

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3890713号  
(P3890713)

(45) 発行日 平成19年3月7日(2007.3.7)

(24) 登録日 平成18年12月15日(2006.12.15)

(51) Int. Cl.	F I
B 6 0 H 1/22 (2006.01)	B 6 0 H 1/22 6 5 1 C
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 0 4 P
F 2 5 B 29/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 0 4 E
B 6 0 H 1/32 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 1 1 B
	F 2 5 B 1/00 3 7 1 M

請求項の数 7 (全 21 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平9-326632	(73) 特許権者 000004260
(22) 出願日 平成9年11月27日(1997.11.27)	株式会社デンソー
(65) 公開番号 特開平11-157327	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(43) 公開日 平成11年6月15日(1999.6.15)	(74) 代理人 100100022
審査請求日 平成16年6月24日(2004.6.24)	弁理士 伊藤 洋二
	(74) 代理人 100108198
	弁理士 三浦 高広
	(72) 発明者 伊藤 誠司
	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 高橋 英二
	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】 冷凍サイクル装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

空気流を発生する送風機(7)と、  
 この送風機(7)が発生した空気を室内へ導く空気通路(2)と、  
 冷凍サイクル(21)の低圧冷媒を吸入するための吸入ポート(22b)、前記冷凍サイクル(21)の中間圧のガス冷媒を導入するためのガスインジェクションポート(22c)、および圧縮された高圧冷媒を吐出するための吐出ポート(22a)を有する圧縮機(22)と、  
 前記空気通路(2)内に設けられ、暖房時に、前記圧縮機(22)の前記吐出ポート(22a)からの高圧冷媒を凝縮させる室内熱交換器(12)と、  
 この室内熱交換器(12)からの高圧冷媒を中間圧まで減圧するとともに、開度が電氣的に調節されるように構成された第1減圧手段(26)と、  
 この第1減圧手段(26)からの中間圧冷媒を気液分離する気液分離器(25)と、  
 この気液分離器(25)で分離された中間圧の液冷媒を低圧まで減圧する第2減圧手段(27)と、  
 この第2減圧手段(27)からの低圧冷媒を暖房時に蒸発させる室外熱交換器(24)と、  
 前記気液分離器(25)で分離された中間圧のガス冷媒を前記圧縮機(22)のガスインジェクションポート(22c)に導くガスインジェクション用通路(22d)と、  
 前記圧縮機(22)の回転数を制御する圧縮機回転数制御手段(180、190)と、

10

20

前記第1減圧手段(26)の開度を制御する開度制御手段(200~220、500~610)とを備える冷凍サイクル装置において、

前記冷凍サイクル(21)の高圧(SP)を検出する圧力センサ(47)を備え、

前記開度制御手段(200~220、500~610)は、暖房時に、前記圧力センサ(47)により検出される前記高圧(SP)に基づいて圧力変化率(SP)を算出して、この圧力変化率(SP)が第1所定値(k)以上に上昇すると、前記第1減圧手段(26)の開度を閉弁側に制御することを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項2】

前記開度制御手段(200~220、500~610)は、前記圧力変化率(SP)が前記第1所定値(k)と、これより小さい第2所定値(j)との間であるときは、前記第1減圧手段(26)の開度を固定することを特徴とする請求項1に記載の冷凍サイクル装置。

10

【請求項3】

前記開度制御手段(200~220、500~610)は、前記圧力変化率(SP)が前記第2所定値(j)よりさらに小さい領域にあるときは、前記室内熱交換器(12)における暖房能力に関する情報に基づいて、前記室内熱交換器(12)における暖房能力が所定能力となるように前記第1減圧手段(26)の開度をフィードバック制御することを特徴とする請求項2に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項4】

使用者の設定温度に応じて算出された目標高圧圧力(PCO)と、前記冷凍サイクル(21)の高圧(SP)との偏差(PO)を算出し、この偏差(PO)を、前記室内熱交換器(12)における暖房能力に関する情報として用い、この偏差(PO)の増加に応じて前記第1減圧手段(26)の開度を増加させることを特徴とする請求項3に記載の冷凍サイクル装置。

20

【請求項5】

前記圧縮機は、電動モータによって駆動される電動式の圧縮機(22)であり、この電動式の圧縮機(22)の回転数を調整するインバータ(30)と、このインバータ(30)の電流を検出する電流センサ(48)とを備え、

前記圧縮機(22)の負荷を検出する圧縮機負荷検出手段を前記電流センサ(48)にて構成し、

30

前記圧縮機(22)の負荷が第1所定値(g)を越えると、前記第1減圧手段(26)の開度を閉弁側に制御することを特徴とする請求項1ないし4いずれか1つに記載の冷凍サイクル装置。

【請求項6】

前記圧縮機(22)の負荷が前記第1所定値(g)より大きい第2所定値(h)を越えると、前記圧縮機(22)の回転数を引き下げることが特徴とする請求項5に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項7】

前記圧縮機(22)の負荷が前記第2所定値(g)より大きい第3所定値(i)を越えると、前記圧縮機(22)を停止させることを特徴とする請求項6に記載の冷凍サイクル装置。

40

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、ガスインジクションサイクルを有する冷凍サイクル装置に関し、特に、寒冷地向け電気自動車の空調用ヒートポンプシステムとして好適なものである。

【0002】

【従来の技術】

従来、特開平9-86149号公報では、電気自動車等の暖房熱源(温水)の得られない車両用空調装置において、暖房性能を向上させる手段として、ガスインジクションサイ

50

クルを有するヒートポンプシステムが提案されている。

この従来技術では、低外気温時に大きな暖房能力を発揮するために、高圧冷媒を中間圧までに減圧する高圧側電気膨張弁（第1減圧手段）の開度を暖房能力不足時には開けて、中間圧を上昇させることにより、電動圧縮機へのガスインジェクション量を増加させる。これにより、電動圧縮機の圧縮仕事を増加させ、暖房用室内熱交換器（凝縮器）での冷媒放熱量を増加させるようにしている。

【0003】

そして、電動圧縮機の回転数制御用インバータの電流センサの検出値が所定値まで上昇すると、高圧側電気膨張弁の開度を減少させるという膨張弁制御を行って、インバータの過負荷防止を図っている。

10

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

ところが、上記従来技術による膨張弁制御では、暖房時において、室内への送風量が少ない場合や室内温度が高い場合のように、サイクルの高圧が上昇しやすい条件下では、高圧の急上昇により圧縮機トルクが上昇するので、インバータの電流値が所定値以上に上昇したことを検出してから高圧側電気膨張弁の開度を減少させても、インバータの使用限界を越えてしまい、インバータの保護制御機能が働いて、圧縮機回転数の引き下げや圧縮機（サイクル）停止が生じることがあった。

【0005】

従来技術において、高圧の急上昇により圧縮機（サイクル）停止が生じる理由をより詳細に説明すると、図23の縦軸は電動圧縮機の回転数制御用インバータの出力電流（インバータ線電流）およびサイクル高圧であり、暖房時において、室内への送風量が少ない場合や室内温度が高い場合、あるいは外気吸入モードから内気吸入モードへの切替時のように、サイクルの高圧が上昇しやすい条件下では、高圧の急上昇により圧縮機トルクが上昇するので、図23に示すようにインバータ電流の上昇スピードが速い。

20

【0006】

そのため、図23に示す時刻 $t_1$ で、インバータ電流が第1判定電流値 $g$ を越えたことを検出してから、高圧側電気膨張弁を閉じ始めても、サイクルの挙動はこの膨張弁開度の減少には直ぐ追従できないので、高圧の上昇は直ぐには抑制できず、時刻 $t_1$ から時刻 $t_2$ までの若干の時間の間は、高圧が上昇し続ける（図23（a）参照）。

30

【0007】

そのため、この時刻 $t_1$ ～時刻 $t_2$ までの間にインバータ電流も上昇し続け、インバータ保護制御の領域の第2、第3判定電流値 $h$ 、 $i$ を越えてしまう場合が生じる。ここで、インバータ電流が第2判定電流値 $h$ を越えると、圧縮機回転数を強制的に引き下げる制御が行われ、また、インバータ電流が第3判定電流値 $i$ を越えると、圧縮機は強制的に停止される。

【0008】

このような圧縮機回転数の引き下げや圧縮機（サイクル）停止が発生することにより、暖房吹出空気温度の低下を生じ、暖房フィーリングを著しく悪化させることになる。そこで、本発明は上記点に鑑み、サイクル高圧の上昇しやすい条件下においても、圧縮機回転数の引き下げやサイクル停止を未然に防止できるようにすることを目的とする。

40

【0009】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために、請求項1～7記載の発明では、ガスインジェクションポート（22c）を有する圧縮機（22）、暖房時に凝縮作用を果たす室内熱交換器（12）、電氣的に開度が調節される第1減圧手段（26）、気液分離器（25）、第2減圧手段（27）、および暖房時に蒸発作用を果たす室外熱交換器（24）を備えるガスインジェクション式の冷凍サイクル装置において、

