

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4655893号  
(P4655893)

(45) 発行日 平成23年3月23日(2011.3.23)

(24) 登録日 平成23年1月7日(2011.1.7)

(51) Int.Cl.

F 1

B 6 0 H 1/32 (2006.01)

B 6 0 H 1/32 6 2 4 Z

請求項の数 5 (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願2005-322889 (P2005-322889)  
 (22) 出願日 平成17年11月7日(2005.11.7)  
 (65) 公開番号 特開2007-126106 (P2007-126106A)  
 (43) 公開日 平成19年5月24日(2007.5.24)  
 審査請求日 平成19年12月25日(2007.12.25)

(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 100106149  
 弁理士 矢作 和行  
 (72) 発明者 澤田 佳克  
 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 土方 康種  
 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 田中 宏昌  
 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】 車両用冷凍サイクル装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車室内への送風空気を冷却する蒸発器(6)と、  
 動力伝達手段(10)を介して車両エンジン(11)により駆動され、前記蒸発器(6)  
 で蒸発したガス冷媒を吸入して圧縮する圧縮機(2)と、  
 前記圧縮機(2)の吸入圧力を所定吸入圧力以上に維持するようにして、外部(14)  
 からの制御信号(Ic)により前記圧縮機(2)の容量を可変する容量可変機構(15)  
 とを備える車両用冷凍サイクル装置において、  
 前記車両エンジン(11)の加速状態を判定する判定手段(S110)と、  
 前記蒸発器(6)の熱負荷を検出する検出手段(13)と、  
 前記検出手段(13)で得られた前記熱負荷に応じて、前記車両エンジン(11)に対  
 する前記圧縮機(2)の駆動動力を低減して前記車両エンジン(11)の加速性を確保す  
 ると共に、冷房性能の悪化分を許容し得る前記圧縮機(2)の許容容量とする最小制御信  
 号(Icmin)を決定する決定手段(S120)と、

前記判定手段(S110)により前記車両エンジン(11)の加速状態が判定されると  
 、前記容量可変機構(15)への前記制御信号(Ic)を、前記決定手段(S120)に  
 よって決定された前記最小制御信号(Icmin)の値に低下させて、その後に、前記加  
 速状態判定前の制御信号(Ic)の値に順次復帰させる低下復帰手段(S130、S14  
 0)とを備えることを特徴とする車両用冷凍サイクル装置。

【請求項2】

前記決定手段（Ｓ１２０）は、前記熱負荷が大きいほど、前記最小制御信号（ $I_{cmin}$ ）を小さく決定することを特徴とする請求項１に記載の車両用冷凍サイクル装置。

【請求項３】

前記決定手段（Ｓ１２０）は、前記熱負荷が所定熱負荷より大きい場合は、前記最小制御信号（ $I_{cmin}$ ）の低下率を小さく決定することを特徴とする請求項２に記載の車両用冷凍サイクル装置。

【請求項４】

前記熱負荷は、前記蒸発器（６）によって冷却された前記送風空気の蒸発器後温度（ $T_e$ ）、あるいは前記圧縮機（２）の吸入圧力で把握されることを特徴とする請求項１～請求項３のいずれか１つに記載の車両用冷凍サイクル装置。

10

【請求項５】

前記動力伝達手段（１０）は、前記車両エンジン（１１）と前記圧縮機（２）とを、常時接続状態とすることを特徴とする請求項１～請求項４のいずれか１つに記載の車両用冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【０００１】

本発明は、車両エンジンにより駆動されて冷媒を圧縮する圧縮機の容量制御を行う車両用冷凍サイクル装置において、車両エンジンの加速性向上と冷房性能の確保との両立を図るための制御システムに関するものである。

20

【背景技術】

【０００２】

従来の車両用冷凍サイクル装置として、例えば特許文献１に示されるものが知られている。即ち、この冷凍サイクル装置においては、圧縮機は外部からの制御信号により容量が可変される容量可変機構を備えており、車両エンジンが加速状態であると判定されると、所定時間だけ圧縮機を停止し、その後に、容量可変機構を部分容量の状態に設定して圧縮機を部分容量で運転し、更に、この部分容量で運転した後に、１００％容量で運転するようにしている。

