

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局

(43) 国際公開日  
2014年8月7日(07.08.2014)



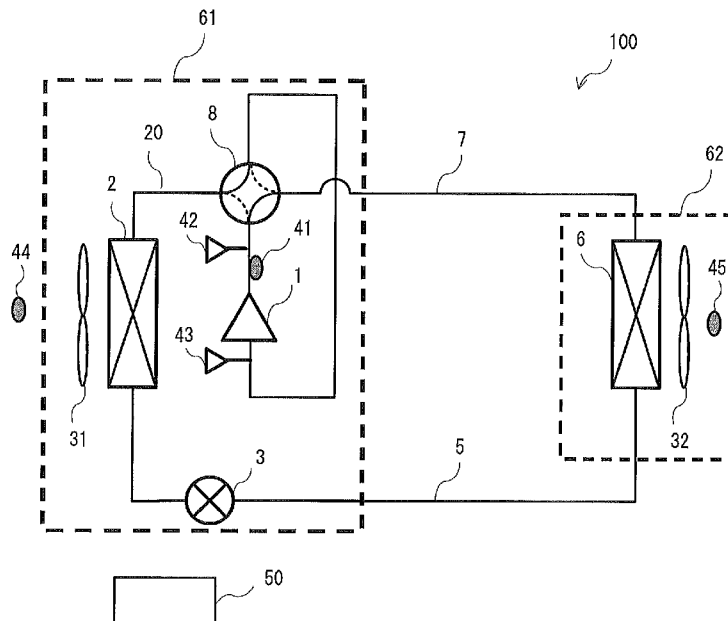
(10) 国際公開番号  
WO 2014/118952 A1

- (51) 国際特許分類:  
F25B 1/00 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/052241
- (22) 国際出願日: 2013年1月31日(31.01.2013)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 三菱電機株式会社(MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (71) 出願人(米国についてのみ): 田中 航祐(TANAKA, Kosuke) [—/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 松井 良輔(MATSUI, Ryosuke) [—/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 牧野 浩招(MAKINO, Hiroaki) [—/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 坂部 昭憲(SAKABE, Akinori) [—/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 小林 久夫, 外(KOBAYASHI, Hisao et al.); 〒1050001 東京都港区虎ノ門二丁目10番1号 虎ノ門ツインビルディング東棟8階 特許業務法人きさ特許商標事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR,

[続葉有]

(54) Title: REFRIGERATION-CYCLE DEVICE AND METHOD FOR CONTROLLING REFRIGERATION-CYCLE DEVICE

(54) 発明の名称: 冷凍サイクル装置、及び冷凍サイクル装置の制御方法



(57) Abstract: The condensing temperature ( $T_c^*$ ) and evaporating temperature ( $T_e^*$ ) that a refrigerant will exhibit after a compressor (1) is started up or the operating displacement thereof is changed are predicted on the basis of a condenser intake air temperature ( $T_{ac}$ ), an evaporator intake air temperature ( $T_{ae}$ ), and a compressor operating displacement ( $VP$ ). A set position ( $LP$ ) for an expansion valve (3) is determined on the basis of the compressor operating displacement ( $VP$ ) and the predicted condensing temperature ( $T_c^*$ ) and evaporating temperature ( $T_e^*$ ).

(57) 要約: 凝縮器吸込空気温度  $T_{ac}$  と、蒸発器吸込空気温度  $T_{ae}$  と、圧縮機運転容量  $VP$  とに基づき、圧縮機 1 を起動した後又は圧縮機 1 の運転容量を変更した後における、冷媒の凝縮温度の予測値  $T_c^*$  及び蒸発温度の予測値  $T_e^*$  を求め、予測値  $T_c^*$  と、予測値  $T_e^*$  と、圧縮機運転容量  $VP$  とに基づき、膨張弁 3 の設定開度  $LP$  を決定する。



WO 2014/118952 A1

GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG). 添付公開書類:  
— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

