

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4443812号
(P4443812)

(45) 発行日 平成22年3月31日 (2010. 3. 31)

(24) 登録日 平成22年1月22日 (2010. 1. 22)

(51) Int. Cl.

F 1

B 6 0 H 1/32 (2006. 01)

B 6 0 H 1/32 6 2 4 A

請求項の数 8 (全 19 頁)

(21) 出願番号	特願2002-490 (P2002-490)	(73) 特許権者	000004260
(22) 出願日	平成14年1月7日 (2002. 1. 7)		株式会社デンソー
(65) 公開番号	特開2003-200730 (P2003-200730A)		愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地
(43) 公開日	平成15年7月15日 (2003. 7. 15)	(74) 代理人	100100022
審査請求日	平成16年8月6日 (2004. 8. 6)		弁理士 伊藤 洋二
審判番号	不服2007-19368 (P2007-19368/J1)	(74) 代理人	100108198
審判請求日	平成19年7月11日 (2007. 7. 11)		弁理士 三浦 高広
		(74) 代理人	100111578
			弁理士 水野 史博
		(72) 発明者	高橋 恒吏
			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	城田 雄一
			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】 車両用空調装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

車両エンジン（４）により駆動され、吐出容量を変化し得るように構成された可変容量型圧縮機（１）と、

前記圧縮機（１）の作動により循環する冷媒が蒸発して、車室内へ送風される空気を冷却する蒸発器（９）と、

前記蒸発器（９）の実際の温度と目標蒸発器温度との偏差に応じて前記圧縮機（１）の吐出容量を変化させる可変出力値を算出する制御手段（５）と、

前記圧縮機（１）に装備され、前記圧縮機（１）の吐出容量を前記可変出力値により変化させる容量制御機構（１a）とを備え、

前記制御手段（５）は、前記偏差の比較対象として制御可能な偏差の範囲内に含まれる所定値を設定し、

前記制御手段（５）は、前記偏差が前記制御可能な偏差の範囲内に含まれる所定値より大きい場合であって、かつ、前記蒸発器（９）の実際の温度が前記目標蒸発器温度より所定値以上高い場合に、前記可変出力値として前記吐出容量が最大容量となる値を算出する第１算出手段（S180）と、

前記偏差が前記制御可能な偏差の範囲内に含まれる所定値より大きい場合であって、かつ、前記蒸発器（９）の実際の温度が前記目標蒸発器温度より所定値以上低い場合は、前記可変出力値として前記吐出容量が最小容量となる値を算出する第２算出手段（S120）と、

10

20

前記偏差が前記制御可能な偏差の範囲内に含まれる所定値より小さい場合に、前記偏差が前記制御可能な偏差の範囲内に含まれる所定値より大きい場合と異なる制御式により前記偏差に基づいて前記蒸発器（９）の実際の温度が前記目標蒸発器温度に近づくよう前記可変出力値を算出する第３算出手段（Ｓ１５０、Ｓ１９０）とを有していることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項２】

停車時に前記車両エンジン（４）を自動的に停止する車両に搭載される車両用空調装置であって、

前記圧縮機（１）が停止状態から稼働状態に移行する毎に、前記可変出力値を初期化することを特徴とする請求項１に記載の車両用空調装置。

10

【請求項３】

停車時に車両エンジン（４）を自動的に停止する車両に搭載される車両用空調装置であって、

前記圧縮機（１）が停止状態から稼働状態に移行した後に、前記偏差が所定値以内に減少したときに、前記可変出力値を初期化することを特徴とする請求項１に記載の車両用空調装置。

【請求項４】

前記可変出力値の初期化の値を、少なくとも、前記偏差に基づいて算出することを特徴とする請求項２または３に記載の車両用空調装置。

【請求項５】

20

前記可変出力値の初期化の値を、前記偏差、および冷房熱負荷条件を表す情報に基づいて算出することを特徴とする請求項２または３に記載の車両用空調装置。

【請求項６】

前記偏差が小さい場合に前記可変出力値を算出する制御式は前記偏差に基づく比例積分制御の制御式であることを特徴とする請求項１ないし５のいずれか１つに記載の車両用空調装置。

【請求項７】

前記目標蒸発器温度は、少なくとも車室内吹出空気の前記目標吹出温度に基づいて決定される温度であることを特徴とする請求項１ないし６のいずれか１つに記載の車両用空調装置。

30

【請求項８】

前記蒸発器（９）の空気流れ下流側に配置され、前記蒸発器（９）を通過した冷風により冷却される蓄冷器（４０）を備えていることを特徴とする請求項１ないし７のいずれか１つに記載の車両用空調装置。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

本発明は、車両用空調装置における圧縮機の吐出容量制御に関するものである。

【０００２】

【従来の技術】

40

近年、環境保護、車両エンジンの燃費向上を目的にして、信号待ち等の停車時にエンジンを自動的に停止する車両（エコラン車、ハイブリッド車等）が実用化されており、今後、停車時にエンジンを自動停止する車両は増加する傾向にある。

【０００３】

ところで、車両用空調装置においては、冷凍サイクルの圧縮機を車両エンジンにより駆動しているので、上記エコラン車等においては信号待ち等で停車して、エンジンが停止される毎に、圧縮機も停止して蒸発器の冷却作用が停止されることになる。

【０００４】

従って、停車時にエンジンを停止する車両においては、車両走行時に蒸発器吹出温度（蒸発器温度）が低下し、停車時に蒸発器吹出温度が上昇するという過渡挙動を車両の走行、

50

停車に連動して頻繁に繰り返すことになる。

【 0 0 0 5 】

ところで、冷凍サイクルの圧縮機を車両エンジンにより駆動する車両用空調装置において、蒸発器吹出温度の制御方式としては、第 1 に、固定容量型圧縮機と車両エンジンとの間の動力伝達を電磁クラッチにより断続して圧縮機の作動を断続し、これにより、圧縮機の稼働率を制御する断続制御方式が知られている。

【 0 0 0 6 】

第 2 には、圧縮機として吐出容量を変化し得るように構成された可変容量型の圧縮機を用い、この可変容量型圧縮機の吐出容量を可変制御する容量制御方式が知られている。

【 0 0 0 7 】

前者の断続制御方式では、蒸発器の温度センサ（サーミスタ）自体に温度検出の応答遅れがあることに加えて、固定容量型圧縮機の作動の断続により圧縮機吐出能力が 1 0 0 % と 0 % を繰り返すので、実際の蒸発器吹出温度が目標蒸発器温度に対して大幅にオーバーシュートする。このオーバーシュートの発生は圧縮機稼働率の増加の原因となり、車両エンジンの燃費を低下させる。

【 0 0 0 8 】

これに反し、後者の容量制御方式では、圧縮機吐出容量（吐出冷媒流量）をきめ細かく連続的に制御できるので、目標蒸発器温度に対する実際の蒸発器吹出温度のオーバーシュートの程度を断続制御方式よりも減少でき、車両エンジンの燃費を向上できる。

【 0 0 0 9 】

【発明が解決しようとする課題】

そこで、本発明者らは容量制御方式を採用した空調装置を停車時に車両エンジンを自動的に停止する車両に適用して、蒸発器吹出温度の実際の挙動について詳細に実験検討したところ、この種の車両では、前述のように車両走行時における蒸発器吹出温度の低下と、停車時における蒸発器吹出温度の上昇という過渡挙動を頻繁に繰り返すので、停車時から車両走行時へ移行する際の蒸発器吹出温度のオーバーシュートの問題が顕著になることが判明した。

【 0 0 1 0 】

すなわち、容量制御方式は、通常、実際の蒸発器吹出温度 T_e と目標蒸発器温度 T_{EO} との偏差 E_n ($T_e - T_{EO}$) を算出し、この偏差 E_n に基づいて比例積分制御（PI 制御）等の制御手法により容量制御機構の制御のための可変出力値（具体的には、制御電流値等）を算出し、この可変出力値に基づいて容量制御機構を作動させ、これにより、圧縮機の吐出容量を可変制御している。