【０００３】

これにより、車両エンジンの加速開始直後において、車両エンジンの圧縮機駆動動力をゼロにして、車両の加速性を向上させると共に、圧縮機の部分容量の運転により、サイクル内の循環冷媒流量をある程度確保して、車室内への吹出し温度の上昇を僅少に抑えるようにしている。そして、圧縮機の部分容量運転の後に１００％容量運転に移行することで、冷房性能をスムーズに回復させるようにしている。

30

【特許文献１】特開２０００－３３５２３２号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【０００４】

しかしながら、上記のような制御を、吸入圧力が所定吸入圧力に維持されつつ、容量可変が行われる吸入圧制御仕様の圧縮機に適用した場合、吸入圧力を制御する容量可変機構の特性から、以下のような問題が生じる。

40

【０００５】

斜板型可変容量圧縮機２では、図８に示すように、斜板２１の背面に位置するクランク室２２の圧力を容量可変機構（制御弁）１５で調節することにより斜板２１の傾きを変化させ、圧縮機２の吐出容量を制御する。本件のような吸入圧制御仕様の圧縮機２の場合、図９に示すように、容量可変機構１５において、制御電流による電磁コイル１５ａの推力（黒矢印）と、吸入室２３からの吸入圧 $P_s$ （白矢印）とのバランスにより、クランク室２２と吐出室２４との通路２５に位置する弁体１５ｂの開度を変え、クランク室２２内の圧力 $P_c$ を調節する。即ち、吸入圧 $P_s$ が狙い値よりも大きいと弁体１５ｂは閉じる方向に動き、吐出室２４からクランク室２２への通路２５が遮断され吐出容量が大きくなり、

50

吸入圧  $P_s$  は下がる。逆に吸入圧  $P_s$  が狙い値よりも小さい時は、弁体 15 b は開き、吐出室 24 からの高圧圧力がクランク室 22 へ流れ込み吐出容量が下がり、吸入圧  $P_s$  は上がる。その結果、吸入圧  $P_s$  を自律的に所定の狙い値に維持することができる。

【0006】

吸入圧制御仕様の圧縮機 2 は上記の特性を持つため、制御電流値が同じでも、蒸発器の熱負荷によっては狙いの吸入圧  $P_s$  にするために必要な圧縮機 2 の吐出容量が異なり、圧縮機 2 の動力も異なる。例えば熱負荷が小さい時には吸入圧  $P_s$  は低くなるため吐出容量は少なく済み、圧縮機 2 の動力も小さい。逆に熱負荷が大きい時には吸入圧  $P_s$  は高くなり、狙いの吸入圧  $P_s$  にするために吐出容量は多く必要で、動力も大きい。

【0007】

そのため、本件のような加速制御を行う場合でも、熱負荷が異なると、制御電流低下時の動力が一意に決まらないため、狙いの省動力が得られない。即ち、熱負荷が小さい時には制御電流低下時に吐出容量が下がりすぎ、その後加速制御前の吐出容量に戻すのに時間がかかり吹出し温度が上昇するため乗客が不快感を感じる。また逆に熱負荷が大きい時には、制御電流低下時に吐出容量が十分に下がらないため、車両エンジンの省動力にならない。

【0008】

本発明の目的は、上記問題に鑑み、吸入圧制御仕様の圧縮機を用いる場合に、車両エンジンの加速性の向上と冷房性能の確保の両立を可能とする車両用冷凍サイクル装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0009】

本発明は上記目的を達成するために、以下の技術的手段を採用する。

【0010】

請求項 1 に記載の発明では、車室内への送風空気を冷却する蒸発器 (6) と、動力伝達手段 (10) を介して車両エンジン (11) により駆動され、蒸発器 (6) で蒸発したガス冷媒を吸入して圧縮する圧縮機 (2) と、圧縮機 (2) の吸入圧力を所定吸入圧力以上に維持するようにして、外部 (14) からの制御信号 (Ic) により圧縮機 (2) の容量を可変する容量可変機構 (15) とを備える車両用冷凍サイクル装置において、