## 明 細 書

発明の名称：

冷凍サイクル装置、及び冷凍サイクル装置の制御方法

### 技術分野

[0001] 本発明は、圧縮機、凝縮器、膨張弁、及び、蒸発器を、配管によって環状に接続し、冷媒を循環させる冷凍サイクル装置、及びその制御方法に関する。

### 背景技術

[0002] 従来の冷凍サイクル装置においては、例えば、暖房運転の起動時に膨張弁の開度を予め設定された起動開度に設定し、低圧冷媒圧力が所定圧力以上であると、膨張弁の開度を起動開度より小さくし、低圧冷媒圧力が所定圧力より低下すると膨張弁の開度を大きく設定するものが提案されている（例えば、特許文献1参照）。

また、運転起動時に、蒸発器に流入する冷媒が過熱ガス状態であると判別された場合には、膨張弁の開度を増加させるものが提案されている（例えば、特許文献2参照）。

また、圧縮機の吐出管温度の変化を監視し、この吐出管温度の変化に対応して、次回起動時における膨張弁開度を学習させることで、次回起動時の膨張弁の開度を設定するものが提案されている（例えば、特許文献3参照）。

また、膨張弁の開度を、室外温度条件に従って段階的に調整して、圧縮機の設定周波数に適合した設定開度に到達させる制御を行うものが提案されている（例えば、特許文献4参照）。

### 先行技術文献

#### 特許文献

[0003] 特許文献1：特許第3208923号公報（段落[0016]、[0017]）

特許文献2：特許第5022920号公報（段落[0005]）

特許文献3：特開平11-153366号公報（段落[0008]）

特許文献4：特開2000-337717号公報（段落[0010]）

## 発明の概要

### 発明が解決しようとする課題

[0004] 外気温度が低い環境条件において冷凍サイクル装置の運転を起動する場合、停止時に冷媒が室外機の機器内（蒸発器、アキュムレータ等）で液相状態となって溜まっているため、起動時に膨張弁に流入する冷媒が気液二相状態となり、冷媒密度が小さくなる。そのため、起動直後の運転では、低压側の冷媒圧力が低下し、冷凍機油の循環不良が発生する。

また、外気温度が高い環境条件において冷凍サイクル装置の運転を起動する場合、高圧縮比運転となるため、起動時に圧縮機の吐出温度が過剰に上昇し易くなる。吐出温度が過剰に上昇すると、冷凍機油が劣化し、圧縮機の巻線の熱耐力が低下する。

[0005] 従来の技術では、膨張弁の起動開度を大きく設定し、膨張弁の入り口側のサブクール（SC）が確保される所定の時間が経過してから、通常制御（吐出温度制御、室内機のSC制御）を開始していた。

しかし、外気温度が想定と異なる場合などの環境条件の変化、又は圧縮機の運転容量の変更等によっては、圧縮機への液バックが発生するという問題点があった。このため、運転効率の低下及び機器信頼性が低下するという問題点があった。

また、逆に起動開度が小さすぎる場合は、低压側の冷媒圧力が低下して、圧縮機の吐出温度（ $T_d$ ）が過剰に上昇し、運転効率の低下及び機器信頼性が低下するという問題点があった。特に、GWP（Global Warming potential）が低い冷媒であるR32冷媒は、現在用いられているR410A冷媒と比べて、吐出温度（ $T_d$ ）が、15～30K程度上昇する傾向があり、この問題点が顕著となる。

[0006] 特許文献1～4に記載の技術では、膨張弁の開度制御に伴う、高压側の冷媒圧力、及び吐出温度への影響が考慮されていない。このため、環境条件に

よっては、圧縮機の吐出温度が過剰に上昇し、運転効率の低下及び機器信頼性が低下するという問題点があった。

さらに、特許文献2に記載の技術では、蒸発器に流入する冷媒が過熱ガス状態であると判別したあとに膨張弁の開度制御を行うため、応答遅れが生じて制御の即応性が低いという問題点があった。また、特許文献3に記載の技術では、次回起動時の膨張弁開度を学習させる必要があり、制御の即応性が低いという問題点があった。

[0007] 本発明は、上記のような課題を解決するためになされたもので、環境条件及び圧縮機の運転容量に応じた適正な膨張弁の開度を設定することができる冷凍サイクル装置及び冷凍サイクル装置の制御方法を得ることを目的とする。