冷凍サイクル（21）の高圧（SP）を検出する圧力センサ（47）を備え、

暖房時に、圧力センサ（47）により検出される高圧（SP）に基づいて圧力変化率（

50

SP)を算出して、この圧力変化率(SP)が第1所定値(k)以上に上昇すると、第1減圧手段(26)の開度を閉弁側に制御することを特徴としている。

【0010】

これによると、圧力変化率(SP)の算出により、高圧の急上昇時に従来技術より早めに第1減圧手段(26)の開度の減少側への制御を開始できる。そのため、圧縮機回転数の引き下げやサイクル停止という事態を招くレベルまで、高圧が上昇するのを未然に防止でき、暖房フィーリングの悪化を回避できる。

なお、上記第1減圧手段(26)の開度を閉弁側に制御する制御手段は、具体的には、図16のフローチャートにおけるステップ580、585により構成することができる。

【0011】

また、請求項2記載の発明では、請求項1において、前記圧力変化率(SP)が第1所定値(k)と、これより小さい第2所定値(j)との間であるときは、第1減圧手段(26)の開度を固定することを特徴としている。

これによると、第1減圧手段(26)の開度を強制的に固定することによって、高圧を安定的に増加させ、開度増加による高圧の急上昇を抑制できる。

【0012】

なお、上記の第1減圧手段(26)の開度を固定する制御手段は、具体的には、図16のフローチャートにおけるステップ600、605により構成することができる。

また、請求項3記載の発明では、請求項2において、前記圧力変化率(SP)が第2所定値(j)よりさらに小さい領域にあるときは、室内熱交換器(12)における暖房能力に関する情報に基づいて、室内熱交換器(12)における暖房能力が所定能力となるように第1減圧手段(26)の開度をフィードバック制御することを特徴としている。

【0013】

これによると、第1減圧手段(26)の開度を暖房能力に関する情報に基づいてフィードバック制御することにより、必要な暖房能力を確保できる。

なお、上記の第1減圧手段(26)の開度をフィードバック制御する制御手段は、具体的には、図16のフローチャートにおけるステップ600、610により構成することができる。

【0014】

また、請求項4記載の発明では、請求項3において、使用者の設定温度に応じて算出された目標高圧圧力(PCO)と、冷凍サイクル(21)の高圧(SP)との偏差(PO)を算出し、この偏差(PO)を、室内熱交換器(12)における暖房能力に関する情報として用い、

この偏差(PO)の増加に応じて第1減圧手段(26)の開度を増加させることを特徴としている。

【0015】

このように、目標高圧圧力(PCO)と、実際のサイクル高圧との偏差(PO)に応じて第1減圧手段(26)の開度制御を行うことにより、暖房能力制御を的確に行うことができる。

また、請求項5記載の発明のように、圧縮機は、電動モータによって駆動される電動式の圧縮機(22)であり、この電動式の圧縮機(22)の回転数を調整するインバータ(30)と、このインバータ(30)の電流を検出する電流センサ(48)とを備え、

圧縮機(22)の負荷を検出する圧縮機負荷検出手段を電流センサ(48)にて構成し、

圧縮機(22)の負荷が第1所定値(g)を越えると、第1減圧手段(26)の開度を閉弁側に制御する冷凍サイクル装置、あるいは、請求項6記載の発明のように、圧縮機(22)の負荷が第1所定値(g)より大きい第2所定値(h)を越えると、圧縮機(22)の回転数を引き下げる冷凍サイクル装置、あるいは、請求項7記載の発明のように、圧縮機(22)の負荷が第2所定値(g)より大きい第3所定値(i)を越えると、圧縮機(22)を停止させる冷凍サイクル装置によれば、圧縮機(22)の過負荷防止の制御を

10

20

30

40

50

行うことができる。

【0016】

本発明はこのような圧縮機(22)の過負荷防止の制御を行う冷凍サイクル装置において、特に、効果的に実施できるものである。

なお、上記のごとき圧縮機(22)の過負荷防止の制御を行う制御手段は、具体的には、図16のフローチャートにおけるステップ560、565により構成することができる。

【0018】

なお、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。

【0019】

【発明の実施の形態】

以下、本発明を図に示す実施形態について説明する。

図1は本発明を電気自動車用空調装置に適用した一実施形態の全体構成を示しており、この図1の全体構成は前述の特開平9-86149号公報と同じである。空調ユニット1は電気自動車の車室内に設置されるもので、その空調ダクト2は、車室内に空調空気を導く空気通路を構成するものである。この空調ダクト2の一端側に内外気を吸入する吸入口3、4、5が設けられている。このうち、内気吸入口4と外気吸入口5は、内外気切換ドア6により選択的に開閉され、この内外気切換ドア6は図示しないサーボモータによって駆動される。

【0020】

また、空調ダクト2内には、上記吸入口3~5に隣接して、空調ダクト2内に空気流を発生する送風機7が設置されている。この送風機7は、ファンモータ7aと、このファンモータ7aにより駆動される遠心ファン7b、7bとから構成されている。

一方、空調ダクト2の他端側には、車室内乗員の足元部に向かって空調空気を吹き出すフット吹出口8、車室内乗員の上半身に向かって空調空気を吹き出すフェイス吹出口9、および車両フロントガラスの内面に向かって空調空気を吹き出すデフロスタ吹出口10が形成されている。

【0021】

また、送風機7よりも空気下流側における空調ダクト2内には、冷房用室内熱交換器11が設けられている。この冷房用室内熱交換器11は、後述する冷凍サイクル21の一部を構成する熱交換器であり、後述する冷房運転モード時および除湿運転モード時に、内部を流れる冷媒の吸熱作用によって、空調ダクト2内の空気を除湿、冷却する蒸発器として機能する。なお、後述する暖房運転モード時には、この冷房用室内熱交換器11内には冷媒は流れない。

【0022】

また、冷房用室内熱交換器11よりも空気下流側における空調ダクト2内には暖房用室内熱交換器12が設けられている。この暖房用室内熱交換器12は、後述する冷凍サイクル21の一部を構成する熱交換器であり、後述する暖房運転モード時および除湿運転モード時に、内部を流れる冷媒の放熱作用によって、空調ダクト2内の空気を加熱する凝縮器として機能する。なお、後述する冷房運転モード時には、この暖房用室内熱交換器12内には冷媒は流れない。

【0023】

また、空調ダクト2内の空気流路は、仕切り壁13によりフット吹出口8側の第1空気流路14と、フェイス吹出口9およびデフロスタ吹出口10側の第2空気流路15とに分離されている。このように、空調ダクト2内の空気流路を第1空気流路14と第2空気流路15とに2分割したのは、冬季に、第1空気流路14内に内気吸入口3から高温の内気を吸入して足元へ温風を吹き出すことによって、暖房負荷を軽減すると同時に、第2空気流路15内に外気吸入口5から低湿度の外気を吸入して、フロントガラスの曇りを確実に防止するためである。

【0024】

10

20

30

40

50

また、ドア 16 は第 2 空気流路 15 を開閉するもので、ドア 17 は第 1、第 2 空気流路 14、15 間の仕切り部分を開閉するものであり、ドア 18 ~ 20 は各吹出口 8、9、10 の空気流路を開閉するドアである。また、上記各ドア 16 ~ 20 は、それぞれに接続された図示しないサーボモータによって駆動される。

ところで、上記冷凍サイクル 21 は、冷房用室内熱交換器 11 と暖房用室内熱交換器 12 とで車室内の冷房および暖房を行うヒートポンプ式冷凍サイクルであり、上記両室内熱交換器 11、12 の他に以下の機器を備えている。

#### 【0025】

すなわち、冷媒を吸入、圧縮、吐出する圧縮機 22、冷媒の流れを切り換える電磁式四方弁 23、室外熱交換器 24、冷媒を気液分離するとともに液冷媒を溜める気液分離器 25、冷凍サイクル 21 の高圧側冷媒を中間圧（例えば  $4 \sim 15 \text{ kg/cm}^2$  程度）に減圧する電気式膨張弁（第 1 減圧手段）26、気液分離器 25 からの液冷媒を低圧に減圧する温度作動式膨張弁（第 2 減圧手段）27、電磁弁 28a、28b、および逆止弁 29a ~ 29e がさらに冷凍サイクル 21 に備えられている。

#### 【0026】

上記圧縮機 22 は、電動式圧縮機であって、図示しない電動モータによって駆動され、冷媒の吸入、圧縮、吐出を行う。この電動モータは、圧縮機 22 と一体的に密封ケース内に配置されており、インバータ 30 に制御されることによって回転速度が連続的に可変する。このインバータ 30 は、車載バッテリー 31 と接続され、制御装置 40（図 2）によって通電制御される。

#### 【0027】

この圧縮機 22 には、圧縮した冷媒を吐出する吐出ポート 22a、サイクル低圧側の冷媒を吸入する吸入ポート 22b、および気液分離器 25 で分離された中間圧のガス冷媒がインジェクションされるガスインジェクションポート 22c が備えられている。このガスインジェクションポート 22c は、逆止弁 29e を有するガスインジェクション通路 22d を介して気液分離器 25 上部のガス冷媒出口 25a に連通している。

#### 【0028】

上記吸入ポート 22b に接続されている冷媒吸入通路 22e には、温度作動式膨張弁 27 の感温筒 27a が設置され、この膨張弁 27 の開度（絞り量）は吸入通路 22e 内の冷媒の過熱度が所定値となるように調整される。