車両エンジン (11) の加速状態を判定する判定手段 (S110) と、蒸発器 (6) の熱負荷を検出する検出手段 (13) と、検出手段 (13) で得られた熱負荷に応じて、車両エンジン (11) に対する圧縮機 (2) の駆動動力を低減して車両エンジン (11) の加速性を確保すると共に、冷房性能の悪化分を許容し得る圧縮機 (2) の許容容量とする最小制御信号 (Icmin) を決定する決定手段 (S120) と、判定手段 (S110) により車両エンジン (11) の加速状態が判定されると、容量可変機構 (15) への制御信号 (Ic) を、決定手段 (S120) によって決定された最小制御信号 (Icmin) の値に低下させて、その後、加速状態判定前の制御信号 (Ic) の値に順次復帰させる低下復帰手段 (S130、S140) とを備えることを特徴としている。

【0011】

これにより、蒸発器 (6) の熱負荷に応じた圧縮機 (2) の容量可変を行う形となるので、容量可変機構 (15) による吸入圧力維持のための容量可変に引きずられることがなくなり、最小制御信号 (Icmin) に応じた容量の低下、および元の容量への復帰が確実に成され、吸入圧制御仕様の圧縮機 (2) を用いる場合でも、車両エンジン (11) の加速性の向上と冷房性能の確保の両立を可能とすることができる。

【0012】

請求項 2 に記載の発明では、決定手段 (S120) は、熱負荷が大きいほど、最小制御信号 (Icmin) を小さく決定することを特徴としている。

【0013】

吸入圧力を所定吸入圧力に維持しようとする吸入圧制御仕様の圧縮機 (2) においては、吸入圧力が低いほど、容量を増加させる際の制御信号 (Ic) は大きく必要とし、逆に

10

20

30

40

50

、吸入圧力が高いほど、容量を増加させるための制御信号（ $I_c$ ）は小さくて良いものとなっている。吸入圧力は蒸発器（６）の熱負荷に相関するものであるので、熱負荷が大きいほど最小制御信号（ $I_{cmin}$ ）を小さく決定することで、上記吸入圧制御仕様の圧縮機（２）の特性に応じた、加速状態判定時の制御が可能となる。

【００１４】

請求項３に記載の発明では、決定手段（ $S120$ ）は、熱負荷が所定熱負荷より大きい場合は、最小制御信号（ $I_{cmin}$ ）の低下率を小さく決定することを特徴としている。

【００１５】

これにより、熱負荷が高い条件では制御信号（ $I_c$ ）を下げすぎることがなくなるので、加速状態判定後の制御において冷房性能が悪化しすぎるのを防止できる。

10

【００１６】

請求項４に記載の発明では、熱負荷は、蒸発器（６）によって冷却された送風空気の蒸発器後温度（ $T_e$ ）、あるいは圧縮機（２）の吸入圧力で把握されることを特徴としている。

【００１７】

請求項５に記載の発明では、動力伝達手段（１０）は、車両エンジン（１１）と圧縮機（２）とを、常時接続状態とすることを特徴としている。

【００１８】

容量可変機構（１５）を有する圧縮機（２）においては、容量をゼロ近傍に可変することで、車両エンジン（１１）にとっては圧縮機駆動動力をほぼゼロにすることができ、クラッチ機構を不要として、常時接続状態を可能とする。

20

【００１９】

尚、上記各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態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】

【００２０】

以下、本発明を図に示す実施形態について説明する。

【００２１】

（第１実施形態）

図１は、本発明の第１実施形態を示す全体構成図であり、冷凍サイクル１には冷媒を吸入、圧縮、吐出する圧縮機２が備えられている。圧縮機２は、後述する電子制御装置（本発明における外部に対応）１４からの制御信号（具体的には制御電流 $I_c$ ）により電氣的に制御される容量可変機構１５を備える斜板型可変容量式の吸入圧制御仕様のものとなっており、上記「課題」の項で説明したものと同一である。容量可変機構１５への制御電流 $I_c$ を大きくするほど、吐出容量は大きくなり、吐出容量は、ほぼゼロ容量～１００％容量へ連続的に切替え可能となっている。この圧縮機２から吐出された高温、高圧の過熱ガス冷媒は凝縮器３に流入し、ここで、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媒は冷却されて凝縮する。