【 0 0 1 1 】

その場合、夏期の冷房始動時（最大冷房負荷時）に要求される急速冷房能力（クールダウン性能）を満足するように可変出力値の制御式を設定すると、より具体的には急速冷房能力を満足するように比例積分制御式における比例定数や積分時間を設定すると、圧縮機の起動直後には可変出力値が吐出容量を最大状態とする値となり、実際の蒸発器吹出温度が目標蒸発器温度に向かって急速に低下する。

【 0 0 1 2 】

しかし、可変出力値の制御式は起動時の急速冷房能力を満足する所定の制御式に固定されたままであるので、実際の蒸発器吹出温度が低下して目標蒸発器温度に接近してもこれに遅れて可変出力値が吐出容量減少側の値に変化する。この結果、圧縮機の起動時における蒸発器吹出温度が目標蒸発器温度を大きく下回り、蒸発器吹出温度のオーバーシュートが増大するという不具合が生じる。

【 0 0 1 3 】

但し、可変容量型圧縮機を搭載している一般車両においては、乗車後に圧縮機が一旦起動すると、以後、圧縮機の吐出容量を可変制御するのみで、圧縮機の停止、起動が繰り返されることがないので、圧縮機の起動時における蒸発器吹出温度のオーバーシュートはそれほど問題視されない。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 4 】

しかし、停車時に車両エンジンを自動的に停止する車両（エコラン車等）においては、圧縮機の停止、起動が頻繁に繰り返されるので、圧縮機の起動時における蒸発器吹出温度のオーバーシュートの問題を無視できない。つまり、圧縮機が頻繁に再起動する毎に、蒸発器吹出温度のオーバーシュートが生じて圧縮機動力を増加させ、車両エンジンの燃費を低下させることは、停車時に車両エンジンを自動的に停止して車両エンジンの燃費向上を図るエコラン車等の本来の趣旨に反することになり、実用上、無視できない問題となる。

【 0 0 1 5 】

なお、圧縮機の起動時における蒸発器吹出温度のオーバーシュートを防ぐように、可変出力値の制御式を設定すると、実際の蒸発器吹出温度が目標蒸発器温度に到達するまでの時間が長くなり、蒸発器吹出温度の目標蒸発器温度への追従性が悪化し、夏期の冷房始動時における冷房フィーリングを悪化させる。

10

【 0 0 1 6 】

本発明は上記点に鑑みて、車両エンジンにより駆動される可変容量型圧縮機を有する車両用空調装置において、蒸発器温度を目標蒸発器温度に向かって急速に近づかせる追従性の確保と、蒸発器温度のオーバーシュート低減とを両立させることを目的とする。

【 0 0 1 7 】

【課題を解決するための手段】

本発明は上記目的を達成するための技術的手段を以下の知見に基づいて案出したものである。

20

【 0 0 1 8 】

すなわち、図 6 は、停車時に車両エンジンを自動的に停止する車両における停車時（圧縮機停止時）と走行時（圧縮機稼働時）の切替に伴う蒸発器吹出温度の挙動を示すものであり、図中破線は従来の通常の圧縮機吐出容量の制御方式による場合であり、停車から走行に移行して圧縮機が停止状態から再稼働されると、蒸発器の冷却作用が再開されて、蒸発器吹出温度が低下する。この際に、再稼働後も圧縮機吐出容量が必要以上に大きな状態に維持され、蒸発器吹出温度が目標蒸発器温度 T_{EO} を大きく下回ってしまい、蒸発器吹出温度のオーバーシュートが発生するのである。

【 0 0 1 9 】

そして、図 7 は停車から走行に切り替わり、圧縮機が再起動した後の蒸発器吹出温度 T_e の変化を示すものであり、図 7 の ▲ 1 ▼、▲ 2 ▼、▲ 3 ▼ はそれぞれ停車から走行に切り替わった時点での蒸発器吹出温度 T_e である。圧縮機の再起動時における蒸発器吹出温度 T_e と目標蒸発器温度 T_{EO} との偏差 $E_n (T_e - T_{EO})$ は ▲ 1 ▼ → ▲ 2 ▼ → ▲ 3 ▼ の順に大きくなっている。

30

【 0 0 2 0 】

蒸発器吹出温度のオーバーシュートの程度は、図 7 に示すように、この偏差 $E_n (T_e - T_{EO})$ と相関があり、偏差 E_n が大きいほど蒸発器吹出温度のオーバーシュートが増大することが判明した。

【 0 0 2 1 】

上記知見に着目して、本発明では蒸発器吹出温度 T_e と目標蒸発器温度 T_{EO} との偏差 E_n の大小を判定して、可変容量型圧縮機の容量制御機構を制御する可変出力値を算出する制御式を変更するようにしたものである。

40

【 0 0 2 2 】

本発明による課題解決手段を具体的に述べると、請求項 1 に記載の発明では、車両エンジン（4）により駆動され、吐出容量を変化し得るように構成された可変容量型圧縮機（1）と、圧縮機（1）の作動により循環する冷媒が蒸発して、車室内へ送風される空気を冷却する蒸発器（9）と、蒸発器（9）の実際の温度と目標蒸発器温度との偏差に応じて圧縮機（1）の吐出容量を変化させる可変出力値を算出する制御手段（5）と、圧縮機（1）の装備され、圧縮機（1）の吐出容量を可変出力値により変化させる容量制御機構（1a）とを備え、

50

制御手段(5)は、前記偏差の比較対象として制御可能な偏差の範囲内に含まれる所定値を設定し、

制御手段(5)は、前記偏差が前記制御可能な偏差の範囲内に含まれる所定値より大きい場合であって、かつ、蒸発器(9)の実際の温度が目標蒸発器温度より所定値以上高い場合に、可変出力値として吐出容量が最大容量となる値を算出する第1算出手段(S180)と、

前記偏差が前記制御可能な偏差の範囲内に含まれる所定値より大きい場合であって、かつ、蒸発器(9)の実際の温度が目標蒸発器温度より所定値以上低い場合は、可変出力値として吐出容量が最小容量となる値を算出する第2算出手段(S120)と、

前記偏差が前記制御可能な偏差の範囲内に含まれる所定値より小さい場合に、前記偏差が前記制御可能な偏差の範囲内に含まれる所定値より大きい場合と異なる制御式により前記偏差に基づいて前記蒸発器(9)の実際の温度が前記目標蒸発器温度に近づくよう可変出力値を算出する第3算出手段(S150、S190)とを有していることを特徴とする。

10

【0023】

これにより、前記偏差が前記制御可能な偏差の範囲内に含まれる所定値より大きい場合であって、かつ、実際の蒸発器温度が目標蒸発器温度より所定値以上高い場合は圧縮機(1)の吐出容量を最大容量として蒸発器温度を速やかに低下させ目標蒸発器温度に近づけることができる。

また、前記偏差が前記制御可能な偏差の範囲内に含まれる所定値より大きい場合であって、かつ、実際の蒸発器温度が目標蒸発器温度より所定値以上低い場合は圧縮機(1)の吐出容量を最小容量として蒸発器温度を速やかに上昇させ目標蒸発器温度に近づけることができる。その結果、目標蒸発器温度に対する実際の蒸発器温度の追従性を確保できる。

20

【0024】

一方、前記偏差が前記制御可能な偏差の範囲内に含まれる所定値より小さい場合、すなわち、実際の蒸発器温度が目標蒸発器温度に接近した後は偏差が前記所定値大きい場合とは別の制御式により、蒸発器温度が急速に変化しない安定性を重視した可変出力値を算出することができる。これにより、実際の蒸発器温度が目標蒸発器温度付近に維持されるように圧縮機(1)の吐出容量を安定的に制御できる。そのため、実際の蒸発器温度の目標蒸発器温度に対するオーバーシュートを低減でき、圧縮機駆動動力を低減でき、車両エンジンの燃費を向上できる。