また、上記室外熱交換器 24 は、車室外に設置されており、電動室外ファン 24a が制御装置 40（図 2）によって通電制御されると、この室外ファン 24a から送風される外気と熱交換するようになっている。

#### 【0029】

また、上記電気式膨張弁 26 は、制御装置 40（図 2）によって通電制御されることによって、その弁の開度（絞り量）が調節される。

ところで、上記制御装置 40 には、図 2 に示すように、外気温度を検出する外気温度センサ 41、冷房用室内熱交換器 11 の吸込側空気温度を検出する吸込温度センサ 42、冷房用室内熱交換器 11 を通過した直後の空気温度を検出する蒸発器後温度センサ 43、暖房用室内熱交換器 12 を出た直後の冷媒温度を検出する室内熱交換器出口冷媒温度センサ 44、および室外熱交換器 24 を出た直後の冷媒温度を検出する室外熱交換器出口冷媒温度センサ 45 からの各検出値が入力される。

#### 【0030】

また、上記制御装置 40 には、圧縮機 22 から吐出された冷媒温度を検出する吐出冷媒温度センサ 46、電気式膨張弁 26 の入口冷媒圧力を検出する高圧センサ 47、インバータ 30 の線電流を検出する電流センサ 48 からの各検出値が入力されるとともに、車室内前面に設けられたコントロールパネル 50 の各レバー、スイッチからの信号が入力される。

#### 【0031】

このコントロールパネル 50 には、図 3 に示すように、乗員によって手動操作される以下の部材 51 ~ 55 が設けられている。ここで、51 は、車室内への吹出空気温度の目標値

10

20

30

40

50

を設定する温度設定レバー、52は、送風機7による送風量を切り換える風量切換レバー、53は、圧縮機22の運転を断続させるエアコンスイッチ、54は、吹出モードの設定を切り換える吹出モード切換レバー、および55は、内外気切換モードを切り換える内外気切換レバーである。

#### 【0032】

このうち、上記温度設定レバー51は、車室内への吹出空気温度の目標値を設定するレバーであり、制御装置40は、このレバー51の設定位置に応じて、後述する冷房運転モード時には、冷房用室内熱交換器11における空気冷却度合い(具体的には、この熱交換器11を通過した直後の空気温度)の目標値を図4に示すように決定し、後述する除湿運転モード時および暖房運転モード時には、暖房用室内熱交換器12における空気加熱度合い(具体的には、圧縮機22の吐出冷媒圧力)の目標値を図5、6に示すように決定する。

10

#### 【0033】

また、この温度設定レバー51は、冷凍サイクル21の運転モードを決定するレバーとしても機能し、制御装置40は、図7に示すように、このレバー51の設定位置に応じて、冷凍サイクル21の運転モードを切り換える。すなわち制御装置40は、レバー51が図3左端から右端に移動するに伴って、冷凍サイクル21の運転モードが冷房運転モード、除湿運転モード、暖房運転モードとなるように、四方弁23、電磁弁28a、28bを制御する。

#### 【0034】

そして、上記制御装置40の内部には、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が設けられ、上記各センサ41~48およびコントロールパネル50からの各信号は、制御装置40内の図示しない入力回路を経て、上記マイクロコンピュータへ入力される。

20

そして、このマイクロコンピュータが後述する所定の処理を実行し、その結果に基づいて、ファンモータ7a、電磁式四方弁23、電動室外ファン24a、24a、電気式膨張弁26、電磁弁28a、28b、およびインバータ30を制御する。なお、制御装置40は、電気自動車の図示しないキースイッチがオンされたとき、上記バッテリー31から電源が供給される。

#### 【0035】

次に、上記構成において本実施形態の作動を説明する。いま、エアコンスイッチ53がオンされると、その信号が制御装置40に入力され、圧縮機22が起動される。そして、温度コントロールレバー51によって冷房運転モードが設定されると、冷媒は図1の矢印Cに示す経路で流れる。

30

すなわち、圧縮機22が吐出した高温高压冷媒は、四方弁23、逆止弁29bを通過して、室外熱交換器24に流入し、ここで室外ファン24aにより送風される外気と熱交換してガス冷媒が凝縮する。次に、室外熱交換器24から流出した冷媒は、電磁弁28aが閉じているため、逆止弁29dを通過して、電気式膨張弁26で減圧され、中間圧の気液2相状態となる。

#### 【0036】

この中間圧の気液2相冷媒は気液分離器25内に流入し、ここで冷媒は飽和ガス冷媒と飽和液冷媒とに分離される。ガス冷媒は気液分離器25上部のガス冷媒出口25aからガスインジェクション通路22d、逆止弁29eを通過して、ガスインジェクションポート22cに至り、このポート22cから圧縮機22の圧縮過程途中の部位に中間圧のガス冷媒がインジェクションされる。

40

#### 【0037】

一方、気液分離器25内の液冷媒は、気液分離器25の底部近くに開口している液冷媒出口25bより流出して温度作動式膨張弁27で減圧され、電磁弁28bを通過した後に、冷房用室内熱交換器11に流入する。そして、この熱交換器11内の冷媒は、送風機7の送風空気から吸熱して蒸発する。この熱交換器11で吸熱されて冷却された冷風は、通常、フェイス吹出口9から車室内へ吹き出され、これによって車室内冷房が行われる。

50

## 【 0 0 3 8 】

冷房用室内熱交換器 1 1 で蒸発したガス冷媒は、冷媒吸入通路 2 2 e から圧縮機 2 2 の吸入ポート 2 2 b に吸入される。このとき、冷媒吸入通路 2 2 e に設置された感温筒 2 7 a により圧縮機吸入冷媒の温度が感知され、膨張弁 2 7 に伝達されるので、膨張弁 2 7 は、圧縮機吸入冷媒が所定の過熱度を持つように、熱交換 1 1 への流入冷媒の流量を調整する。

## 【 0 0 3 9 】

次に、温度コントロールレバー 5 1 によって除湿運転モードが設定されると、冷媒は図 1 の矢印 D に示す経路で流れる。

すなわち、圧縮機 2 2 が吐出したガス冷媒は、四方弁 2 3 を通って、暖房用室内熱交換器 1 2 に流入し、ここで送風機 7 により送風される空気と熱交換してガス冷媒が凝縮する。そして、この熱交換器 1 2 から流出した冷媒は、逆止弁 2 9 c を通って、電気式膨張弁 2 6 で減圧され、中間圧の気液 2 相状態となる。

10

## 【 0 0 4 0 】

この中間圧の気液 2 相冷媒は気液分離器 2 5 内に流入し、ここで分離されたガス冷媒は気液分離器 2 5 上部のガス冷媒出口 2 5 a からガスインジェクション通路 2 2 d、逆止弁 2 9 e を通って、ガスインジェクションポート 2 2 c に吸入される。

一方、気液分離器 2 5 内の液冷媒は、液冷媒出口 2 5 b より流出して温度作動式膨張弁 2 7 で減圧された後、開弁している電磁弁 2 8 b を通って、冷房用室内熱交換器 1 1 に流入する。そして、この熱交換器 1 1 内の冷媒は、送風機 7 の送風空気から吸熱して蒸発する。このとき、電磁弁 2 8 a が閉弁しているため、熱交換器 1 1 を出た冷媒は、室外熱交換器 2 4 側へは流れず、圧縮機 2 2 に吸入される。

20

## 【 0 0 4 1 】

上述したように、除湿運転モードでは、室内空調ユニット 1 内に設置された冷房用室内熱交換器 1 1 および暖房用室内熱交換器 1 2 の両方に冷媒が流れるので、送風機 7 からの送風空気は、まず冷房用室内熱交換器 1 1 で冷却、除湿され、その後に暖房用室内熱交換器 1 2 にて再加熱される。ここで、暖房用室内熱交換器 1 2 での冷媒放熱量は、冷房用室内熱交換器 1 1 での吸熱量に圧縮機 2 2 での仕事量を加えたものであるため、車室内への吹出空気温度は、吸入口 3、4、5 からの吸入空気温度より高くなる。従って、除湿を行いながら、暖房を行うことが可能となる。

30

## 【 0 0 4 2 】

次に、温度コントロールレバー 5 1 によって暖房運転モードが設定されると、冷媒は図 1 の矢印 H に示す経路で流れる。

すなわち、圧縮機 2 2 が吐出したガス冷媒は、四方弁 2 3 を通って、暖房用室内熱交換器 1 2 に流入し、ここで送風機 7 により送風される空気と熱交換してガス冷媒が凝縮する。ガス冷媒の放熱により加熱された温風は、主にフット吹出口 8 から車室内へ吹き出され、これによって車室内暖房が行われる。

## 【 0 0 4 3 】

そして、暖房用室内熱交換器 1 2 を出た冷媒は、逆止弁 2 9 c を通って、電気式膨張弁 2 6 で減圧され、中間圧の気液 2 相状態となる。

40

この中間圧の気液 2 相冷媒は気液分離器 2 5 内に流入し、ここで分離されたガス冷媒は気液分離器 2 5 上部のガス冷媒出口 2 5 a からガスインジェクション通路 2 2 d、逆止弁 2 9 e を通って、ガスインジェクションポート 2 2 c に吸入される。