また、外気温度が低い環境条件における低圧側の冷媒圧力の低下を抑制し、運転効率を向上することができる冷凍サイクル装置及び冷凍サイクル装置の制御方法を得ることを目的とする。

また、圧縮機の吐出温度の過剰な上昇を抑制し、機器信頼性を向上することができる冷凍サイクル装置及び冷凍サイクル装置の制御方法を得ることを目的とする。

また、膨張弁の開度制御の即応性を向上することができる冷凍サイクル装置及び冷凍サイクル装置の制御方法を得ることを目的とする。

### 課題を解決するための手段

[0008] 本発明に係る冷凍サイクル装置は、運転容量が可変である圧縮機、凝縮器、開度が可変である膨張弁、及び、蒸発器を、配管によって環状に接続し、冷媒を循環させる冷凍サイクル装置において、前記凝縮器内の前記冷媒と熱交換される熱媒体の温度を検出する第1温度センサと、前記蒸発器内の前記冷媒と熱交換される熱媒体の温度を検出する第2温度センサと、前記圧縮機の運転容量、及び前記膨張弁の開度を制御する制御装置と、を備え、前記制御装置は、前記圧縮機を起動する際又は前記圧縮機の運転容量を変更する際、前記第1温度センサの検出値と、前記第2温度センサの検出値と、前記圧

縮機に設定する運転容量の設定値（ $V_P$ ）とに基づき、前記圧縮機を起動した後又は前記圧縮機の運転容量を変更した後における、前記冷媒の凝縮温度の予測値（ $T_{c*}$ ）及び前記冷媒の蒸発温度の予測値（ $T_{e*}$ ）を求め、前記凝縮温度の予測値（ $T_{c*}$ ）と、前記蒸発温度の予測値（ $T_{e*}$ ）と、前記圧縮機に設定する運転容量の設定値（ $V_P$ ）とに基づき、前記膨張弁に設定する開度を決定することを特徴とする。

### 発明の効果

[0009] 本発明は、環境条件及び圧縮機の運転容量に応じた適正な膨張弁の開度を設定することができる。

また、外気温度が低い環境条件における低圧側の冷媒圧力の低下を抑制し、運転効率を向上することができる。

また、圧縮機の吐出温度の過剰な上昇を抑制し、機器信頼性を向上することができる。

また、膨張弁の開度制御の即応性を向上することができる。

### 図面の簡単な説明

[0010] [図1]本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置の構成図である。

[図2]本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置の全体制御フローを示す図である。

[図3]本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置のP-h線図である。

[図4]膨張弁の開度とCv値との関係を示す図である。

[図5]本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置の基準開度演算フローを示す図である。

[図6]本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置の低圧補正制御を説明するP-h線図である。

[図7]本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置の低圧補正制御フローを示す図である。

[図8]本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置のTd補正制御フローを示す図である。

[図9]本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置の動作結果の一例を示す図である。

### 発明を実施するための形態

[0011] 実施の形態1.

#### <冷凍サイクル装置の構成>

図1は、本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置の構成図である。

図1に示すように、冷凍サイクル装置100は、室外機61、及び室内機62を備えている。室外機61と室内機62とは、液管5及びガス管7によって接続され、後述の冷媒回路20を構成している。室外機61は、熱源、例えば大気等へ放熱又は吸熱を行う。室内機62は、負荷、例えば室内空気への放熱又は吸熱を行う。なお、図1には室内機62を1台のみ備えた構成を示したが、複数台としてもよい。

[0012] <室外機の構成>

室外機61は、圧縮機1と、流路切り替え装置である四方弁8と、大気や水等の熱媒体と熱交換を行う室外熱交換器2と、減圧装置である膨張弁3とを備え、これらが冷媒配管で接続されている。室外機61は更に、大気や水等の熱媒体を室外熱交換器2に搬送する装置である室外ファン31を備えている。以下、室外機61を構成する各機器について順に説明する。

[0013] (圧縮機)