30

【0027】

請求項2に記載の発明では、請求項1において、停車時に車両エンジン(4)を自動的に停止する車両に搭載される車両用空調装置であって、圧縮機(1)が停止状態から稼働状態に移行する毎に、可変出力値を初期化することを特徴とする。

【0028】

これにより、車両が信号待ち等により停車して発進する毎に、その発進時の車両環境条件に適合したより適切な値に可変出力値を初期化することができる。その結果、このより適切な初期値に基づいて圧縮機再起動後の可変出力値を算出でき、圧縮機(1)の吐出容量を適切に制御することができる。

40

【0029】

請求項3に記載の発明のように、請求項1において、停車時に車両エンジン(4)を自動的に停止する車両に搭載される車両用空調装置であって、圧縮機(1)が停止状態から稼働状態に移行した後に、偏差が所定値以内に減少したときに、可変出力値を初期化するようにしてもよい。このようにしても、請求項2と同様の作用効果が得られる。

【0030】

請求項4に記載の発明では、請求項2または3において、可変出力値の初期化の値を、少なくとも、偏差に基づいて算出することを特徴とする。

【0031】

これにより、可変出力値の初期化の値を、その初期化時点での実際の偏差に基づいてより

50

的確に算出することができる。

【0032】

請求項5に記載の発明では、請求項2または3において、可変出力値の初期化の値を、偏差、および冷房熱負荷条件を表す情報に基づいて算出することを特徴とする。

【0033】

これにより、偏差、および冷房熱負荷条件を表す情報の両方に基づいて可変出力値の初期化の値を更に的確に算出することができる。

【0034】

請求項6に記載の発明のように、請求項1ないし5のいずれか1つにおいて、偏差が小さい場合に可変出力値を算出する制御式は具体的には偏差に基づく比例積分制御の制御式である。

10

【0035】

請求項7に記載の発明のように、請求項1ないし6のいずれか1つにおいて、目標蒸発器温度は、少なくとも車室内吹出空気の目標吹出温度に基づいて決定される温度とすることができる。

【0036】

請求項8に記載の発明のように、請求項1ないし7のいずれか1つにおいて、蒸発器(9)の空気流れ下流側に配置され、蒸発器(9)を通過した冷風により冷却される蓄冷器(40)を備えていることを特徴とする。

【0037】

20

これにより、停車時(圧縮機停止時)には、蒸発器(9)の冷却作用が停止されても蓄冷器(40)の放冷作用により車室内吹出空気の冷却を続行できる。また、車両走行時(圧縮機稼働時)には蓄冷器(40)の蓄冷制御を本発明による圧縮機容量制御にて良好に行うことができる。

【0038】

なお、上記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。

【0039】

【発明の実施の形態】

(第1実施形態)

30

図1は第1実施形態の全体構成図であり、車両用空調装置の冷凍サイクルRは冷媒を吸入、圧縮、吐出する圧縮機1が備えられている。この圧縮機1は、吐出容量を変化し得るように構成された可変容量型圧縮機である。この可変容量型圧縮機1にはプーリ2が備えられており、ベルト3を介して車両エンジン4の動力が圧縮機1に伝達され、圧縮機1が回転駆動される。

【0040】

また、可変容量型圧縮機1には吐出容量を可変制御する電磁式容量制御機構1aが備えられている。可変容量型圧縮機1は具体的には、周知の斜板式圧縮機で構成することができ、具体的には斜板が配置されている斜板室の圧力(制御圧力)を電磁式容量制御機構1aにより変化させ、これにより、斜板の傾斜角度を変化させて、ピストンの作動ストロークを変化させ、圧縮機1の吐出容量を0%付近の最小容量と最大容量(100%容量)との間で連続的に変化させることができる。

40

【0041】

一方、電磁式容量制御機構1aは、圧縮機1の吐出圧と吸入圧を利用して制御圧力を変化させるものであり、制御電流I_nにより電磁力が調整される電磁機構1b、およびこの電磁機構1bの電磁力と吸入圧との釣り合いによって変位する制御弁体1cを有し、この制御弁体1cにより圧縮機1の吐出圧を斜板室内に導く通路の圧損を調整して、制御圧力を変化させるようになっている。

【0042】

これによると、電磁式容量制御機構1aの制御電流I_nにより吸入圧の目標圧力を設定し

50

、実際の吸入圧がこの目標圧力となるように圧縮機 1 の吐出容量が制御される。なお、吸入圧は蒸発器 9 の冷媒蒸発圧力とほぼ同じであるから、吸入圧の制御により蒸発器 9 の温度（冷媒蒸発温度）を制御できる。

【0043】

また、電磁式容量制御機構 1 a の制御電流 I_n は後述する空調用電子制御装置 5 の出力により可変制御される。また、本例の可変容量型圧縮機 1 ではその吐出容量を 0 % 付近の最小容量まで減少できるので、動力断続用の電磁クラッチを備えていない。しかし、動力断続用の電磁クラッチを付加して、圧縮機 1 の作動を完全に停止できるようにしてもよい。

【0044】

圧縮機 1 から吐出された高温、高圧の過熱ガス冷媒は凝縮器 6 に流入し、図示しない冷却ファンより送風される外気と熱交換して冷却され凝縮する。この凝縮器 6 で凝縮した冷媒は次に受液器 7 に流入し、受液器 7 の内部で冷媒の気液が分離され、冷凍サイクル R 内の余剰冷媒（液冷媒）が受液器 7 内に蓄えられる。

【0045】

この受液器 7 からの液冷媒は減圧手段をなす膨張弁 8 により低圧に減圧され、低圧の気液 2 相状態となる。膨張弁 8 は蒸発器 9 の出口冷媒の温度を感知する感温部 8 a を有する温度式膨張弁である。この膨張弁 8 からの低圧冷媒は蒸発器 9 に流入する。この蒸発器 9 は車両用空調装置の空調ケース 10 内に設置される冷房用熱交換器であって、蒸発器 9 に流入した低圧冷媒は空調ケース 10 内の空気から吸熱して蒸発する。蒸発器 9 の出口は圧縮機 1 の吸入側に結合され、上記したサイクル構成部品によって閉回路を構成している。

【0046】

空調ケース 10 において、蒸発器 9 の上流側には送風機 11 が配置され、送風機 11 には遠心式送風ファン 12 と駆動用モータ 13 が備えられている。送風ファン 12 の吸入側には内外気切替箱 14 が配置され、この内外気切替箱 14 内の内外気切替ドア 14 a により外気導入口 14 b と内気導入口 14 c を開閉する。これにより、内外気切替箱 14 内に外気（車室外空気）または内気（車室内空気）が切替導入される。内外気切替ドア 14 a はサーボモータからなる電気駆動装置 14 e により駆動される。。

【0047】

空調装置通風系のうち、送風機 11 下流側に配置される空調ユニット 15 部は、通常、車室内前部の計器盤内側において車両幅方向の中央位置に配置され、送風機 11 部は空調ユニット 15 部に対して助手席側にオフセット配置される。

【0048】

空調ケース 10 内で、蒸発器 9 の下流側にはエアミックスドア 19 が配置されている。このエアミックスドア 19 の下流側には車両エンジン 4 の温水（冷却水）を熱源として空気を加熱する暖房用熱交換器として温水式ヒータコア 20 が設置されている。

【0049】

そして、この温水式ヒータコア 20 の側方（上方部）には、温水式ヒータコア 20 をバイパスして空気（冷風）を流すバイパス通路 21 が形成されている。エアミックスドア 19 は回動可能な板状ドアであり、サーボモータからなる電気駆動装置 22 により駆動される。

【0050】

エアミックスドア 19 は、温水式ヒータコア 20 を通過する温風とバイパス通路 21 を通過する冷風との風量割合を調整するものであって、この冷温風の風量割合の調整により車室内への吹出空気温度を調整する。従って、本例においてはエアミックスドア 19 により車室内への吹出空気の温度調整手段が構成される。