30

【００２２】

凝縮器３で凝縮した冷媒は次に受液器４に流入し、受液器４の内部で冷媒の気液が分離され、冷凍サイクル１内の余剰冷媒（液冷媒）が受液器４内に蓄えられる。この受液器４からの液冷媒は膨張弁（減圧手段）５により低圧に減圧され、気液２相状態となる。この膨張弁５からの低圧冷媒は蒸発器６に流入する。この蒸発器６は車両用空調装置の空調ダクト（空調ケース）７内に設置され、蒸発器６に流入した低圧冷媒は空調ダクト７内の送風空気から吸熱して蒸発する。

40

【００２３】

膨張弁５は蒸発器６の出口冷媒の温度を感知する感温筒５aを有する温度式膨張弁であり、蒸発器６の出口冷媒の過熱度を所定値に維持するように弁開度（冷媒流量）を調整する。上記したサイクル構成部品（１～６）の間はそれぞれ冷媒配管８によって結合され、閉回路を構成している。また、圧縮機２はベルト（本発明における動力伝達手段に対応）

50

１０を介して車両走行用エンジン（以下、エンジン）１１により駆動される。

【００２４】

空調ダクト７の上流側には送風機１２が備えられており、周知の内外気切替え箱（図示せず）から吸入された車室内の空気（内気）または車室外の空気（外気）は送風機１２により空調ダクト７内を送風される。この送風空気は蒸発器６を通過して冷却された後に、図示しない温水式ヒータコア（加熱手段）部で加熱量が調節されて温度調節される。この温度調節された空気が空調ダクト７の空気下流端に設けられたフェイス吹出し口、フット吹出し口、およびデフロスタ吹出し口のうち、いずれか１つまたは複数の吹出し口から車室内へ吹出す。

【００２５】

また、空調ダクト７内のうち、蒸発器６の空気吹出し直後の部位には、蒸発器６を通過した直後の空気温度（以下、蒸発器後温度 $T_e$ ）を検出する蒸発器後温度センサ（本発明における検出手段に対応）１３が設けられている。蒸発器後温度センサ１３によって検出された温度信号（蒸発器後温度 $T_e$ ）は、後述する電子制御装置１４に入力される。

【００２６】

次に、本実施形態の制御系を前述の図１に基づいて説明すると、電子制御装置（以下、ＥＣＵ）１４は、図示しない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って、ＥＣＵ１４の入力端子には、前述の蒸発器後温度センサ１３の他に、空調制御に必要な情報を検出する各種センサ１６が接続される。

【００２７】

この各種センサ１６は、具体的には、車室内温度（内気温度）の検出手段である内気温センサ、車室外温度（外気温度）の検出手段である外気温センサ、車室内に入射する日射量の検出手段である日射センサ、温水式ヒータコアの温水温度の検出手段である水温センサ等である。更に、エンジン１１の加速状態（高負荷状態）の検出手段として、本例では、エンジン１１のスロットル開度に応じた信号を発生するスロットルセンサ１７がＥＣＵ１４の入力端子に接続される。

【００２８】

また、ＥＣＵ１４の入力端子には、車室内の計器盤周辺に設置され、乗員により操作される空調操作パネル１８の各種操作スイッチが接続される。この空調操作パネル１８の各種操作スイッチとしては、空調の自動制御を設定するオートスイッチ、車室内の設定温度を設定するための温度設定スイッチ、風量切替えスイッチ、内外気切替えスイッチ、吹出しモード切替えスイッチ、圧縮機２の作動オンオフ（吐出容量を任意の値とするかゼロとする）用のエアコンスイッチ等が設けられる。

【００２９】

そして、ＥＣＵ１４のＲＯＭには、予め図２に示す制御マップが記憶されている。この制御マップは、蒸発器６の熱負荷を蒸発器後温度 $T_e$ として捉えた時の、蒸発器後温度 $T_e$ と容量可変機構１５に付加する制御電流 $I_c$ とを関係付けたものであり、後述するエンジン１１の加速状態判定時の圧縮機２の吐出容量制御に使用されるものとしている。