圧縮機1は例えば全密閉式圧縮機であり、制御装置50からの指令によってインバータで回転数を可変することができる圧縮機である。制御装置50は、空調負荷等に応じて圧縮機1の回転数を制御して、冷媒回路20を循環する冷媒流量を調整する。これによって、室内機62での放熱又は吸熱量を調整し、例えば負荷側が室内空気の場合は、室内空気温度を適正に保つことができる。

[0014] (四方弁)

四方弁8は、圧縮機1から吐出されたガス冷媒を室外熱交換器2又は室内熱交換器6に流すように流路を切り替えるために用いられる。四方弁8で流

路を切り替えることで、例えば室外熱交換器 2 を凝縮器（放熱器）として機能させたり、蒸発器として機能させたりすることができる。

[0015] （室外熱交換器）

室外熱交換器 2 は、例えばフィンアンドチューブ型熱交換器で、室外ファン 3 1 から供給された熱媒体としての外気と、冷媒との熱交換を行う。なお、室外熱交換器 2 において冷媒と熱交換する熱媒体は、外気（空気）に限らず、例えば水や不凍液等を熱源として利用できるようにしても良い。この場合、室外熱交換器 2 にはプレート熱交換器を用い、熱源側搬送装置には室外ファン 3 1 ではなくポンプを用いる。また、室外熱交換器 2 は、熱交換配管を地中に埋めて地熱を利用することで年間を通じて安定した温度の熱源を供給できるようにしても良い。

[0016] （膨張弁）

膨張弁 3 は、制御装置 5 0 からの指令によって開度を可変することができる弁である。膨張弁 3 は、例えば、電子制御式膨張弁（Linear Expansion Valve: LEV）を用いる。膨張弁 3 は、開度を変化させることで流路抵抗が変化する。膨張弁 3 の開度を設定する動作は後述する。

[0017] <室内機の構成>

室内機 6 2 は、室内空気等の熱媒体と熱交換を行う室内熱交換器 6 と、室内空気等の熱媒体を搬送する装置である室内ファン 3 2 とを備えている。以下、室内機 6 2 を構成する各機器について順に説明する。

[0018] （室内熱交換器）

室内熱交換器 6 は、例えばフィンアンドチューブ型熱交換器で構成され、室内ファン 3 2 から供給された熱媒体としての室内空気と、冷媒との熱交換を行う。なお、室内熱交換器 6 において冷媒と熱交換する熱媒体は、室内空気に限らず、例えば水や不凍液等を熱源として利用できるようにしても良い。この場合、室内熱交換器 6 にはプレート熱交換器を用い、負荷側搬送装置は室内ファン 3 2 ではなくポンプを用いる。

## [0019] (接続配管)

液管 5 とガス管 7 は、室外機 6 1 と室内機 6 2 を接続する接続配管であり、接続に必要な所定の長さを持つ。また、一般的には液管 5 よりもガス管 7 の配管径は大きい。液管 5 は、室外機 6 1 の膨張弁 3 と、室内機 6 2 の室内熱交換器 6 との間に接続される。また、ガス管 7 は、室外機 6 1 の四方弁 8 と、室内機 6 2 の室内熱交換器 6 との間に接続される。このように液管 5 及びガス管 7 により室外機 6 1 と室内機 6 2 とが接続されることで、圧縮機 1、四方弁 8、室内熱交換器 6、膨張弁 3、室外熱交換器 2、四方弁 8 の順に冷媒が循環する冷媒回路 2 0 が構成される。

## [0020] &lt;センサ類及び制御装置&gt;

次に、冷凍サイクル装置 1 0 0 に備えられたセンサ類及び制御装置 5 0 について説明する。

圧縮機 1 の吐出側には、圧縮機 1 から吐出された冷媒の温度（以下、吐出温度  $T_d$ ）を検出する吐出温度センサ 4 1 が設けられている。圧縮機 1 の吐出側には、圧縮機 1 から吐出された冷媒の圧力（以下、吐出圧力  $P_d$ ）を検出する吐出圧力センサ 4 2 が設けられている。圧縮機 1 の吸入側には、圧縮機 1 から吐出された冷媒の圧力（以下、吸入圧力  $P_s$ ）を検出する吸入圧力センサ 4 3 が設けられている。