【0051】

温水式ヒータコア 20 の下流側には下側から上方へ延びる温風通路 23 が形成され、この温風通路 23 からの温風とバイパス通路 21 からの冷風が空気混合部 24 で混合して、所望温度の空気を作り出すことができる。

【0052】

10

20

30

40

50

さらに、空調ケース 10 内で、空気混合部 24 の下流側に吹出モード切替部が構成されている。すなわち、空調ケース 10 の上面部にはデフロスタ開口部 25 が形成され、このデフロスタ開口部 25 は図示しないデフロスタダクトを介して車両フロントガラス内面に空気を吹き出すものである。デフロスタ開口部 25 は、回動自在な板状のデフロスタドア 26 により開閉される。

【0053】

また、空調ケース 10 の上面部で、デフロスタ開口部 25 より車両後方側の部位にフェイス開口部 27 が形成され、このフェイス開口部 27 は図示しないフェイスダクトを介して車室内乗員の上半身に向けて空気を吹き出すものである。フェイス開口部 27 は回動自在な板状のフェイスドア 28 により開閉される。

10

【0054】

また、空調ケース 10 において、フェイス開口部 27 の下側部位にフット開口部 29 が形成され、このフット開口部 29 は車室内乗員の足元に向けて空気を吹き出すものである。フット開口部 29 は回動自在な板状のフットドア 30 により開閉される。

【0055】

上記した吹出モードドア 26、28、30 は共通のリンク機構（図示せず）に連結され、このリンク機構を介してサーボモータからなる電気駆動装置 31 により駆動される。

【0056】

蒸発器 9 の温度センサ 32 は空調ケース 10 内で蒸発器 9 の空気吹出直後の部位に配置され、蒸発器吹出温度 T_e を検出する。ここで、蒸発器 9 の温度センサ 32 の検出信号は通常の空調装置と同様に、圧縮機 1 の吐出容量を可変制御して蒸発器吹出温度 T_e を目標蒸発器温度 T_{EO} に維持するために使用される。

20

【0057】

空調用電子制御装置 5 には、上記温度センサ 32 の他に、空調制御のために、内気温 T_r 、外気温 T_{am} 、日射量 T_s 、温水温度 T_w 等を検出する周知のセンサ群 35 から検出信号が入力される。また、車室内計器盤近傍に設置される空調制御パネル 36 には乗員により手動操作される操作スイッチ群 37 が備えられ、この操作スイッチ群 37 の操作信号も空調用電子制御装置 5 に入力される。

【0058】

この操作スイッチ群 37 としては、温度設定信号 T_{set} を発生する温度設定スイッチ 37a、風量切替信号を発生する風量スイッチ 37b、吹出モード信号を発生する吹出モードスイッチ 37c、内外気切替信号を発生する内外気切替スイッチ 37d、圧縮機 1 のオンオフ信号を発生するエアコンスイッチ 37e 等が設けられている。

30

【0059】

ここで、エアコンスイッチ 37e からオフ信号が出ると、圧縮機 1 は制御装置 5 により強制的に最小容量の状態にされる。また、エアコンスイッチ 37e からオン信号が出ると、圧縮機 1 は制御装置 5 により制御された吐出容量で作動するようになっている。

【0060】

さらに、空調用電子制御装置 5 はエンジン用電子制御装置 38 に接続されており、エンジン用電子制御装置 38 から空調用電子制御装置 5 には車両エンジン 4 の回転数信号、車速信号等が入力される。

40

【0061】

エンジン用電子制御装置 38 は周知のごとく車両エンジン 4 の運転状況等を検出するセンサ群（図示せず）からの信号に基づいて車両エンジン 4 への燃料噴射量、点火時期等を総合的に制御するものである。さらに、本発明の対象とするエコラン車、ハイブリッド車においては、車両エンジン 4 の回転数信号、車速信号、ブレーキ信号等に基づいて停車状態を判定すると、エンジン用電子制御装置 38 は、点火装置の電源遮断、燃料噴射の停止等により車両エンジン 4 を自動的に停止させる。

【0062】

また、エンジン停止後、運転者の運転操作により車両が停車状態から発進状態に移行する

50

と、エンジン用電子制御装置 38 は車両の発進状態をアクセル信号等に基づいて判定して、車両エンジン 4 を自動的に始動させる。なお、空調用電子制御装置 5 は、車両エンジン 4 の停止後（圧縮機 1 の停止後）に蒸発器吹出温度 T_e が所定温度以上に上昇する等を判定してエンジン再稼働要求の信号を出力する。

【0063】

空調用電子制御装置 5 およびエンジン用電子制御装置 38 は CPU、ROM、RAM 等からなる周知のマイクロコンピュータと、その周辺回路にて構成されるものである。

【0064】

次に、上記構成において第 1 実施形態の作動を説明する。最初に、図 1 に示す車両用空調装置全体の概略作動を説明すると、車両走行時には車両エンジン 4 により圧縮機 1 が駆動され、圧縮機 1 の吐出冷媒が冷凍サイクル R 内を循環する。そして、膨張弁 8 にて減圧された低温低圧の気液 2 相冷媒が蒸発器 9 に流入し、この低圧冷媒が蒸発器 9 にて送風機 11 の送風空気から吸熱して蒸発することにより送風空気が冷却、除湿され、冷風となる。

【0065】

蒸発器 9 の吹出温度 T_e は、後述するように圧縮機 1 の吐出容量の可変制御により目標蒸発器温度 T_{EO} となるように制御される。そして、蒸発器 9 通過後の冷風はエアミックスドア 19 の開度に従って、ヒータコア 20 の通風路とバイパス通路 21 とに振り分けられ、温度調整される。この温度調整後の空調風がデフロスタ開口部 25、フェイス開口部 27 またはフット開口部 29 から車室内へ吹き出して、車室内を空調する。

【0066】

一方、車両が走行状態から停止すると、エンジン用電子制御装置 38 が停車状態を判定して、車両エンジン 4 を自動的に停止する。これにより、圧縮機 1 も停止状態となり、蒸発器 9 における冷媒の蒸発冷却作用が停止される。しかし、しばらくの間は蒸発器 9 の熱容量、蒸発器凝縮水の蒸発等により送風空気の冷却を続行できる。

【0067】

そして、車両が停車状態から発進状態に移行すると、エンジン用電子制御装置 38 は車両の発進状態をアクセル信号等に基づいて判定して、車両エンジン 4 を自動的に始動させ、車両は走行状態に移行する。これにより、圧縮機 1 が再起動し、蒸発器 9 の冷却作用が再開される。

【0068】

また、車両エンジン 4（圧縮機 1）の停止後、蒸発器吹出温度 T_e が所定温度以上に上昇すると、この温度上昇を空調用電子制御装置 5 にて判定し、空調用電子制御装置 5 からエンジン用電子制御装置 38 に車両エンジン 4 の再稼働要求の信号を出力する。これにより、エンジン用電子制御装置 38 は車両エンジン 4 を始動させ、圧縮機 1 を再起動する。

【0069】

次に、第 1 実施形態による圧縮機 1 の吐出容量制御を図 2 により具体的に説明する。図 2 は空調用電子制御装置 5 のマイクロコンピュータにより実行される空調全体制御の中で、可変容量型圧縮機 1 の電磁式容量制御機構 1a の制御電流 I_n を演算するためのフローチャートである。

【0070】

図中、 I_n は、最終決定された制御電流値であり、本発明の可変出力値に相当する。また、 I'_n は、仮の制御電流値（仮の可変出力値）である。 E_n は、蒸発器 9 の実際の吹出温度 T_e と目標蒸発器温度 T_{EO} との偏差であり、 $E_n = T_e - T_{EO}$ とする。また、各符号の添え字 n は今回の算出値を示し、添え字 $n - 1$ は前回の算出値を示す。