【００３０】

制御マップは、蒸発器６の蒸発器後温度 $T_e$ （例えば送風機１２の風量を $L_o$ 、 $M_2$ 、 $M_4$ 、 $H_i$ の順に高くした時の４段階に設定）に対して、制御電流 $I_c$ を通常作動時から低下させた時に、圧縮機２の吐出容量低下に基づくトルク低下量が所定量（ $2N$ ）以上となり、かつ、車室内への吹出し温度の上昇量が所定量（ $3$ ）以下となる時の制御電流 $I_c$ を捉えて、蒸発器後温度 $T_e$ との関係付けをしたものである。尚、図３は、熱負荷 $H_i$ の場合における制御電流 $I_c$ 、圧縮機２のトルク、車室内への吹出し温度の変化を示したものである。

【００３１】

上記圧縮機２のトルク低下の所定量（ $2N$ ）は、エンジン１１に対する圧縮機駆動動力を低減してエンジン１１の加速性を確保するために必要とされる値として決定している。

10

20

30

40

50

また、車室内への吹出し温度上昇の所定量（3）は、冷房性能の悪化分を許容しうるものとして決定している。この制御マップによって、蒸発器後温度 $T_e$ に対する制御電流 $I_c$ を最小制御電流 $I_{cmin}$ として算出する。即ち、この制御マップは、請求項1で示した、「熱負荷に応じた圧縮機2の許容容量とする最小制御信号（ $I_{cmin}$ ）を決定する」ものである。

【0032】

制御マップにおいては、蒸発器後温度 $T_e$ が大きいほど、制御電流 $I_c$ が小さく設定されるが、ここでは、蒸発器後温度 $T_e$ が8 近傍以上（所定熱負荷より大きい領域）では、一定となるように（低下率が小さくなるように）している。

【0033】

次に、本実施形態の作動を図4～図6に基づいて説明する。図4はECU14のマイクロコンピュータにより実行される制御処理を示すフローチャート、図5は制御電流 $I_c$ の変化を示すタイムチャート、図6は圧縮機2の動力の変化を示すタイムチャートである。

【0034】

まず、エンジン11のイグニッションスイッチがオンされ、かつ空調操作パネル18のオートスイッチがオンされると、図4の制御ルーチンが起動される。

【0035】

そして、ECU14は、ステップS100にて上記各センサ13、16、17の各検出値を読み込むと共に、空調操作パネル18の各種操作スイッチからの操作信号を読み込む。次に、判定手段としてのステップS110にてエンジン11が加速状態にあるか判定する。この判定は、具体的には、スロットルセンサ17の検出値に基づいて行い、エンジン11のスロットル開度が予め定めた判定値以上に増加すると加速状態であると判定する。

【0036】

ステップS110で否と判定すると、ステップS100に戻り、ステップS100、S110を繰り返すが、肯定判定すると、即ち、車両エンジン11が加速状態にあると判定すると、決定手段としてのステップS120に進み、ROM内の制御マップ（図2）から最小制御電流 $I_{cmin}$ を決定する。即ち、蒸発器後温度センサ13から得られる蒸発器後温度 $T_e$ に対応する制御電流 $I_c$ を最小制御電流 $I_{cmin}$ として決定する。

【0037】

そして、低下復帰手段としてのステップS130、ステップS140に進む。ステップS130では、容量可変機構15に付加する制御電流 $I_c$ を、ステップS120で決定した最小制御電流 $I_{cmin}$ まで低下させる（図5中のア）。すると、圧縮機2の吐出容量は低下され、それに伴って、図6中のウに示すように、圧縮機2の動力が低下され、加速時におけるエンジン11の圧縮機駆動動力が低下されて、エンジン11の加速性が向上される。尚、上記制御マップ作成の考え方で説明したように、圧縮機2の吐出容量低下に伴う冷房性能の悪化は、僅少（3 以下）に抑えられる。