## 【 0 0 4 4 】

一方、気液分離器 2 5 内の液冷媒は、液冷媒出口 2 5 b より流出して温度作動式膨張弁 2 7 で減圧され、逆止弁 2 9 a を通過した後に、室外熱交換器 2 4 に流入する。そして、この室外熱交換器 2 4 内の冷媒は、室外ファン 2 4 a の送風空気（外気）から吸熱して蒸発する。

室外熱交換器 2 4 で蒸発したガス冷媒は、電磁弁 2 8 a を通って、冷媒吸入通路 2 2 e から圧縮機 2 2 の吸入ポート 2 2 b に吸入される。

50

## 【 0 0 4 5 】

次に、制御装置 4 0 のマイクロコンピュータによる、電気式膨張弁 2 6 およびインバータ 3 0 についての制御処理について、図 8 のフローチャートを用いて説明する。

車両のキースイッチがオンされて制御装置 4 0 に電源が供給されると、図 8 のルーチンが起動される。そして、まずステップ 1 0 0 にて、上記各センサ 4 1 ~ 4 8 およびコントロールパネル 5 0 からの各信号を読み込む。そして、次のステップ 1 1 0 にて、温度設定レバー 5 1 の設定位置に応じて、図 7 に示すように冷凍サイクル 2 1 の運転モードを決定する。

## 【 0 0 4 6 】

そして、次のステップ 1 2 0 では、上記ステップ 1 1 0 で決定した運転モードがいずれのモードであるかを判定する。そして、冷房運転モードであると判定されたときはステップ 1 3 0 ~ 1 7 0 の処理を行い、暖房運転モードであると判定されたときはステップ 1 8 0 ~ 2 2 0 の処理を行い、除湿運転モードであると判定されたときはステップ 2 9 0 ~ 3 3 0 の処理を行う。

10

## 【 0 0 4 7 】

まず、ステップ 1 2 0 にて冷房運転モードであると判定されたときについて説明する。ステップ 1 3 0 では、温度設定レバー 5 1 の設定位置に応じた目標吹出温度 T E O を、R O M に記憶された図 4 に示すマップからサーチすることによって決定する。そして、次のステップ 1 3 5 にて図 1 3 に示す送風機制御を行う。すなわち、夏期の炎天下駐車後に、冷房運転を起動する場合にはフェイス吹出口 9 から車室内へ熱風が吹き出すので、この熱風の吹出を抑制する必要がある。

20

## 【 0 0 4 8 】

そこで、蒸発器後温度センサ 4 3 の検出温度が所定値（例えば、図 1 3 の 5 0 ° C ）より高い場合には、使用者が風量切換レバー 5 2 により設定した風量レベルによらずに、強制的に、中風量 M<sub>1</sub> 以下の風量レベルで、送風機 7 を起動する。これにより、炎天下駐車後の冷房起動時での熱風吹出を抑制できる。ここで、送風機 7 を強制的に最少の風量レベル（L<sub>0</sub>）で起動するようにしてもよい。

## 【 0 0 4 9 】

そして、蒸発器後温度センサ 4 3 の検出温度が上記所定温度より低い場合、例えば、図 1 3 の 5 0 ° C と 4 0 ° C との間の領域では、中風量 M<sub>1</sub> より 1 段階風量の大きい M<sub>2</sub> 以下の風量レベルで、送風機 7 を作動させる。さらに、蒸発器後温度センサ 4 3 の検出温度が低くなって、4 0 ° C より低下すると、最高風量 H<sub>i</sub> 以下の任意の風量レベルで送風機 7 を作動させる。すなわち、使用者が風量切換レバー 5 2 により設定した任意の風量レベルとなるように、送風機モータ 7 a の端子間電圧を調整する。

30

## 【 0 0 5 0 】

次のステップ 1 4 0 にて、蒸発器後温度センサ 4 3 が検出した温度（冷房用室内熱交換器 1 1 を通過した直後の空気温度）が上記 T E O となるように、インバータ 3 0 を制御し、圧縮機回転数を制御する。

そして、次のステップ 1 5 0 では、室外熱交換器 2 4 における凝縮液冷媒の実際の過冷却（S C）を、下記数式 1 に基づいて算出する。

40

## 【 0 0 5 1 】

## 【 数 1 】

$$S C = T ( P h ) - T o s$$

ここで、T o s は室外熱交換器出口冷媒温センサ 4 5 の検出値である。また、T ( P h ) は、高圧センサ 4 7 の検出値から算出される冷媒凝縮温度である。すなわち、高圧センサ 4 7 の検出値は冷媒凝縮圧力に相当するので、本実施形態では、冷媒凝縮圧力と冷媒凝縮温度との相関関係を示すマップ（図示せず）を R O M に記憶しておき、高圧センサ 4 7 の検出値に対応する凝縮温度を、このマップに基づいて算出する。

## 【 0 0 5 2 】

そして、次のステップ 1 6 0 では、外気温センサ 4 1 が検出した外気温度に対応する目標

50

過冷却度 ( S C O ) を、 R O M に記憶された図 9 のマップからサーチすることによって算出する。図 9 のマップから目標過冷却度 S C O を算出することにより、冷房用室内熱交換器 1 1 における吸熱能力 Q を最適としながら、冷凍サイクル 2 1 の冷房時成績係数 C O P ( = 上記吸熱能力 Q / 圧縮機 2 2 の動力 W ) を最大とすることができる。

【 0 0 5 3 】

すなわち、一般的に外気温度が高い夏場では、外気温度が高くなる程、車室内を冷房するために圧縮機 2 2 を働かせて冷房能力を確保する。従って、このときには高圧圧力が高くなり、室外熱交換器 2 4 の冷媒温度も高くなるので、結果的に、この冷媒温度と外気温度との温度差が大きくなる。すなわち、室外熱交換器 2 4 における放熱能力 Q が大きくなる。

10

【 0 0 5 4 】

従って、目標過冷却度 S C O を大きな値として算出して、その結果、圧縮機 2 2 の動力 W が大きくなって、それ以上に能力 Q が大きくなって冷房 C O P が大きくなるので、外気温度が高いときには、目標過冷却度 S C O を大きな値として算出する。

そして、次のステップ 1 7 0 では、ステップ 1 5 0 で算出した実際の過冷却度 S C がステップ 1 6 0 で算出した目標過冷却度 S C O となるように、電気式膨張弁 2 6 の開度を制御する。具体的には、まず上記 S C と S C O との偏差 ( S C ) を算出し、その後、この偏差 S C に対応する電気式膨張弁 2 6 の増減開度 E V C を、R O M に記憶された図示しないマップから算出する。そして、現在の電気式膨張弁 2 6 の開度に上記増減開度 E V C だけ増減させる。

20

【 0 0 5 5 】

次に、上記ステップ 1 2 0 にて除湿運転モードであると判定されたときについて説明する。

ステップ 2 9 0 では、温度設定レバー 5 1 の設定位置に応じた目標高圧圧力 P C O を、R O M に記憶された図 5 に示すマップに基づいて決定する。そして、次のステップ 2 9 5 にて図 1 4 に示す除湿時の送風機制御を行う。すなわち、サイクル高圧の立ち上がり ( 暖房用室内熱交換器 1 2 の放熱能力の立ち上がり ) を早くするために、高圧センサ 4 7 の検出値に基づいて、サイクル高圧 S P が所定値 ( 図 1 4 の例では  $7 \text{ kg} / \text{cm}^2 \text{ G}$  ) に上昇するまでの間は、使用者が風量切換レバー 5 2 により設定した風量レベルによらずに、強制的に、最少の風量レベル ( L o ) で送風機 7 を起動する。

30

【 0 0 5 6 】

これにより、熱交換器 1 2 での冷媒放熱量を抑制して、サイクル高圧の立ち上がりを早くすることができる。そして、高圧 S P が所定値 (  $7 \text{ kg} / \text{cm}^2 \text{ G}$  ) に上昇した以降は、使用者が風量切換レバー 5 2 により設定した風量レベルとなるように、送風機モータ 7 a の端子間電圧を調整する。なお、風量レベルを強制的に、最少の風量レベル ( L o ) とする制御は、圧縮機 2 2 起動後の所定時間 ( 例えば、3 分間 ) の間のみであり、この起動後の所定時間経過後は、高圧 S P の如何にかかわらず、使用者が設定した風量レベルに切り替える。

【 0 0 5 7 】

次のステップ 3 0 0 にて、高圧センサ 4 7 により検出した高圧圧力が上記 P C O となるように、インバータ 3 0 を制御し、圧縮機回転数を制御する。

40

そして、次のステップ 3 1 0 では、暖房用室内熱交換器 1 2 における凝縮液冷媒の過冷却度 S C を、下記数式 2 に基づいて算出する。

【 0 0 5 8 】

【 数 2 】

$$S C = T ( P h ) - T c s$$

ここで、T c s は室内熱交換器出口冷媒温センサ 4 4 の検出値である。

そして、次のステップ 3 2 0 では、蒸発器後温度センサ 4 3 が検出した蒸発器後温度に対応する目標過冷却度 S C O を、R O M に記憶された図 1 0 のマップに基づいて算出する。