【0071】

また、目標蒸発器温度 T_{EO} は蒸発器 9 のフロスト防止のために、通常 0 よりも若干量高い温度に設定され、かつ、空調環境条件の変化に応じて可変される値である。目標蒸発器温度 T_{EO} は具体的には、例えば、車室内へ吹き出される空調風の目標吹出温度 T_{AO} と外気温 T_{am} とに基づいて決定される。図 3 は、空調風の目標吹出温度 T_{AO} の上昇につれて高くなるように決定される第 1 目標蒸発器温度 T_{EOa} の特性を示す。なお、第 1

10

20

30

40

50

目標蒸発器温度 T_{EOa} は、本例では 12°C が上限になっている。

【0072】

図4は外気温 T_{am} の変化に対応して決定される第2目標蒸発器温度 T_{EOb} であり、この T_{EOb} は外気温 T_{am} の中間温度域（例えば、 $18^{\circ}\text{C} \sim 25^{\circ}\text{C}$ ）では冷房、除湿の必要性が低下するので、高目の温度（例えば 12°C ）として、車両エンジン4の省動力を図る。一方、外気温 T_{am} が 25°C を越える夏期の高温時には冷房能力確保のため、 T_{EOb} を外気温 T_{am} の上昇に反比例して低下させる。また、外気温 T_{am} が 10°C より低くなる低温域では、窓ガラス曇り防止のための除湿能力確保のために、 T_{EOb} を外気温 T_{am} の低下とともに低下させる。

【0073】

そして、第1目標蒸発器温度 T_{EOa} と第2目標蒸発器温度 T_{EOb} を比較して低い方の温度を最終的に目標蒸発器温度 T_{EO} として決定する。

【0074】

また、車室内へ吹き出される空調風の目標吹出温度 T_{AO} は、空調熱負荷条件の変動にかかわらず、車室内を温度設定スイッチ37aの設定温度 T_{set} に維持するために必要な吹出温度であり、周知のごとく、設定温度 T_{set} と、内気温 T_r と、外気温 T_{am} と、日射量 T_s とに基づいて算出できる。

【0075】

以下、図2により吐出容量制御のための制御電流 I_n の演算方法を具体的に説明すると、ステップS100にて、センサ群35のセンサ信号、操作スイッチ群37の操作信号、エンジン用電子制御装置38との通信による車両側運転状況の信号等を読み込む。

【0076】

次に、ステップS110にて、車両側の運転状況からみて圧縮機1の稼働許可状態にあるか判定する。具体的には、車両が走行状態にあれば、車両エンジン4が稼働状態にあるので、圧縮機1は稼働許可状態にあり、判定はYESとなる。また、車両が停車状態にあれば、車両エンジン4が停止状態にあるので、圧縮機1は稼働不能状態にあり、判定はNOとなる。

【0077】

ステップS110の判定がNOであるときはステップS120に進み、電磁式容量制御機構1aの制御電流 I_n を最小容量に対応する値とする。なお、本例では、制御電流 I_n が小さくなると圧縮機吐出容量が小容量側へ変化し、制御電流 I_n が大きくなると圧縮機吐出容量が大容量側へ変化するように電磁式容量制御機構1aが構成されている。従って、ステップS120では制御電流 $I_n = 0$ （零）Aとする。

【0078】

一方、ステップS110の判定がYESであるときはステップS130に進み、圧縮機1が稼働不能状態から稼働許可状態に移行したか判定する。この判定は、具体的には車両が停車状態から走行状態へ移行したかを判定する。従って、車両が停車状態から走行状態へ移行した直後のみ、ステップS130の判定がYESとなり、それ以外のとき、すなわち、車両の走行状態が継続されているとき、車両の停車状態が継続されているとき、および車両が走行状態から停車状態へ移行したときはいずれも、ステップS130の判定がNOとなる。

【0079】

従って、車両が停車状態から走行状態へ移行した直後、換言すると、圧縮機1が停止状態から再起動されるときは、その都度、ステップS140に進み、仮の制御電流値 I' （ n ）を所定値 I_o に初期化する。この所定値 I_o は具体的には、現時点（圧縮機1の再起動時点）の偏差 E_n の関数として決定される値であり、例えば、図5に示すように偏差 E_n の増大とともに所定値 I_o が増大するよう決定される。

【0080】

なお、図5の例では、圧縮機1の再起動時点の偏差 E_n が -5 以下となると、所定値 I_o が最小値の0（零）Aに維持され、偏差 E_n が -5 より大きくなると、所定値 I_o が

10

20

30

40

50

順次増大し、そして、偏差 E_n が 5 より増大すると、所定値 I_o が最大値（すなわち、制御電流 I_n の最大値）に維持される特性となっている。

【0081】

一方、車両が停車状態から走行状態へ移行した直後以外の状態にあるときは、常にステップ S_{130} の判定が NO となり、ステップ S_{150} に進み、仮の制御電流値 I'_n を、前回の仮の制御電流値 I'_{n-1} 、今回の偏差 E_n 、前回の偏差 E_{n-1} の関数として算出する。

【0082】

この仮の制御電流値 I'_n の算出はより具体的には、偏差 E_n に基づく比例積分制御の制御式（下記数式 1）により算出される。

【0083】

【数 1】

$$I'_n = I'_{n-1} + K_p \{ E_n - (E_n - 1) \} + \theta / T_i \cdot E_n$$

但し、 K_p : 比例定数

θ : サンプリング・タイム（例えば 1 秒）

T_i : 積分時間

なお、乗員が車両に乗車して、エアコンスイッチ $37e$ が投入され、圧縮機 1 の吐出容量が最初に立ち上がるは、数式 1 において前回の仮の制御電流値 I'_{n-1} が存在しないので、 I'_{n-1} として予め設定され、記憶されている所定値を適用する。そして、ステップ S_{140} において、仮の制御電流値 I'_n を所定値 I_o に初期化した後に、ステップ S_{150} で最初に I'_n を算出するときは、 $I'_{n-1} = I_o$ とする。

【0084】

次に、ステップ S_{160} にて偏差 $E_n (= T_e - T_{EO})$ の絶対値が所定値（例えば 3）より小さいか判定する。この判定は、実際の蒸発器吹出温度 T_e と目標蒸発器温度 T_{EO} との乖離程度を判定するものであり、この T_e と T_{EO} との乖離程度が大きいときはステップ S_{160} の判定が NO となり、ステップ S_{170} に進む。このステップ S_{170} では、偏差 E_n が所定値（例えば 3）より大きい判定し、この判定が YES のときは、 T_e が T_{EO} に対して高温側で大きく乖離している場合である。そこで、次のステップ S_{180} にて、制御電流値 I_n として最大容量に対応する最大電流値を算出する。

【0085】

また、ステップ S_{170} の判定が NO のときは、 T_e が T_{EO} に対して低温側で大きく乖離している場合であるため、ステップ S_{120} に進み、制御電流値 I_n として最小容量に対応する最小電流値（0 A）を算出する。

【0086】

一方、ステップ S_{160} にて偏差 E_n が所定値（例えば 3）より小さいと判定され、実際の蒸発器吹出温度 T_e が目標蒸発器温度 T_{EO} に近接しているときはステップ S_{190} に進み、制御電流値 I_n として、ステップ S_{150} にて算出された仮の制御電流値 I'_n を採用する。

【0087】

そして、次のステップ S_{200} にて、上記のステップ S_{120} 、 S_{180} 、 S_{190} のいずれかで決定された制御電流値 I_n を可変容量型圧縮機 1 の電磁式容量制御機構 1 a の電磁機構 1 b に出力する。これにより、電磁式容量制御機構 1 a では電磁機構 1 b に制御電流値 I_n に応じた電磁力が発生し、電磁機構 1 b の電磁力の変化によって制御弁体 1 c が変位する。この制御弁体 1 c の変位により圧縮機 1 の制御圧力が調整され、圧縮機 1 の吐出容量が調整される。

