト 1 内の空気が冷却される。

【0032】

また、冷房運転時において、サイクルを流れる冷媒流量が少ない場合（低負荷時）には、ホットガス用減圧装置 10 のオリフィス径が冷房用減圧装置 9 よりも大きく設定されているため、ホットガス用減圧装置 10 は殆ど減圧作用を奏さず、凝縮器 7 から流出した冷媒は、殆ど冷房用減圧装置 9 のみの減圧作用を受けて冷暖房兼用熱交換器 5 へ送られる。このため、低流量時の冷房運転に適した冷房能力を得ることが可能となる。

10

【0033】

更に、冷房運転時において、サイクルを流れる冷媒流量が多い場合（高負荷時）には、ホットガス用減圧装置 10 による減圧作用も無視できなくなるので、凝縮器 7 から流出した冷媒は、冷房用減圧装置 9 及びホットガス用減圧装置 10 両方の減圧作用を受けて冷暖房兼用熱交換器 5 へ送られる。このため、冷房用減圧装置 9 のみの場合よりも大きな減圧され、過冷却状態が形成されるので、冷房能力を大きくすることが可能となる。

【0034】

一方、暖房運転時には、第 1 の開閉弁 11 を閉、第 2 の開閉弁 12 を開とし、圧縮機 6 から吐出された冷媒を、バイパス通路 15 → ホットガス用減圧装置 10 → 冷暖房兼用熱交換器 5 → アキュムレータ 17 の順に循環させる。この循環経路をホットガスサイクル 19 と称する。そして、エアミックスドア 3 を実線で示す位置に設定して圧縮機 6 を駆動させ、送風ファン 18 により通風ダクト 1 内に吸引された空気を冷暖房兼用熱交換器 5 及びヒータコア 2 を通過させ、車室内に開口する吹出口から送風させる。このように、暖房運転時においては、圧縮機から吐出された高温高圧の冷媒は、凝縮器 7 で凝縮されることなくホットガス用減圧装置 10 へ導かれ、ここで減圧された後に冷暖房兼用熱交換器 5 へ供給され、この冷暖房兼用熱交換器 5 で放熱されることにより、通風ダクト 1 内の空気が加熱される。

20

【0035】

そして、上記構成の冷媒サイクル 4 には、更に、コンピュータ、所定のプログラムソフト等の協働により該冷媒サイクル 4 を制御する電子制御装置（ECU）20、内燃機関 14 を流れる冷却水の温度を検知する冷却水温度センサ 25、圧縮機の吐出側の冷媒圧力を検知する冷媒圧力センサ 26、冷暖房兼用熱交換器 5 の温度を検知する熱交換器温度センサ 27 が備えられている。

30

【0036】

本発明に係る ECU 20 は、暖房要求時にホットガスサイクル 19 を作動させるか否かを判定する機能を有し、この判定は、冷房運転時以外、即ち暖房運転時を含み冷暖房兼用熱交換器 5 が冷却装置として使用されない状況下での送風ファン 18 の駆動履歴に基づいて算出される送風積算値 Tb に基づいてなされる。この送風積算値 Tb は、例えば送風ファン 18 の単位時間当りの送風能力に駆動時間を乗算して求められる総送風量等の物理量であることが好ましい。また、暖房運転には、空調空気の加熱にヒータコア 2 のみを利用する通常モードと、ヒータコア 2 及びホットガスサイクル 19 作動時の冷暖房兼用熱交換器 5 を利用する補助モードとがあり、前記送風積算値 Tb は、通常モードにおける積算値（通常モード送風積算値） Tbb と、補助モードにおける積算値（補助モード送風積算値） Tbh とから求められる。

40

【0037】

送風積算値 Tb は、下記数 1 のように表される。

【数 1】

$$Tb = Tbb + C \cdot Tbh \quad (C > 1)$$

この式において、 C は $C > 1$ を満たす係数であり、これにより、送風積算値 Tb は、通

50

常モード送風積算値 T_{bb} の変化よりも補助モード送風積算値 T_{bh} の変化に対してより大きな影響を受ける。これは、同じ送風量であっても、冷暖房兼用熱交換器 5 自体が加熱される補助モード作動時の方が、冷暖房兼用熱交換器 5 の結露がより早く乾くためである。