図 1 0 のマップから目標過冷却度 S C O を算出することにより、暖房用室内熱交換器 1 2

50

における放熱能力 $Q$ を最適としながら、冷凍サイクル21の除湿時成績係数 $COP$ (=上記放熱能力 $Q$ /圧縮機22の動力 $W$ )を最大とすることができる。

【0059】

すなわち、蒸発器後温度センサ43により検出される蒸発器後温度は、暖房用室内熱交換器12を流入する空気温度に相当する。従って、上記蒸発器後温度が低いということは、暖房用室内熱交換器12内の冷媒温度と、この熱交換器12に流入する空気温度との温度差が大きいということであるから、上記放熱能力 $Q$ が大きいということになる。

【0060】

従って、目標過冷却度 $SCO$ を大きな値として算出して、その結果、圧縮機22の動力 $W$ が大きくなっても、それ以上に能力 $Q$ が大きくなって除湿 $COP$ が大きくなるので、蒸発器後温度が低いときには、目標過冷却度 $SCO$ を大きな値として算出する。

そして、次のステップ330では、ステップ310で算出した過冷却度 $SC$ がステップ320で算出した目標過冷却度 $SCO$ となるように、電気式膨張弁26の開度を制御する。このステップ330の具体的な制御方法はステップ170と同じであるため、その説明は省略する。

【0061】

次に、上記ステップ120にて暖房運転モードであると判定されたときについて説明する。

ステップ180では、温度設定レバー51の設定位置に応じた目標高圧圧力 $PCO$ を、 $ROOM$ に記憶された図6に示すマップに基づいて決定する。そして、次のステップ185にて図15に示す暖房時の送風機制御を行う。すなわち、フット吹出口8からの冷風の吹出防止およびサイクル高圧の立ち上がりを早くするために、高圧センサ47の検出値に基づいて、サイクル高圧 $SP$ が所定値(図15の例では $9\text{ kg/cm}^2\text{ G}$ )に上昇するまでの間は、使用者が風量切換レバー52により設定した風量レベルによらずに、強制的に、送風機7を停止状態(OFF)に維持する。

【0062】

これにより、フット吹出口8からの冷風の吹出防止を図るとともに、暖房用室内熱交換器12での冷媒放熱量を抑制して、サイクル高圧 $SP$ の立ち上がりを早くすることができる。そして、サイクル高圧 $SP$ が所定値( $9\text{ kg/cm}^2\text{ G}$ )に上昇した以降は、暖房フィードバック向上のために、使用者が風量切換レバー52により設定した風量レベルまで、風量を1段階ずつ増加させていく。この風量レベルの切替(増加)は、サイクルの実際の高圧 $SP$ と目標高圧 $PCO$ との偏差 $PO$ ( $PO = PCO - SP$ )が所定値(図15に1例を図示)まで低下すると、1段上の風量レベルとなるように、送風機モータ7aの端子間電圧を調整する。

【0063】

なお、このような暖房起動時の風量制御(送風機7の強制停止)は、除湿時と同様に、圧縮機22起動後の所定時間(例えば、3分間)の間のみである。この起動後の所定時間経過後は、上記偏差 $PO$ の低下に応じて1段階ずつ上の風量レベルに切り替えていき、使用者が設定した風量レベルまで高める。

次のステップ190にて、高圧センサ47が検出した高圧 $SP$ が上記 $PCO$ となるように、インバータ30を制御し、圧縮機回転数を制御する。

【0064】

そして、次のステップ200では、暖房用室内熱交換器12における凝縮液冷媒の過冷却度 $SC$ を、上記数式2に基づいて算出する。

そして、次のステップ210では、吸込温度センサ42が検出した吸込温度に対応する目標過冷却度 $SCO$ を、 $ROOM$ に記憶された図11のマップに基づいて算出する。図11のマップから目標過冷却度 $SCO$ を算出することにより、暖房用室内熱交換器12における放熱能力 $Q$ を最適としながら、冷凍サイクル21の暖房 $COP$ (=上記放熱能力 $Q$ /圧縮機22の動力 $W$ )を最大とすることができる。

【0065】

10

20

30

40

50

すなわち、暖房運転モード時には、冷房用室内熱交換器 1 1 内に冷媒が流れないので、吸込温度センサ 4 2 が検出する吸込温度（冷房用室内熱交換器 1 1 の吸込側空気温度）は、暖房用室内熱交換器 1 2 を通過する空気温度に相当する。従って、上記吸込温度が低いということは、暖房用室内熱交換器 1 2 内の冷媒温度と、この熱交換器 1 2 を通過する空気温度との温度差が大きいということである。すなわち、上記放熱能力  $Q$  が大きいということである。

#### 【 0 0 6 6 】

従って、目標過冷却度  $SCO$  を大きな値として算出して、その結果、圧縮機 2 2 の動力  $W$  が大きくなっても、それ以上に能力  $Q$  が大きくなって暖房  $COP$  が大きくなるので、蒸発器後温度が低いときには、目標過冷却度  $SCO$  を大きな値として算出する。

10

そして、次のステップ 2 2 0 では、ステップ 2 0 0 で算出した過冷却度  $SC$  がステップ 2 1 0 で算出した目標過冷却度  $SCO$  となるように、電気式膨張弁 2 6 の開度を制御する。

#### 【 0 0 6 7 】

上記ステップ 1 8 0 ~ 2 2 0 の制御によって、基本的には、暖房能力は圧縮機回転数で制御され、冷凍サイクル 2 1 の効率（ $COP$ ）が最大となるように電気式膨張弁 2 6 の開度が制御される。

しかし、例えば車室内の急速暖房初期のように、圧縮機回転数が最高回転でありながら、高圧圧力が上記目標高圧圧力  $PCO$  に達していない暖房能力不足のときには、多少、冷凍サイクル 2 1 の効率を落としてでも、暖房能力を向上させることを優先させなければならない。

20

#### 【 0 0 6 8 】

従って、本実施形態では、圧縮機回転数が最高回転でありながら、暖房能力不足の状態あるときは、電気式膨張弁 2 6 の開度を増加させて、暖房能力の向上を図る。これを図 1 2 に示すモリエル線図で説明すると、図 1 2 の実線で示す状態で冷凍サイクル 2 1 が安定しているときに、電気式膨張弁 2 6 を所定量開くと、冷凍サイクル 2 1 は、図 1 2 の一点鎖線で示す状態（中間圧が上昇した状態）で安定するようになる。

#### 【 0 0 6 9 】

この中間圧の上昇によって、圧縮機 2 2 へのガスインジェクション量が増えるため、圧縮機 2 2 は、吸入ポート 2 2 b から吸入する冷媒循環量に、上記ガスインジェクションされる冷媒量加わって、圧縮仕事をすることになる。これにより、圧縮機 2 2 の仕事量が増えて冷凍サイクル 2 1 の効率は低下するものの、暖房用室内熱交換器 1 2 での冷媒放熱量が増加するので、暖房能力を向上できる。

30

#### 【 0 0 7 0 】

但し、電気式膨張弁 2 6 を開いていくと、ガスインジェクション量が増えていき、上記のように圧縮機 2 2 の仕事量（負荷）が増えていくので、インバータ 3 0 の負荷が大きくなっていくので、インバータ 3 0 の電流を検出して、インバータ 3 0 の過負荷防止のための電気式膨張弁制御を行う必要がある。

このように、ステップ 2 2 0 による、暖房時の具体的な膨張弁制御は、暖房運転特有の制御であり、ステップ 1 7 0（冷房時の制御）およびステップ 3 3 0（除湿時の制御）とは異なるものである。以下、図 1 6 のフローチャートに基づいて暖房時の膨張弁制御を具体的に説明する。

40

#### 【 0 0 7 1 】

図 1 6 において、ステップ 5 0 0 にて膨張弁制御がスタートし、最初に、ステップ 5 1 0 にて電気式膨張弁の初期制御が完了しているかの判定を行う。ここで初期制御とは次の制御を言う。すなわち、冷凍サイクル起動時、および冷房、暖房等の運転モード切替時のように、サイクルが不安定な状態であるときに電気式膨張弁 2 6 の開度をフィードバック制御すると、より一層サイクルが不安定になるため、冷凍サイクル起動時および運転モード切替時には、電気式膨張弁開度を一定時間の間、基準開度にて固定する。この電気式膨張弁開度を基準開度に固定する制御を初期制御と言う。

#### 【 0 0 7 2 】

50

そこで、電気式膨張弁 26 が基準開度にて一定時間経過した時点で初期制御完とする。基準開度  $EVS$  は下数式 3 により算出する。

【0073】

【数3】

$$EVS = (EVS' + EVA) * Kevs$$

$EVS'$  は外気温度  $T_{am}$  と室内温度（本案では蒸発器後温度センサにて代用）に応じて図 17 に示すマップにより算出される。

図 17 の縦軸は電気式膨張弁 26 の開度であり、電気式膨張弁 26 は本例ではアクチュエータとしてステップモータを備え、ステップモータに加えるパルス数により開度を調整できるようになっている。