【0088】

なお、以上の説明から理解されるように、図 2 のステップ S_{120} 、 S_{150} 、 S_{180} にて、吐出容量の制御電流をそれぞれ異なる制御式にて算出する演算処理部を構成している。

【0089】

次に、本第 1 実施形態による圧縮機 1 の吐出容量制御の作用効果について説明する。

【0090】

(1) 蒸発器 9 の実際の吹出温度 T_e と目標蒸発器温度 T_{EO} との偏差 E_n が所定値より大きいとき、具体的には蒸発器 9 の実際の吹出温度 T_e が目標蒸発器温度 T_{EO} に対して 3 以上高いときは、ステップ S 160 からステップ S 180 に進み、制御電流 I_n を最大容量に対応する電流値として、圧縮機 1 の吐出容量を強制的に最大容量にする。

【0091】

これにより、圧縮機 1 の吸入圧、すなわち、蒸発器 9 の冷媒蒸発圧力を速やかに低下させて、蒸発器 9 の吹出温度 T_e を速やかに目標蒸発器温度 T_{EO} に近づけることができる。

【0092】

なお、蒸発器 9 の実際の吹出温度 T_e が目標蒸発器温度 T_{EO} に対して 3 以上低い状態が発生したときは、ステップ S 160 からステップ S 120 に進み、制御電流 I_n を最小容量に対応する電流値 (0 A) として、圧縮機 1 の吐出容量を強制的に最小容量にする。これにより、圧縮機 1 の吸入圧、すなわち、蒸発器 9 の冷媒蒸発圧力が速やかに上昇して、蒸発器 9 の吹出温度 T_e を速やかに目標蒸発器温度 T_{EO} に近づけることができる。

【0093】

(2) これに反し、蒸発器 9 の実際の吹出温度 T_e と目標蒸発器温度 T_{EO} との偏差 E_n が所定値より小さいときは、ステップ S 160 からステップ S 190 に進み、制御電流 I_n を比例積分制御の制御式 (数式 1) により算出される仮の制御電流 I'_n とする。

【0094】

ここで、仮の制御電流 I'_n は、偏差 E_n が所定値 (本例では 3) 以内となったとき、すなわち、実際の蒸発器吹出温度 T_e が目標蒸発器温度 T_{EO} に接近した状態のみに適用されるから、上記制御式 (数式 1) において、比例常数 K_p および積分時間 T_i を、実際の蒸発器吹出温度 T_e が目標蒸発器温度 T_{EO} に対してオーバシュートしないように安定性を重視した値を設定することができる。これにより、圧縮機 1 の起動時における蒸発器吹出温度 T_e のオーバシュートを低減できる。

【0095】

(3) ところで、圧縮機 1 の再起動時点での蒸発器吹出温度 T_e のオーバシュートは前述の図 7 に示すように、この再起動時点での偏差 E_n が大きいほどオーバシュートが増大する関係にある。

【0096】

そこで、この点に着目して、車両が停車状態 (エンジン 4 および圧縮機 1 の停止状態) から走行状態 (エンジン 4 および圧縮機 1 の稼働状態) に移行すると、その都度、ステップ S 130 からステップ S 140 に進み、仮の制御電流 I'_n をその時点 (圧縮機 1 の再起動時点) の偏差 E_n に対応した所定値 I_o (図 5 参照) に初期化している。

【0097】

これにより、偏差 E_n に対応した所定値 I_o を比例積分制御の制御式の $I'_n - 1$ の初期値として仮の制御電流 I'_n を算出できる。そのため、仮の制御電流 I'_n を比例積分制御の制御式により算出するに際して、圧縮機再起動時点での偏差 E_n に対応した、よりの確な値に算出できる。このことが、上記 (2) の作用による T_e のオーバシュート低減効果をより一層、向上できる。

【0098】

以上の結果、蒸発器 9 の吹出温度 T_e を速やかに目標蒸発器温度 T_{EO} に近づける追従性の確保 (上記 (1) の作用効果) と、蒸発器吹出温度 T_e のオーバシュートの低減 (上記 (2)、(3) の作用効果) との両立を実現できる。

【0099】

特に、停車時に車両エンジン 4 を自動的に停止する車両 (エコラン車等) においては、圧縮機 1 の停止、起動が頻繁に繰り返され、蒸発器吹出温度 T_e の低下、上昇が頻繁に繰り返されるので、上記追従性の確保によって冷房フィーリングを向上できると同時に、圧縮機動力の低減を図って車両エンジン 4 の燃費を低減できるという実用上の効果を顕著に発

10

20

30

40

50

揮できる。

【0100】

図8は本発明者による実験結果を示すものであり、運輸省規格の10・15モードにより車両を走行した場合における、車両エンジン4の回転数 N_e 、車速 V 、制御電流 I_n 、および蒸発器吹出温度 T_e の変動を示す。なお、目標蒸発器温度 T_{EO} は8 一定に維持されている場合を示す。横軸は時間(秒)である。

【0101】

図中、実線は上記第1実施形態の制御を採用した場合を示し、破線は従来の制御方法を採用した場合を示す。この従来の制御方法とは、前述のように、予め設定した比例積分制御の特定の1つの制御式により、常に偏差 E_n に基づいて制御電流 I_n を算出するものである。

10

【0102】

この特定の1つの制御式は、通常、夏期の冷房始動時(最大冷房負荷時)に要求される急速冷房能力を満足するように設定されるので、圧縮機1の再起動後、時間が十数秒程度時間が経過して、蒸発器吹出温度 T_e が目標蒸発器温度 T_{EO} にかなり接近してからでも制御電流 I_n が高いレベルに保持される。図中、a部はこの制御電流 I_n が第1実施形態よりも高いレベルに保持される期間であって、この期間aにおける過大な制御電流 I_n が原因となって、b部に示すように蒸発器吹出温度 T_e が目標蒸発器温度 T_{EO} よりも大幅に下回り、オーバーシュートを発生する。

【0103】

20

これに反し、上記第1実施形態の制御によると、前述の(2)(3)の理由により、期間aでは、前述の仮の制御電流 I'_n により制御電流 I_n が決定され、制御電流 I_n をc部に示すように従来の制御方法よりも小さい値に低減するから、蒸発器吹出温度 T_e のオーバーシュートを防止(d部参照)できる。しかも、上記第1実施形態の制御によると、圧縮機1の再起動後に偏差 E_n が所定値(3)より大きいと、e部に示すように制御電流 I_n を強制的に最大電流にするから、蒸発器吹出温度 T_e を目標蒸発器温度 T_{EO} に向かって急速に低下させることができる。

【0104】

(第2実施形態)

上記第1実施形態では、車両が停車状態(エンジン4および圧縮機1の停止状態)から走行状態(エンジン4および圧縮機1の稼働状態)に移行すると、その都度、ステップS130からステップS140に進み、仮の制御電流 I'_n をその時点(圧縮機1の再起動時点)の偏差 E_n に対応した所定値 I_o (図5参照)に初期化しているが、第2実施形態では、車両が停車状態から走行状態に移行した直後ではなく、圧縮機1の稼働後(再起動後)における偏差 E_n の推移に着目し、偏差 E_n が所定値以内となったときに仮の制御電流 I'_n を初期化するようにしており、この点が第1実施形態と相違する。

30

【0105】

図9は第2実施形態を示すフローチャートであり、第1実施形態の図2との相違点はステップS135と、ステップS145のみであり、他のステップは第1実施形態と同じであるので、説明を省略する。

40

【0106】

ステップS135では、圧縮機1の稼働後において、偏差 E_n の絶対値が3 より大きい状態から偏差 E_n の絶対値が3 より小さい状態に移行した1度目の時点であるかを判定する。そして、ステップS135の判定がYESであると、ステップS145に進み、仮の制御電流 I'_n を初期化する。