【0038】

更に、ステップS140では、最小制御電流 $I_{cmin}$ の値を一定の増加量（増加率）で上昇させていき（図5中のイ）、圧縮機2の吐出容量を増加させていく。尚、この時の最小制御電流 $I_{cmin}$ の増加量（増加率）は、エンジン11に対して急激な動力増加とならないような、また、冷房性能がスムーズに回復するような値（図6中のエ）として決定している。

【0039】

そして、ステップ150で加速状態判定前の吐出容量で圧縮機2の運転を継続する。

【0040】

以上のように、本実施形態においては、蒸発器6の熱負荷に応じて、容量可変機構15へ付加する制御電流 $I_c$ を、エンジン11の圧縮機駆動動力の低減分、および冷房性能悪化への許容分を考慮して、最小制御電流 $I_{cmin}$ として決定して、エンジン11の加速状態判定時に圧縮機2の吐出容量を低減するようにしている。よって、蒸発器6の熱負荷に応じた圧縮機2の容量可変を行う形となり、容量可変機構15による吸入圧力維持のた

10

20

30

40

50

めの容量可変に引きずられることがなくなる。そして、最小制御信号  $I_{cmin}$  に応じた容量の低下、および元の容量への復帰が確実に成され、吸入圧制御仕様の圧縮機 2 を用いる場合でも、車両エンジン 11 の加速性の向上と冷房性能の確保の両立を可能とすることができる。

【0041】

また、吸入圧制御仕様の圧縮機 2 においては、吸入圧力が低いほど、容量を増加させる際の制御信号  $I_c$  は大きく必要とし、逆に、吸入圧力が高いほど、容量を増加させるための制御信号  $I_c$  は小さくて良いものとなっている。吸入圧力は蒸発器 6 の熱負荷に相関するものであるので、制御マップにおいて熱負荷が大きいほど最小制御信号  $I_{cmin}$  を小さく決定することで、上記吸入圧制御仕様の圧縮機 2 の特性に応じた、加速状態判定時の制御が可能となる。

10

【0042】

また、制御マップにおいて、熱負荷が所定熱負荷より大きい場合は、最小制御電流  $I_{cmin}$  の低下率を小さく（本実施形態では一定となるように）しているので、熱負荷が高い条件では制御電流  $I_c$  を下げすぎることがなくなり、加速状態判定後の制御において冷房性能が悪化しすぎるのを防止できる。

【0043】

また、容量可変機構 15 を有する圧縮機 2 においては、容量をゼロ近傍に可変することで、エンジン 11 にとっては圧縮機駆動動力をほぼゼロにすることができるので、クラッチ機構を不要として、ベルト 10 による常時接続状態が可能となる。

20

【0044】

（第 2 実施形態）

本発明の第 2 実施形態を図 7 に示す。第 2 実施形態は、上記第 1 実施形態に対して最小制御電流  $I_{cmin}$  を決定するための制御マップを変更したものである。

【0045】

ここでは、蒸発器 6 の熱負荷を圧縮機 2 の吸入圧力と捉えて、吸入圧力に対する制御電流  $I_c$  を関係付けたものとしている。吸入圧力は圧縮機 2 の吸入側に圧力センサを設けることで、その検出が可能である。

【0046】

これにより、上記第 1 実施形態と同様の制御が可能となり、また、同様の効果を得ることができる。

30

【0047】

（その他の実施形態）

上記第 1 実施形態では最小制御電流  $I_{cmin}$  を決定するための制御マップの熱負荷が所定熱負荷より大きい場合は、最小制御電流  $I_{cmin}$  の低下率を小さくするようにしたが、冷房性能との兼ね合いから、同等の低下率となるようにしても良い。

【0048】

また、図 4 の制御フロー中のステップ S140 で制御電流  $I_c$  を上昇させる際に、一定の増加量（増加率）で上昇するようにしたが、これに限らず、増加率が順次大きくなるようにしたり、階段状となるようにしても良い。

40

【0049】

また、エンジン 11 と圧縮機 2 との間（動力伝達手段）には、クラッチ機構を設けて、圧縮機 2 の吐出容量に係わらず、エンジン 11 との断続を可能とするようにしても良い。