10

【0074】

また、 $EVA$  は電気式膨張弁制御中に過負荷制御（後述のステップ 565）が入った時点で基準開度を修正するために設定した係数である。 $Kevs$  は、使用者が設定した風量レベルによる補正係数であり、図 18 に示すように風量レベルが少なくなるほど、小さな値となつて、基準開度  $EVS$  が小さくなるように設定する。

【0075】

ステップ 510 にて  $No$  と判定した場合はステップ 515 に移り、上記初期制御を行う。次に、上記初期制御が完了して、ステップ 510 の判定が  $Yes$  になると、ステップ 520 に移り、風量マニュアルが下降したかを判定する。ここでいう、風量マニュアル下降とは、使用者が風量切換レバー 52 により風量レベルを下げることを意味する。

20

【0076】

風量切換レバー 52 のマニュアル操作にて、風量レベルが下がった場合は、ステップ 525 に移り、電気式膨張弁 26 を上記ステップ 510 にて説明した基準開度  $EVS$  に戻す。これは、風量が低下し高圧が異常に上昇することによる吹出温度変動およびインバータ電流の増加によるサイクル停止を防止するために行うものである。

【0077】

一方、ステップ 520 にて  $No$  と判定した場合は、ステップ 530 に移り暖房能力不足の判定を行う。この暖房能力不足の判定は、圧力センサ 47 により検出される高圧  $SP$  と目標高圧  $PCO$  との偏差  $PO (= PCO - SP)$  に基づいて行う。すなわち、図 19 の横軸はこの偏差  $PO$  であつて、図中、横軸の左側は偏差  $PO$  が大であり、横軸の右側は偏差  $PO$  が小である。

30

【0078】

図 19 において、偏差  $PO$  が大となる A 状態は暖房能力不足の状態であり、偏差  $PO$  が小となる B 状態は暖房能力が十分な状態である。但し、風量レベルの切替時（例えば、 $HIM2$  への風量低下時）等では能力不足時でも高圧  $SP$  が過渡的に上昇することがあるので、暖房能力不足の判定には、偏差  $PO$  と圧縮機回転数の両方を用いることが好ましい。

【0079】

そこで、ステップ 530 では、偏差  $PO$  が小となる B 状態の場合で、かつ、圧縮機回転数が高回転域でない（圧縮機回転数が所定回転数未満である）場合は、暖房能力が十分であるとし、ステップ 540 に移り、圧縮機過熱の判定を行う。圧縮機過熱の判定は、圧縮機温度（吐出冷媒温度）センサ 46 の検出値が一定温度以上となつたら過熱と判定し、ステップ 550 に移り、電気式膨張弁 26 の開度を所定開度だけ開けて、ガスインジェクション量の増加により圧縮機吐出温度を下げる。ステップ 540 にて圧縮機温度が正常（判定  $No$ ）と判定された場合はステップ 545 に移り、サイクルの効率が最大となるよう電気式膨張弁 26 の開度を制御する。このステップ 545 による電気式膨張弁 26 の開度制御は、前述の除湿時および冷房時（特開平 9 - 86149 号公報）と同じであるので、具体的説明は省略する。

40

【0080】

一方、ステップ 530 にて、偏差  $PO$  が大となる図 19 の A 状態、または圧縮機回転数が所定値以上である状態であるときは、暖房能力不足であると判定（ $YES$ ）し、ステップ

50

560に移り、インバータ過負荷の判定を行う。このインバータ過負荷の判定は、インバータ電流を検出する電流センサ48の検出値により図20に示すごとく判定する。

【0081】

すなわち、インバータ電流が図20の第1判定電流値gを越えた場合、過負荷Lと判定し、ステップ565に移り、電気式膨張弁26の開度を一定開度閉じて、ガスインジェクション量の減少により圧縮機トルクを減少させ、インバータ電流値を下げる。もし、何らかの原因で、インバータ電流が図20の第2判定電流値hを越えた場合は過負荷Hと判定し、ステップ565において圧縮機回転数を低下させ、さらに、インバータ電流が図20の第3判定電流値iを越えた場合はサイクルの停止域と判定し、ステップ565において圧縮機22を停止させる。このような制御をステップ565で行うことにより、インバータ30の過負荷を防止する。

10

【0082】

次に、インバータ電流が図20の第1判定電流値gより小であるときは、ステップ560にて正常(判定No)と判定され、ステップ570に移り、送風機7の風量が増加したかの判定を行う。ここで、風量が上昇した場合は、高圧の低下を防止するため、ステップ575に移り、電気式膨張弁26の開度を一定開度開ける。

【0083】

一方、風量の変化がない場合は、ステップ570の判定がNoとなり、ステップ580に移り高圧の急上昇の判定を行う。これは、風量が少ない場合や室内温度が高い場合のように、サイクルの高圧が上昇しやすい条件下では、電気式膨張弁26の開度が大きすぎると、高圧が急上昇し、インバータ出力電流が規定値(図20の第2判定電流値h)を超え、圧縮機回転数の引き下げ制御や過負荷によるサイクル停止という事態が発生することを防止するために設定するものである。

20

【0084】

その具体的手法としては、例えば、過去の所定時間(例えば、1分間)の高圧の最小値 $SP < - 60 >$ と圧力センサ47の検出値(現在の高圧の値) $SP$ から、圧力変化率 $SP < - 60 >$ を下数式4より算出する。

【0085】

【数4】

$$SP < - 60 > = SP - SP < - 60 >$$

30

そして、この圧力変化率 $SP < - 60 >$ が一定値以上の場合、具体的には、図21において、圧力変化率が第2判定電流値k(第2判定電流値 $k >$ 第1判定電流値j)を越えた場合は、異常高圧上昇とみなし、ステップ585に移り、電気式膨張弁26の開度を直ちに一定量閉める。

【0086】

一方、ステップ580にて圧力変化率 $SP < - 60 >$ が上記第2判定電流値kより小さい場合は高圧の急上昇なしと判定して、ステップ590に移り、室外熱交換器24の着霜判定を行う。高湿度低外気温の環境にて暖房運転をすると、室外熱交換器24に霜が付くことにより暖房性能が低下してしまう。

そこで、この室外熱交換器24での着霜有無を室外熱交換器24の出口に設定した冷媒温度センサ45の検出値により判定する。例えば、室外熱交換器出口冷媒温度が一定温度以下となった場合は着霜ありと判定して、ステップ595で電気式膨張弁26の開度を一定量開けて、暖房性能の向上を図る。

40

【0087】

一方、ステップ590にて着霜なしと判定された場合は、ステップ600に移り、圧力変化率が正常制御域か判定する。ここでは、上記圧力変化率 $SP < - 60 >$ が図21の第1判定電流値jと第2判定電流値kとの間に位置しているときは、正常制御域であると判定し、電気式膨張弁26の開度を固定することにより、サイクル高圧を安定的に上昇させ、上記ステップ580で説明した圧力急上昇を押さえる。

【0088】

50

ステップ600にて、上記圧力変化率  $SP < -60 >$  が図21の第1判定電流値  $j$  より小さいと判定されると、最後に、ステップ610に移り、本制御の最終目的である、暖房能力不足に対する膨張弁開度のフィードバック制御を行う。ここでは、目標高圧  $PCO$  と実際の高圧  $SP$  との偏差  $PO$  により電気式膨張弁26の弁開度増分  $EV$  を図22の制御マップ（マイクロコンピュータのROMに記憶されている）によって求める。図22に示すように、偏差  $PO$  の上昇につれて弁開度増分  $EV$  が比例的に増加し、偏差  $PO$  が所定値  $F$  に上昇した後は、弁開度増分  $EV$  が最大値  $G$  で飽和する特性となっている。

#### 【0089】

図16のフローチャートによると、ステップ620にて、図中の(1)～(10)で示すいずれかの開度に膨張弁開度が決定され、この開度に電気式膨張弁26が駆動される。ところで、図23は、暖房時において、室内への送風量が少ない場合や室内温度が高い場合のように、サイクルの高圧が急上昇しやすい条件下におけるインバータ電流およびサイクル高圧の挙動を示しており、図23の実線は前述した従来技術による膨張弁開度制御を行った場合を示し、一方、図23の破線は上述の本実施形態による膨張弁開度制御を行った場合を示している。

10

#### 【0090】

本実施形態によると、前述したごとく過去の所定時間内のサイクル高圧の変化率、すなわち、圧力変化率  $SP$  を算出して、図21に示す膨張弁開度制御を行っているから、高圧の急上昇時には、図23(a)の正常ゾーン（インバータ電流 < 第1判定電流値  $g$  の領域）において、圧力変化率  $SP$  が図21の第2判定電流値  $k$  より大きい状態が発生し、この時点（時刻  $t_0$ ）において膨張弁開度を閉側に制御することを開始する。

20

#### 【0091】

すなわち、従来技術による膨張弁開制御の開始時点  $t_1$  よりも早い時点  $t_0$  で、膨張弁開制御を開始できる。その結果、サイクル高圧の上昇を早い時期から抑制して、サイクル高圧の上昇ピークを図23(a)の破線に図示するように、従来技術に比して大幅に低くすることができる。これに伴って、インバータ電流の上昇ピークも図23(a)の破線に図示するように、従来技術に比して大幅に低くすることができ、第2判定電流値  $h$  以内に抑えることができる。その結果、インバータ電流の急上昇による圧縮機回転数の引き下げや圧縮機（サイクル）停止というインバータ保護制御の実施を未然に防止することが可能となる。