【 0 0 3 8 】

図 2 において、ECU 20 による制御例が示されている。この制御においては、先ず空調に関する各種信号の入力（ステップ 101）に基づいて、冷房又は暖房のどちらが要求されているかを判定する（ステップ 102）。ここで冷房の要求があると判定された場合には、上記冷房運転を実行させるべく所定の制御が実行され（ステップ 103）、送風積算値 T_b 、通常モード送風積算値 T_{bb} 、補助モード送風積算値 T_{bh} を初期化して 0 とする（ステップ 104）。冷房運転が実行されるということは、冷暖房兼用熱交換器 5 に結露が生じる可能性があるということであるから、今まで蓄積されてきた各送風積算値 T_b 、 T_{bb} 、 T_{bh} をリセットするのである。

10

【 0 0 3 9 】

前記ステップ 102 において、暖房の要求があると判定された場合には、エンジンの冷却水温度 T_w が第 1 の冷却水設定温度 T_{w1} よりも大きいのか否か（ $T_w > T_{w1}$ ）が判定される（ステップ 105）。この第 1 の冷却水設定温度 T_{w1} は、80 前後であることが好ましい。ここで、 $T_w > T_{w1}$ であると判定された場合（Y）には、圧縮機 6 を OFF とする（ステップ 106）。即ち、冷却水の温度が十分高い場合には、ホットガスサイクル 19 を使用する必要はなく、通常のヒータコア 2 のみによる暖房で足りるため、このような処理がなされる。次いで、通常モード送風積算値 T_{bb} に 1 を加算し（ステップ 107）、送風積算値 T_b を算出する（ステップ 108）。

20

【 0 0 4 0 】

一方、前記ステップ 105 において、 $T_w > T_{w1}$ でないと判定された場合（N）には、次いで、冷却水温度センサ 25 により検出される冷却水温度 T_w が第 2 の冷却水設定温度 T_{w2} よりも小さいか否か（ $T_w < T_{w2}$ ）が判定される（ステップ 109）。この第 2 の冷却水設定温度 T_{w2} は、60 前後であることが好ましい。ここで、 $T_w < T_{w2}$ であると判定された場合（Y）には、次いで、送風積算値 T_b が設定送風積算値 T_1 よりも大きいのか否か（ $T_b > T_1$ ）が判定される（ステップ 110）。ここで、 $T_b > T_1$ ではないと判定された場合（N）、即ち冷房運転後の送風時間（量）が少ない場合には、冷暖房兼用熱交換器 5 が十分に乾いておらず、窓曇りが発生する可能性が高いため、先ず乗員に対してホットガスサイクルの作動が待機中である等の表示をした後（ステップ 111）、前記ステップ 106 へ移行する（ヒータコア 2 のみによる暖房を実行する）。

30

【 0 0 4 1 】

一方、前記ステップ 110 において、 $T_b > T_1$ であると判定された場合（Y）、即ち冷房運転後の送風時間が十分である場合には、冷暖房兼用熱交換器 5 は既に窓曇りを発生させない程度に乾いていると判断できるため、先ず乗員に対してホットガスサイクルが作動中である旨の表示をし（ステップ 112）、ホットガスサイクル 19 を作動させ、ヒータコア 2 と冷暖房兼用熱交換器 5 とによる暖房を行う（ステップ 113）。

【 0 0 4 2 】

また、前記ステップ 109 において、 $T_w < T_{w2}$ でないと判定された場合（N）、即ち冷却水温度 T_w が第 1 の冷却水設定温度 T_{w1} （およそ 80 ）には満たないまでも、第 2 の冷却水設定温度 T_{w2} （60 ）には達している場合には、前記ステップ 110 の判定を行うことなく、前記ステップ 112 に移行する。この処理は、冷却水温度 T_w が第 2 の冷却水温度 T_{w2} を上回っていれば、冷暖房兼用熱交換器 5 に多少の結露があったとしても、空調空気がヒータコア 2 を通過する際に水分が蒸発されると予測されることから、行われるものである。

40

【 0 0 4 3 】

ホットガスサイクル 19 の作動後は、冷媒圧力センサ 26 により検出される圧縮機 6 の吐出圧力に基づいて圧縮機 6 の ON / OFF 判定、又は吐出容量制御が行われる（ステップ 114）。即ち、吐出圧力が第 1 の設置圧力 P_1 まで下がった時（A）に圧縮機 6 を O

50

N (ステップ 115) とし、吐出圧力が第 2 の設定圧力 P2 まで上がった時 (B) に圧縮機 6 を OFF (ステップ 116) とする。この処理は、冷媒圧力の異常上昇を防ぐことを目的とする。