【0050】

また、エンジン 11 の加速状態をエンジン 11 のスロットル開度に基づいて判定するようにしたが、エンジン 11 のスロットルバルブを操作するアクセルペダル操作機構の操作量（ペダル踏み込み量）に基づいてエンジン 11 の加速状態を判定しても良い。

【0051】

また、エンジン 11 の回転数はエンジン 11 のスロットル開度と相関関係があるため、エンジン 11 の回転数や圧縮機 2 の回転数に基づいてエンジン 11 の加速状態を判定して

50

も良い。

【 0 0 5 2 】

また、圧縮機 2 としては斜板型以外に、スクロール型、ペーン型等も使用可能である。

【 0 0 5 3 】

本発明は、車両空調用冷凍サイクル装置に限らず、冷凍車における冷凍、冷蔵用の冷凍サイクル装置等にも適用できる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 5 4 】

【図 1】第 1 実施形態における車両空調用冷凍サイクル装置を示す全体構成図である。

【図 2】第 1 実施形態における最小制御電流を決定するための制御マップである。

10

【図 3】制御マップ作成のための制御電流、トルク、吹出し温度の変化を示すグラフである。

【図 4】第 1 実施形態における制御処理を示すフローチャートである。

【図 5】図 4 のフローチャート実行時における制御電流の変化を示すタイムチャートである。

【図 6】図 4 のフローチャート実行時における動力の変化を示すタイムチャートである。

【図 7】第 2 実施形態における最小制御電流を決定するための制御マップである。

【図 8】斜板型可変容量式の圧縮機を示す断面図である。

【図 9】容量可変機構を示す断面図である。

20

【符号の説明】

【 0 0 5 5 】