30

#### 【0092】

（他の実施形態）

なお、上記実施形態では、圧力センサ47によりサイクル高圧を検出して、電気式膨張弁26の弁開度制御を行っているが、上記図23に示したようにサイクル高圧の変化とインバータ電流の変化との間には相関関係があるので、サイクル高圧の代わりに、インバータ電流値を用いて、圧力変化率  $SP$  を算出（推定）するようにしてもよい。要は、サイクル高圧に関連する情報（物理量）を用いて圧力変化率  $SP$  を算出（推定）すればよい。

#### 【0093】

また、上記実施形態では、暖房能力不足を高圧圧力に基づいて判定するようにしたが、暖房用室内熱交換器12を通過した直後の空気温度に基づいて判定するようにしても良い。要は、暖房用室内熱交換器12における暖房能力に関連した情報（物理量）に基づいて判定すればよい。

40

また、上記実施形態では、室内熱交換器として、冷房用室内熱交換器11および暖房用室内熱交換器12をそれぞれ独立に設ける場合について説明したが、冷房用蒸発器および暖房用凝縮器の機能を1つの室内熱交換器に兼務させるサイクル構成を持ったものにも本発明を適用できることはもちろんである。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明一実施形態の全体構成図である。

【図2】上記実施形態の制御系のブロック図である。

【図3】上記実施形態のコントロールパネル50の正面図である。

50

【図4】冷房運転モード時における図3の温度設定レバー51の設定位置に対する目標吹出温度の関係を示すマップである。

【図5】除湿運転モード時における上記温度設定レバー51の設定位置に対する目標高圧圧力の関係を示すマップである。

【図6】暖房運転モード時における上記温度設定レバー51の設定位置に対する目標高圧圧力の関係を示すマップである。

【図7】上記温度設定レバー51の全作動領域に対する冷凍サイクル運転モードの関係を示す図である。

【図8】上記実施形態のマイクロコンピュータによる制御フローチャートである。

【図9】上記実施形態の外気温度と目標過冷却度SCOとの関係を示すマップである。

10

【図10】上記実施形態の蒸発器後温度と目標過冷却度SCOとの関係を示すマップである。

【図11】上記実施形態の吸込温度と目標過冷却度SCOとの関係を示すマップである。

【図12】上記実施形態の冷凍サイクル21のモリエル線図である。

【図13】上記実施形態における冷房時の風量レベル制御特性図である。

【図14】上記実施形態における除湿時の風量レベル制御特性図である。

【図15】上記実施形態における暖房時の風量レベル制御特性図である。

【図16】上記実施形態における暖房時の膨張弁開度制御のフローチャートである。

【図17】上記実施形態の膨張弁開度と蒸発器後温度との関係を示すマップである。

【図18】上記実施形態の膨張弁開度制御のための補正係数 $K_{evs}$ と風量レベルとの関係を示す図表である。

20

【図19】上記実施形態における暖房能力不足判定の説明図である。

【図20】上記実施形態におけるインバータ過負荷防止制御の説明図である。

【図21】上記実施形態における圧力変化率による膨張弁開度制御の説明図である。

【図22】上記実施形態の膨張弁開度増分EVの制御マップである。

【図23】上記実施形態および従来装置における高圧急上昇時の作動説明図である。

【符号の説明】

2...空調ダクト(空気通路)、7...送風機、11...冷房用室内熱交換器(蒸発器)、12

...暖房用室内熱交換器(凝縮器)、21...冷凍サイクル、

22...圧縮機、22a...吐出ポート、22b...吸入ポート、

30

22c...ガスインジェクションポート、22d...ガスインジェクション用通路、

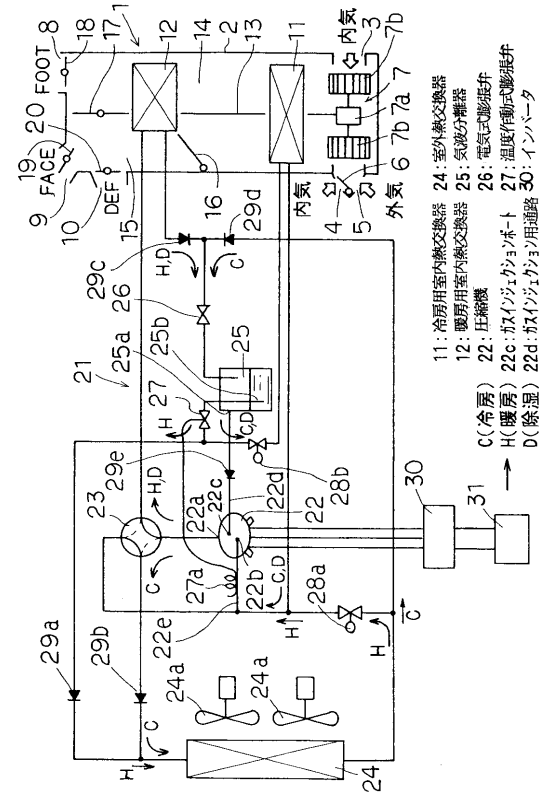
23...四方弁、24...室外熱交換器、25...気液分離器、

26...電気式膨張弁(第1減圧手段)、

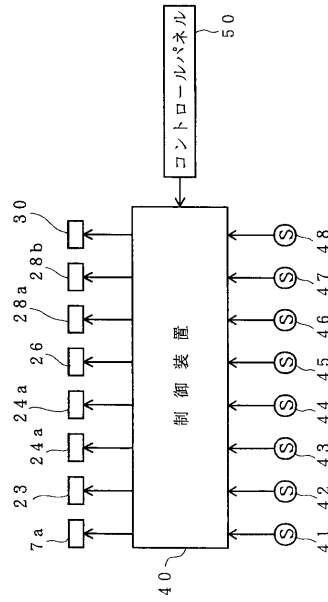
27...温度作動式膨張弁(第2減圧手段)、40...制御装置、

48...電流センサ(圧縮機負荷検出手段)。

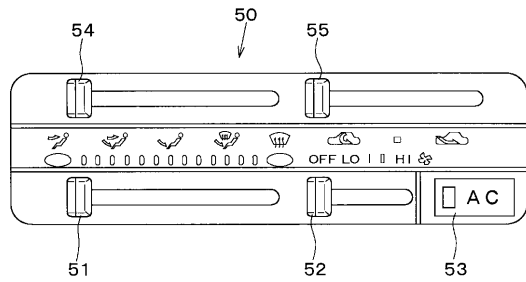