【0044】

その後、補助モード送風積算値 Tbh に 1 を加算し (ステップ 117)、送風積算値 Tb を算出する (ステップ 118)。

【0045】

上記本実施例に係る制御によれば、冷房運転終了後の送風ファン 18 の駆動履歴から求められる送風積算値 Tb の大きさに基づいて、ホットガスサイクル 19 を作動させるか否かが判定される (ステップ 110 参照)。即ち、送風積算値 Tb が設定送風積算値 T1 に達している場合には、冷房運転時に生じた冷暖房兼用熱交換器 5 の結露は窓曇りを発生させない程度に乾いているものと推定され、ホットガスサイクル 19 が作動する。これにより、ホットガスサイクル 19 の作動による窓曇りを確実に防止することができる。

10

【0046】

また、ホットガスサイクル 19 を作動させなくても十分な暖房能力を得ることができる判断される第 1 の冷却水温度 Tw1 (およそ 80) よりも低い第 2 の冷却水温度 Tw2 (およそ 60) が設定されており、冷却水温度 Tw がこの第 2 の冷却水温度 Tw2 に達していれば、送風積算値 Tb を考慮することなく、ホットガスサイクル 19 の作動が許可される (ステップ 109 参照)。これにより、ホットガスサイクル 19 の作動を早くし、素早く暖房能力を向上させることができる。

20

【実施例 2】

【0047】

図 3 において、本発明の他の実施例に係る制御例が示されている。この制御において、先ず空調に関する各種信号の入力 (ステップ 201) に基づいて、冷房又は暖房のどちらが要求されているかを判定する (ステップ 202)。ここで冷房の要求があると判定された場合には、冷房運転を実行させるべく所定の制御が実行され (ステップ 203)、送風積算値 Tb、通常モード送風積算値 Tbb、補助モード送風積算値 Tbh を 0 とし、また第 1 の蒸発器設定温度 Te1 及び第 2 の蒸発器設定温度 Te2 をそれぞれ初期値 F, G とする (ステップ 204)。尚、これら F, G は、外気温度に基づいて決定される。

【0048】

30

前記ステップ 202 において、暖房の要求があると判定された場合には、冷却水温度センサ 25 により検出される冷却水温度 Tw が第 1 の冷却水設定温度 Tw1 (およそ 80) よりも大きいのか否か ($Tw > Tw1$) が判定される (ステップ 205)。ここで、 $Tw > Tw1$ であると判定された場合 (Y) には、圧縮機 6 を OFF とし (ステップ 206)、次いで通常モード送風積算値 Tbb に 1 を加算し (ステップ 207)、送風積算値 Tb を算出する (ステップ 208)。

【0049】

一方、前記ステップ 205 において、 $Tw > Tw1$ でないと判定された場合 (N) には、次いで、冷却水温度 Tw が第 2 の冷却水設定温度 Tw2 (およそ 60) よりも小さいか否か ($Tw < Tw2$) が判定される (ステップ 209)。ここで、 $Tw < Tw2$ であると判定された場合 (Y) には、次いで、送風積算値 Tb が第 1 の設定送風積算値 T1 よりも大きいのか否か ($Tb > T1$) が判定される (ステップ 210)。

40

【0050】

前記ステップ 210 において、 $Tb > T1$ ではないと判定された場合 (N) には、次いで送風積算値 Tb が第 2 の設定送風積算値 T2 より大きいのか否か ($Tb > T2$) が判定される (ステップ 211)。この第 2 の設定送風積算値 T2 は、 $T2 < T1$ を満たす数値である。ここで、 $Tb > T2$ ではない (N) と判定された場合には、送風時間が少ないために冷暖房兼用熱交換器 5 が乾いておらず、窓曇りが発生する可能性が高いため、先ず乗員に対してホットガスサイクルの作動が待機中である等の表示をした後 (ステップ 212)、前記ステップ 206 へ移行する (ヒータコア 2 のみによる暖房を実行する)。

50

【 0 0 5 1 】

一方、前記ステップ 2 1 0 において、 $T_b > T_1$ であると判定された場合（Y）、即ち冷房運転後の送風時間が十分である場合には、冷暖房兼用熱交換器 5 は既に窓曇りを発生させない程度に乾いていると判断できるため、先ず乗員に対してホットガスサイクル 1 9 が作動中である旨の表示をし（ステップ 2 1 3）、ホットガスサイクル 1 9 を作動させる（ステップ 2 1 4）。また、前記ステップ 2 0 9 において、 $T_w < T_{w2}$ ではない、即ち冷却水温度 T_w が第 1 の冷却水設定温度 T_{w1} （およそ 8 0 ）には満たないまでも、第 2 の冷却水設定温度 T_{w2} （6 0 ）には達している場合には、空調空気がヒータコア 2 を通過する際に水分が蒸発されると予測されるため、前記ステップ 2 1 3 に移行してホットガスサイクル 1 9 を作動させる。