2 圧縮機

6 蒸発器

10 ベルト（動力伝達手段）

11 車両走行用エンジン

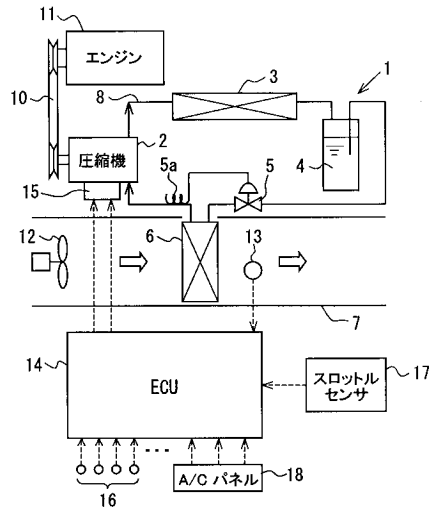
13 蒸発器後温度センサ（検出手段）

14 電子制御装置（外部）

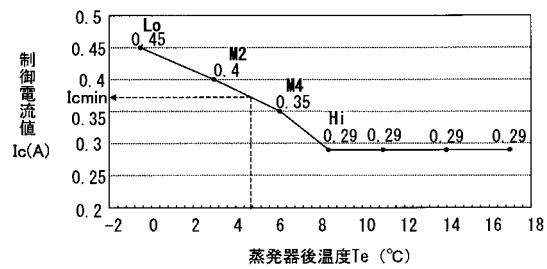
15 容量可変機構



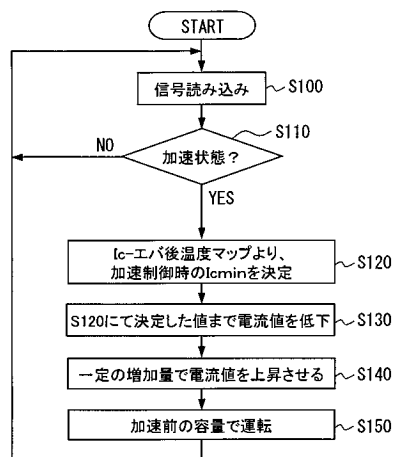
【図 1】



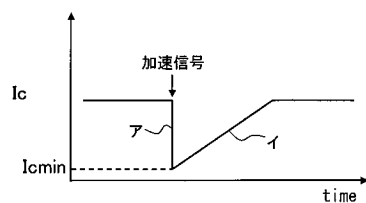
【図 2】



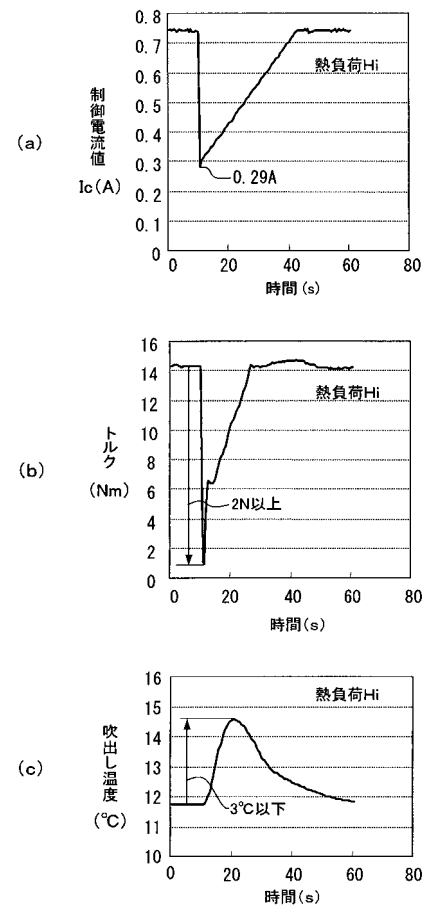
【図 4】



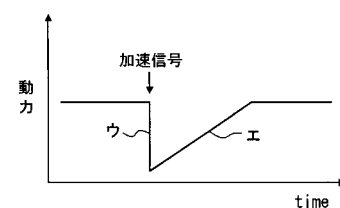
【図 5】



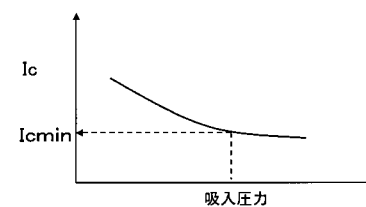
【図 3】



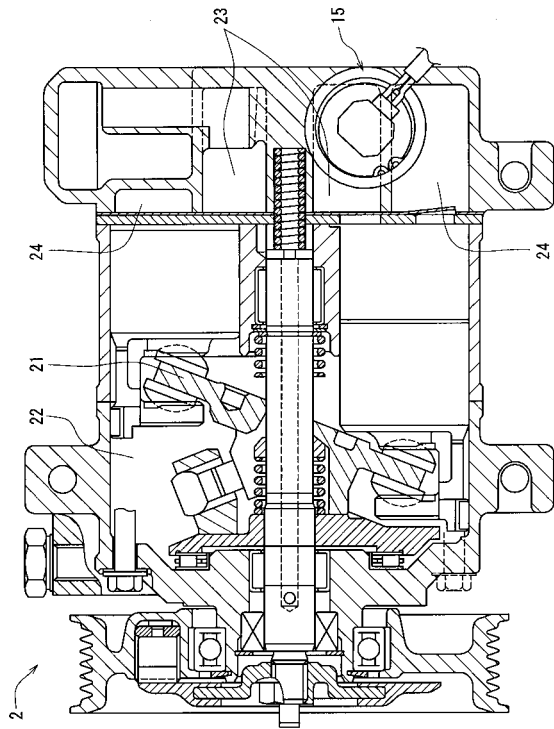
【図 6】



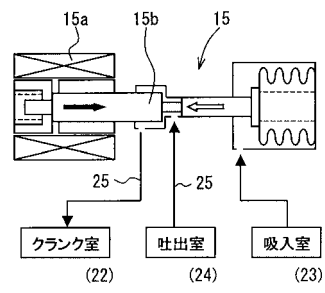
【図 7】



【図 8】



【図 9】



---

フロントページの続き

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

審査官 河野 俊二

(56)参考文献 特開2003-285618(JP,A)  
特開2003-013863(JP,A)  
特開2002-172931(JP,A)  
特開平05-099156(JP,A)  
特開平11-078510(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
B60H 1/32