【0107】

この仮の制御電流 I'_n の初期化に当たり、第1実施形態では図5のように偏差 E_n のみにより初期化の所定値 I_o を決定しているが、第2実施形態では、図10に示すようにステップS145の初期化時点での現在の偏差 E_n と現在の目標吹出温度 T_{AO} の両方に基づいて初期化の所定値 I_o を決定するようにしている。

50

【0108】

ここで、目標吹出温度 T_{AO} は冷房熱負荷条件を表す代表的な情報であり、冷房熱負荷が大きい程 T_{AO} は低くなる。一方、実際の蒸発器吹出温度 T_e の挙動は冷房熱負荷条件の影響を受けるので、偏差 E_n と目標吹出温度 T_{AO} の両方に基づいて初期化の所定値 I_o を決定することにより、初期化時点での現在の偏差 E_n と現在の目標吹出温度 T_{AO} とに対応した、よりの確な所定値 I_o を決定できる。図10は、目標吹出温度 T_{AO} が低くなる程、換言すると、冷房熱負荷が大きい程、偏差 E_n がより小さくなるまで初期化の所定値 I_o を大きくしている。

【0109】

なお、冷房熱負荷条件を表す情報として、目標吹出温度 T_{AO} の代わりに外気温 T_{am} 、内気温 T_r 等を使用してもよい。

10

【0110】

第2実施形態のように、圧縮機1の稼働後（再起動後）における偏差 E_n が所定値以内となったときに仮の制御電流 I'_n を初期化するようにしても、第1実施形態と同様に蒸発器吹出温度 T_e の追従性の確保とオーバシュート低減の両立を実現できる。

【0111】

（第3実施形態）

図11は第3実施形態であり、蒸発器9の空気流れ下流側に蓄冷器40を配置し、この蓄冷器40を、蓄冷材を封入した複数のチューブ状部材を有する熱交換器構造により構成し、蓄冷材として凝固温度が8℃付近のパラフィン等を用いる。

20

【0112】

車両走行時（圧縮機1の稼働時）に、蒸発器9の吹出空気（冷風）が蓄冷器40の複数のチューブ状部材相互間を通過することにより、蓄冷材が冷却されて凝固する。従って、蓄冷材に凝固潜熱を蓄冷することができる。

【0113】

そして、停車時には、圧縮機1が停止され、蒸発器9の冷却作用が停止しても、蓄冷材の融解潜熱を送風空気から吸熱して送風空気を冷却できるので、圧縮機1が停止していても、車室内を冷房できる時間を蓄冷器40の放冷作用により延ばすことができる。

【0114】

なお、エアミックスドア19の開度は、蒸発器9の吹出空気温度 T_e でなく、蓄冷器40の吹出空気温度 T_c に基づいて制御する必要があるので、第3実施形態では蓄冷器40の吹出空気温度 T_c を検出する温度センサ41を追加設置している。

30

【0115】

第3実施形態によると、蓄冷器40の蓄冷材の蓄冷制御のために、蒸発器9の吹出空気温度 T_e を圧縮機1の容量制御により制御することになるが、この蓄冷材の蓄冷制御のための容量制御においても、図2（第1実施形態）あるいは図9（第2実施形態）の容量制御方法を適用することにより、同様の作用効果を発揮できる。

【0116】

（他の実施形態）

なお、本発明は上述の実施形態に限定されることなく、以下のごとく種々変形可能である。

40

【0117】

▲1▼上述の実施形態では、圧縮機1の吐出容量制御のための可変出力値として制御電流 I_n を算出しているが、圧縮機1の容量制御機構1aの構成の変化に応じて、制御電流 I_n の代わりに、制御電圧等を算出するようにしてもよい。

【0118】

▲2▼上述の実施形態では、吸入圧が目標圧力となるように圧縮機1の吐出容量を可変制御しているが、吐出容量制御の他の方式として、電磁式容量制御機構1aの制御電流 I_n により圧縮機1の吐出流量の目標流量を設定し、実際の吐出流量がこの目標流量となるように圧縮機1の吐出容量を制御するものも知られている（特開2001-107854号

50

公報等)。このように圧縮機 1 の吐出容量により圧縮機 1 の吐出流量を制御する方式にも本発明は同様に適用できる。

【0119】

▲3▼上述の実施形態では、蒸発器 9 の温度を検出する温度検出手段として、蒸発器吹出空気温度 T_e を検出する温度センサ 32 を用いているが、蒸発器 9 の温度検出手段として、蒸発器 9 の冷媒通路壁面温度やフィン表面温度を検出する温度センサを用いてもよい。

【0120】

同様に、第 3 実施形態の蓄冷器 40 の温度を検出する温度検出手段として、蓄冷器 40 の吹出空気温度 T_c を検出する温度センサ 33 の代わりに、蓄冷器 40 の壁面温度やフィン表面温度を検出する温度センサを用いてもよい。

10

【0121】

▲4▼上述の実施形態では、目標蒸発器温度 T_{EO} を図 3、図 4 に示すように、目標吹出温度 T_{AO} および外気温 T_{am} に基づいて算出しているが、これら T_{AO} 、 T_{am} 以外に、車室内湿度、蒸発器吸い込み空気の湿度等に基づいて目標蒸発器温度 T_{EO} を算出するようにしてもよい。これによれば、圧縮機 1 の吐出流量制御にて車室内吹出空気の湿度制御を行って、車両窓ガラスの防曇性向上、車室内の快適性向上を図ることができる。

【0122】

▲5▼上述の実施形態では、エアミックスドア 19 により冷温風の風量割合を調整して、車室内への吹出空気温度を調整する場合について説明したが、車両用空調装置では、ヒータコア 20 の温水流量（または温水温度）を調整する温水弁を温水回路に備え、この温水弁の開度調整によりヒータコア 20 の温水流量（または温水温度）を調整してヒータコア 20 の加熱能力を調整し、これにより、車室内への吹出空気温度を調整するタイプのものも知られている。このようなタイプの車両用空調装置に本発明を同様に適用できることはもちろんである。