10

【 0 0 5 2 】

ホットガスサイクル 1 9 の作動後は、冷媒圧力センサ 2 6 により検出される圧縮機 6 の吐出圧力に基づいて圧縮機 6 の ON / OFF 判定がなされる（ステップ 2 1 5）。即ち、吐出圧力が第 1 の設定圧力 P_1 まで下がった時（A）に圧縮機 6 を ON（ステップ 2 1 6）とし、吐出圧力が第 2 の設定圧力 P_2 まで上がった時（B）に圧縮機 6 を OFF（ステップ 2 1 8）とする。この処理は、冷媒圧力の異常上昇を防ぐことを目的とするものである。

【 0 0 5 3 】

前記ステップ 2 1 6 又は 2 1 7 により圧縮機 6 の ON / OFF が実行された後、補助モード送風積算値 T_{bh} に 1 を加算し（ステップ 2 1 8）、送風積算値 T_b を算出する（ステップ 1 1 8）。

20

【 0 0 5 4 】

また、前記ステップ 2 1 1 において、 $T_b > T_2$ であると判定された場合（Y）には、乗員に対してホットガスサイクル 1 9 が作動中である旨の表示をした後（ステップ 2 1 9）、冷暖房兼用熱交換器 5 の第 1 及び第 2 の設定圧力 T_{e1} 及び T_{e2} に所定の定数を加算し（ステップ 2 2 0）、冷暖房兼用熱交換器 5 の目標温度を変更する。この処理は、送風積算値 T_b が第 1 の設定送風積算値 T_1 に満たないまでも、第 2 の設定送風積算値 T_2 に達していれば、冷暖房兼用熱交換器 5 の目標温度を高く修正し、結露が蒸発しやすくすることにより、ホットガスサイクル 1 9 の作動を可能にするものである。ステップ 2 2 0 における D、E は、冷却水温度に基づいて決定される。

30

【 0 0 5 5 】

そして、ステップ 2 1 7 において、熱交換器温度センサ 2 7 により検出される冷暖房兼用熱交換器 5 の温度が、第 1 の設定温度 T_{e1} まで下がれば（A）、前記ステップ 2 1 5 を実行し、第 2 の設定温度 T_{e2} まで上がれば（B）、圧縮機 6 を OFF にする。

【 0 0 5 6 】

上記本実施例に係る制御によれば、冷房運転以外での送風ファン 1 8 の駆動履歴から求められる送風積算値 T_b の大きさに基づいて、ホットガスサイクル 1 9 を作動させるか否かが判定される（ステップ 2 1 0 参照）。即ち、送風積算値 T_b が第 1 の設定送風積算値 T_1 に達している場合には、冷房運転時に生じた冷暖房兼用熱交換器 5 の結露は窓曇りを発生させない程度に乾いているものと推定され、ホットガスサイクル 1 9 が作動する。これにより、ホットガスサイクル 1 9 の作動による窓曇りを確実に防止することができる。

40

【 0 0 5 7 】

また、ホットガスサイクル 1 9 を作動させなくても十分な暖房能力を得ることができる判断される第 1 の冷却水温度 T_{w1} よりも低い第 2 の冷却水温度 T_{w2} が設定されており、冷却水温度 T_w がこの第 2 の冷却水温度 T_{w2} に達していれば、前記送風積算値 T_b を考慮することなく、ホットガスサイクル 1 9 の作動が許可される（ステップ 2 0 9 参照）。これにより、ホットガスサイクル 1 9 の作動を早くし、素早く暖房能力を向上させることができる。

【 0 0 5 8 】

更に、第 1 の設定送風積算値 T_1 よりも低い第 2 の設定送風積算値 T_2 が設定されており

50

、送風積算値 T_b が第 1 の設定送風積算値 T_1 に満たなくても第 2 の設定送風積算値 T_2 に達していれば、冷暖房兼用熱交換器 5 の設定（目標）温度を増加してホットガスサイクル 19 を作動させる（ステップ 211, 220 参照）。これにより、送風積算値 T_b がやや不足している状況であっても、冷暖房兼用熱交換器 5 の設定温度（圧縮機 6 の仕事量）を増加させ、結露の蒸発を促進させることにより、早期にホットガスサイクル 19 の作動を開始させることができる。