【 図 1 】



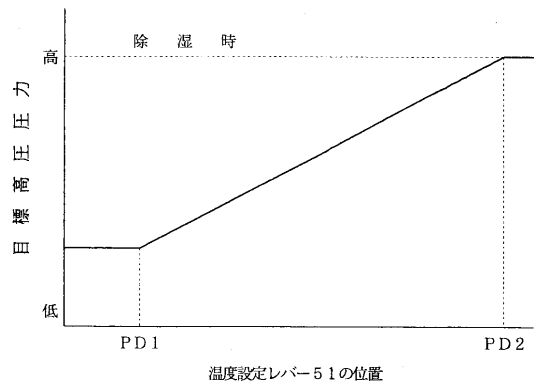
【 図 2 】



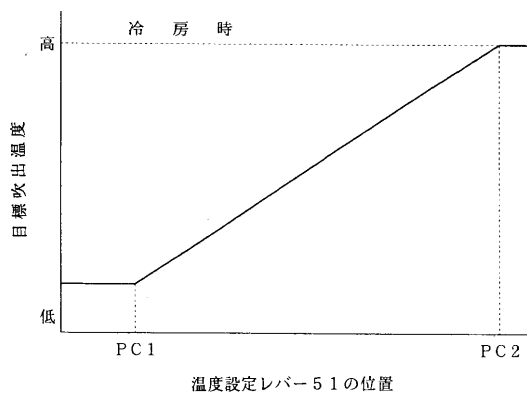
【 図 3 】



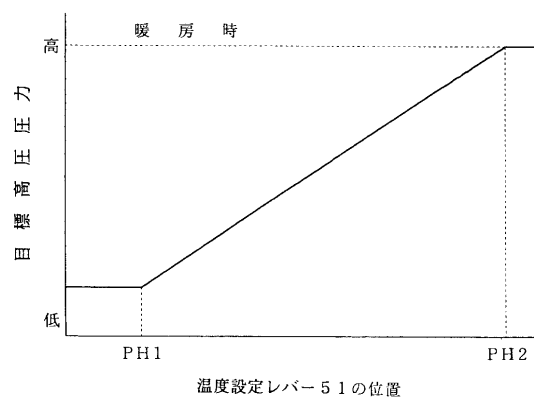
【 図 5 】



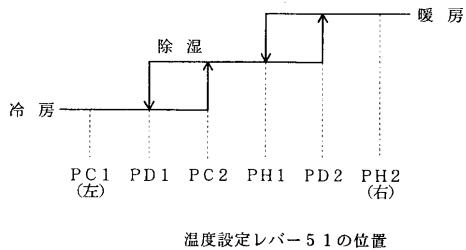
【 図 4 】



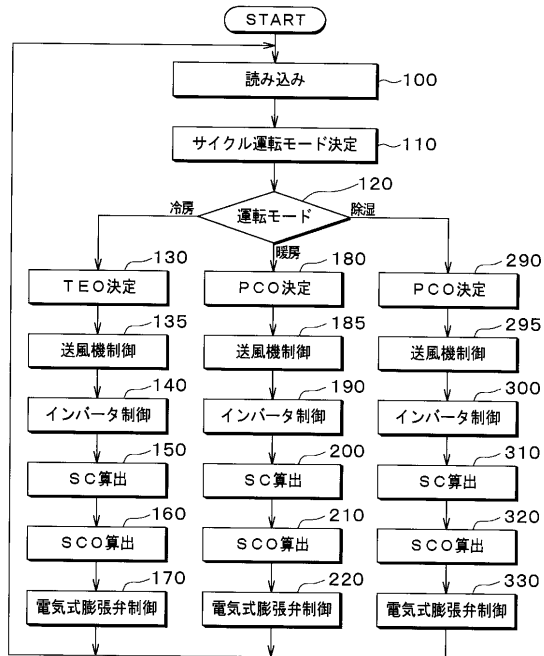
【 図 6 】



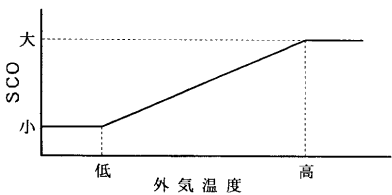
【 図 7 】



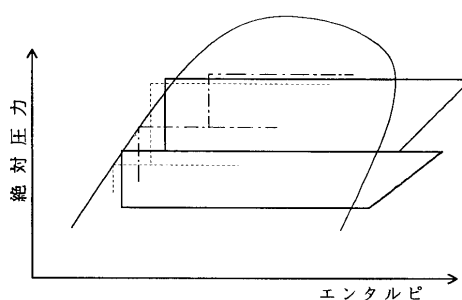
【 図 8 】



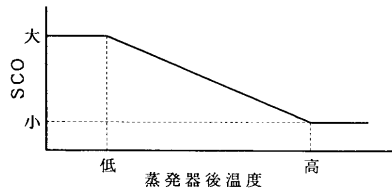
【 図 9 】



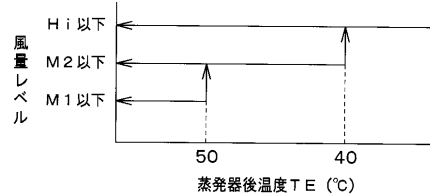
【 図 1 2 】



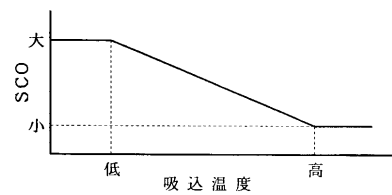
【 図 1 0 】



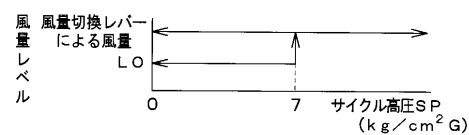
【 図 1 3 】



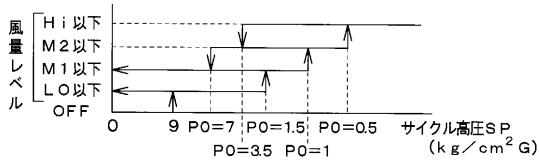
【 図 1 1 】



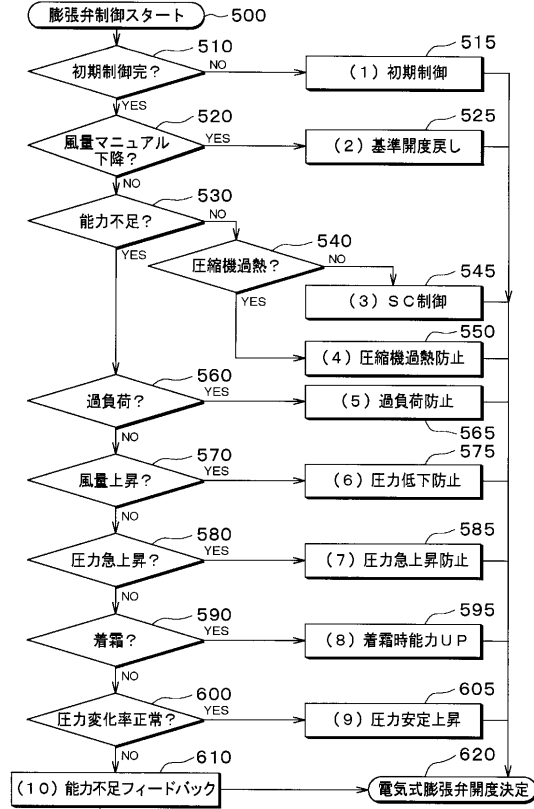
【 図 1 4 】



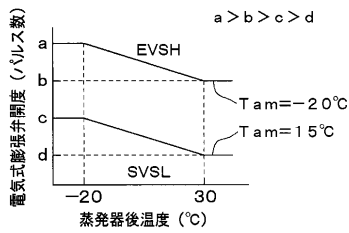
【 図 1 5 】



【 図 1 6 】



【 図 1 7 】

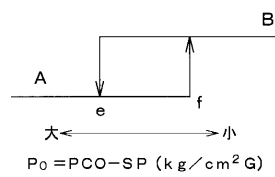


$[T_{am} \leq -20^{\circ}\text{C}] \rightarrow \text{EVS}' = \text{EVSH}$   
 $[T_{am} > 15^{\circ}\text{C}] \rightarrow \text{EVS}' = \text{EVSL}$   
 $[-20^{\circ}\text{C} < T_{am} \leq 15^{\circ}\text{C}]$   
 $\rightarrow \text{EVS}' = \text{EVSH} * (-T_{am}) / 35 + \text{EVSL} * (T_{am} + 35) / 35$

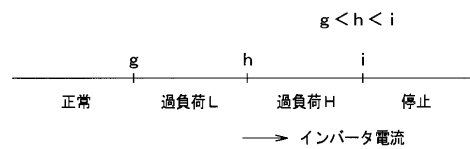
【 図 1 8 】

風量レベル	Kevs
Hi	1
M2	0.95
M1	0.9
LO	0.85

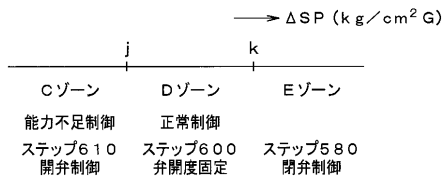
【 図 1 9 】



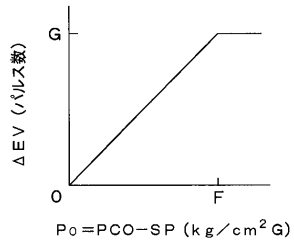
【 図 2 0 】



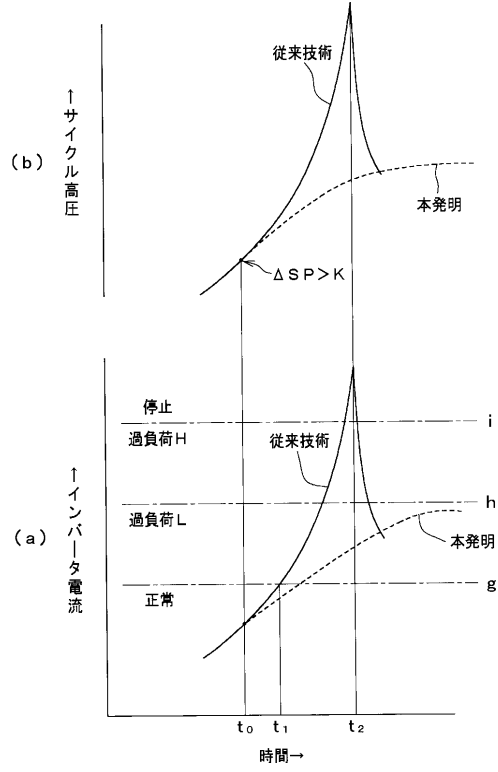
【 図 2 1 】



【 図 2 2 】



【 図 2 3 】



## フロントページの続き

(51) Int.Cl. F I  
F 2 5 B 29/00 4 1 1 E  
B 6 0 H 1/32 6 2 4 F

(72)発明者 竹尾 裕治  
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 入谷 邦夫  
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 楨原 進

(56)参考文献 特開平11-159920(JP,A)  
特開平10-325622(JP,A)  
特開平10-166846(JP,A)  
特開平09-254640(JP,A)  
特開平09-086149(JP,A)  
特開平09-071125(JP,A)  
特開平09-039550(JP,A)  
特開平05-319070(JP,A)  
特開平03-030571(JP,A)  
特開平2-254260(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60H 1/22

F25B 1/00