20

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の第 1 実施形態の全体システム図である。

【図 2】第 1 実施形態による圧縮機の吐出容量制御を示すフローチャートである。

【図 3】第 1 実施形態における目標蒸発器温度を例示する特性図である。

【図 4】第 1 実施形態における目標蒸発器温度を例示する特性図である。

【図 5】第 1 実施形態における吐出容量の制御電流の初期化を例示する特性図である。

30

【図 6】第 1 実施形態と従来技術の蒸発器吹出空気温度の変化を比較して示す作動説明図である。

【図 7】従来技術における蒸発器吹出空気温度のオーバーシュートを示す作動説明図である。

【図 8】第 1 実施形態と従来技術の蒸発器吹出空気温度の変化を比較して示す実験結果のグラフである。

【図 9】第 2 実施形態による吐出容量制御を示すフローチャートである。

【図 10】第 2 実施形態における吐出容量の制御電流の初期化を例示する特性図である。

【図 11】第 3 実施形態の全体システム図である。

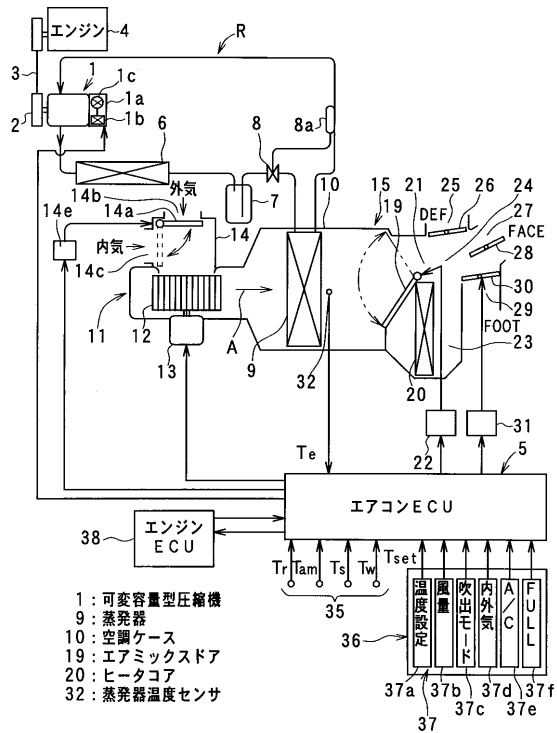
【符号の説明】

40

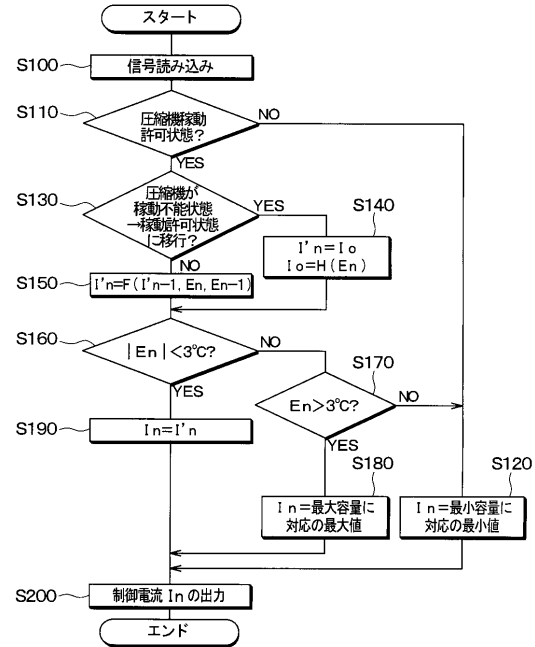
1 ... 可変容量型圧縮機、1a ... 容量制御機構、4 ... 車両エンジン、

5 ... 空調用電子制御装置（制御手段）、9 ... 蒸発器。

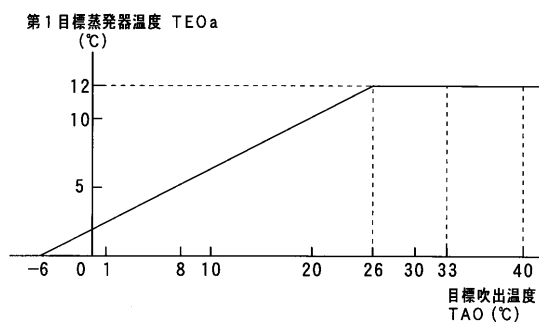
【 図 1 】



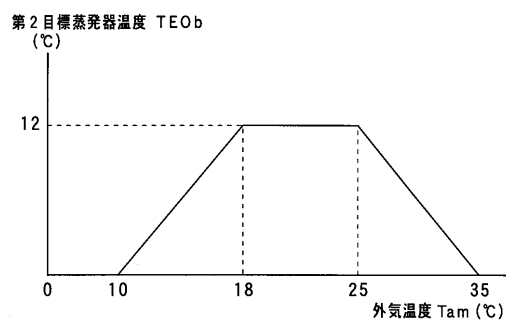
【 図 2 】



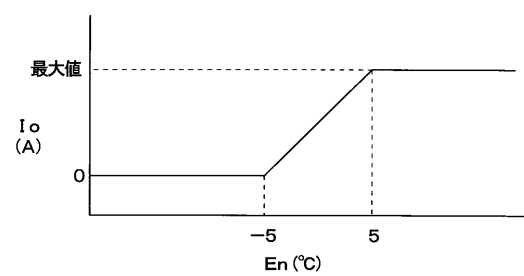
【圖 3】



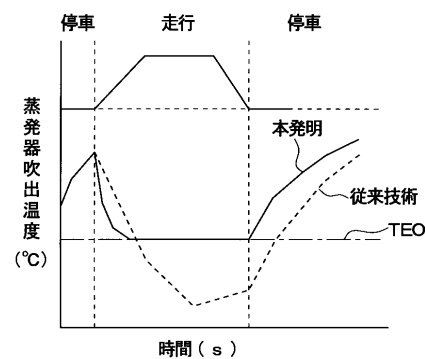
【 図 4 】



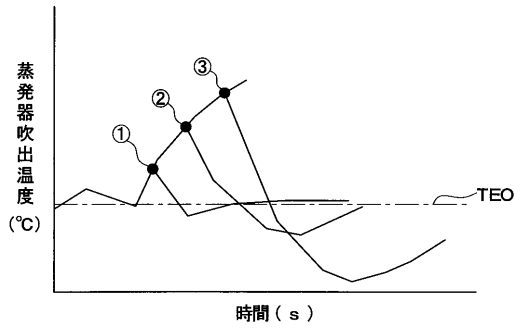
【 図 5 】



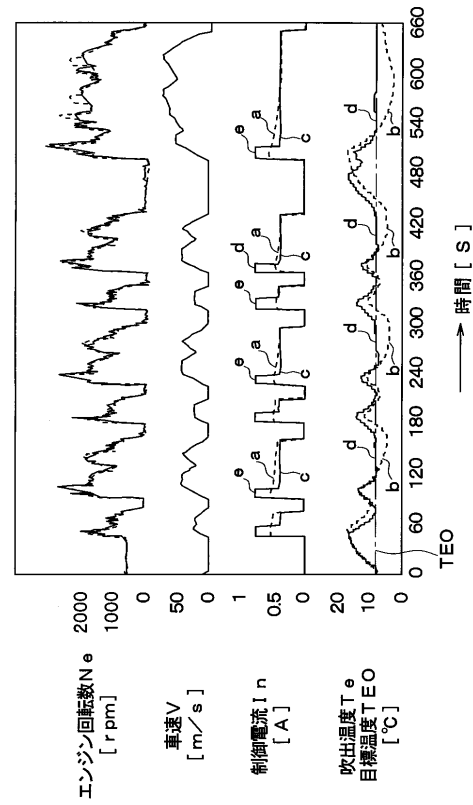
【 図 6 】



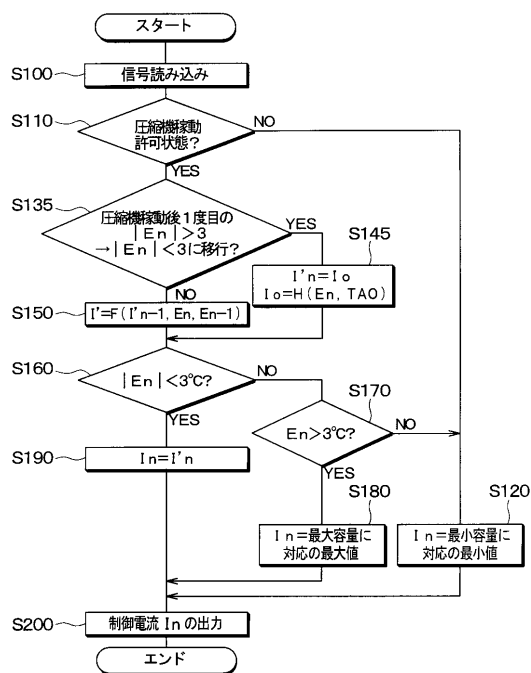
【図 7】



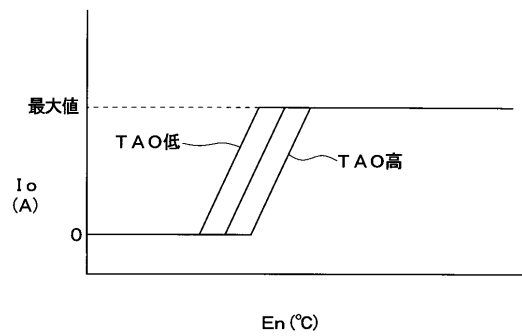
【図 8】



【図 9】



【図 10】



フロントページの続き

(72)発明者 北村 圭一
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

合議体

審判長 岡本 昌直

審判官 佐野 遵

審判官 豊島 唯

(56)参考文献 特開平11-78510(JP,A)
特開昭63-207716(JP,A)
特開2000-318431(JP,A)
特開2000-85338(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
B60H1/32