【図面の簡単な説明】

【0059】

【図 1】図 1 は、本発明に係る冷媒サイクルの構成を示す図である。

【図 2】図 2 は、本発明の実施例 1 に係る制御例を示すフローチャートである。

10

【図 3】図 3 は、本発明の実施例 2 に係る制御例を示すフローチャートである。

【符号の説明】

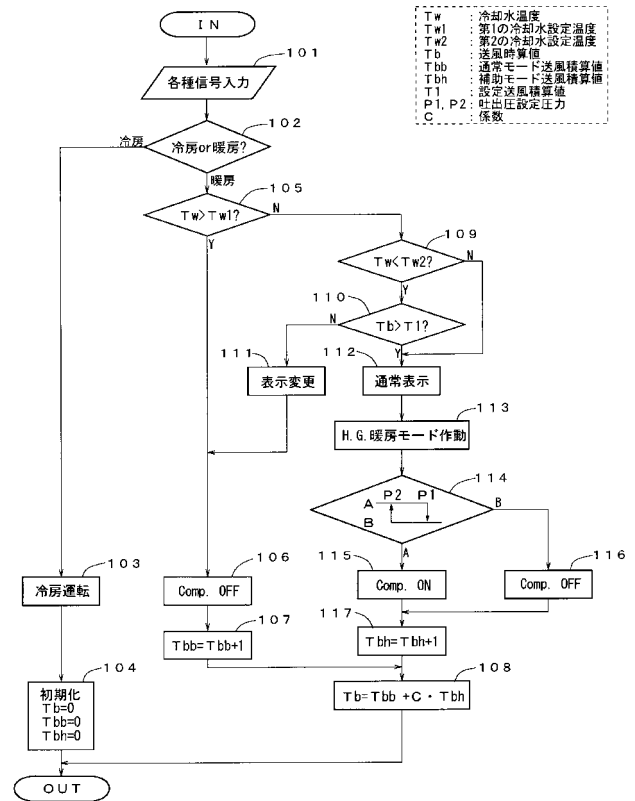
【0060】

- 1 送風ダクト
- 2 ヒータコア
- 4 冷媒サイクル
- 5 冷暖房兼用熱交換器
- 6 圧縮機
- 7 凝縮器
- 8 減圧装置
- 11 第 1 の開閉弁
- 12 第 2 の開閉弁
- 14 内燃機関
- 15 バイパス通路
- 16 逆止弁
- 18 送風ファン
- 20 電子制御装置
- 25 冷却水温度センサ
- 26 冷媒圧力センサ
- 27 熱交換器温度センサ

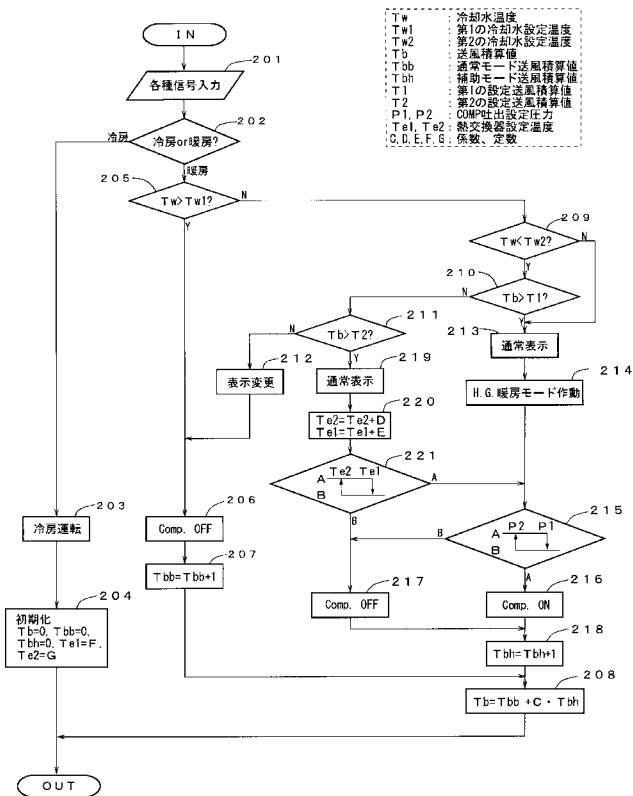
20

30

【 図 2 】



【 図 3 】



フロントページの続き

(72)発明者 飯島 健次

埼玉県大里郡江南町大字千代字東原 3 9 番地 株式会社ヴァレオサーマルシステムズ内

Fターム(参考) 3L211 AA01 BA60 FA37