[0021] 室外機 6 1 には、室外熱交換器 2 内の冷媒と熱交換される空気（外気）の温度を検出する室外温度センサ 4 4 が設けられている。室内機 6 2 には、室内熱交換器 6 内の冷媒と熱交換される空気（室内空気）の温度を検出する室内温度センサ 4 5 が設けられている。

すなわち、暖房運転時において、室外温度センサ 4 4 は、蒸発器に吸い込まれる空気の温度（蒸発器吸込空気温度  $T_{ae}$ ）を検出し、室内温度センサ 4 5 は、凝縮器に吸い込まれる空気の温度（凝縮器吸込空気温度  $T_{ac}$ ）を検出する。また、冷房運転時において、室外温度センサ 4 4 は、凝縮器に吸い込まれる空気の温度（凝縮器吸込空気温度  $T_{ac}$ ）を検出し、室内温度センサ 4 5 は、蒸発器に吸い込まれる空気の温度（蒸発器吸込空気温度  $T_{ae}$ ）

)を検出する。

[0022] なお、室外温度センサ44又は室内温度センサ45のうち、凝縮器吸込空気温度 $T_{ac}$ を検出するセンサが、本発明における「第1温度センサ」に相当する。

また、室外温度センサ44又は室内温度センサ45のうち、蒸発器吸込空気温度 $T_{ae}$ を検出するセンサが、本発明における「第2温度センサ」に相当する。

また、吐出温度センサ41は、本発明における「第3温度センサ」に相当する。

[0023] 制御装置50は、マイクロコンピュータで構成され、CPU、RAM及びROM等を備えており、ROMには制御プログラム及び後述のフローチャートに対応したプログラム等が記憶されている。制御装置50は、各センサからの検出値に基づいて圧縮機1、膨張弁3、室外ファン31及び室内ファン32を制御する。また、制御装置50は四方弁8の切り替えにより冷房運転又は暖房運転を行う。なお、制御装置50は、室外機61に設けられていても良いし、室内機62に設けられていても良いし、また、室内制御装置と室外制御装置とに分けて構成し、互いに連携処理を行う構成にしても良い。

[0024] 次に、冷媒回路20における暖房運転及び冷房運転について説明する。

[0025] <暖房運転時の冷媒の動作>

暖房運転時は、四方弁8が図1の実線で示される状態に切り替えられる。そして、圧縮機1から吐出した高温高圧の冷媒は、四方弁8を通過してガス管7へ流入する。その後、冷媒は、室内機62の室内熱交換器6へ流入する。室内熱交換器6は、暖房運転時は凝縮器として働くことから、室内熱交換器6に流入した冷媒は室内ファン32からの室内空気と熱交換して放熱し、温度が低下して過冷却状態の液冷媒となって、室内熱交換器6から流出する。

[0026] 室内熱交換器6から流出した冷媒は、液管5へ流入する。その後、冷媒は、室外機61に流入する。そして、室外機61に流入した冷媒は、膨張弁3

によって減圧されて気液二相冷媒となり、室外熱交換器 2 へ流入する。室外熱交換器 2 は、暖房運転時には蒸発器として働くことから、室外熱交換器 2 に流入した冷媒は室外ファン 3 1 からの室外空気と熱交換して吸熱、蒸発し、ガス状態の冷媒となって室外熱交換器 2 から流出する。室外熱交換器 2 から流出した冷媒は、四方弁 8 を通過して、圧縮機 1 へ吸入される。

[0027] <冷房運転時の冷媒の動作>

冷房運転時は、四方弁 8 が図 1 の点線で示される状態に切り替えられる。圧縮機 1 から吐出した高温高圧の冷媒は、四方弁 8 を通過して室外熱交換器 2 へ流入する。室外熱交換器 2 に流入する冷媒は、圧縮機 1 から吐出した高温高圧冷媒と略変わらない冷媒状態である。室外熱交換器 2 は、冷房運転時は凝縮器として働くことから、室外熱交換器 2 に流入した冷媒は、室外ファン 3 1 からの外気（大気）と熱交換して放熱し、温度が低下して過冷却状態の液冷媒となって、室外熱交換器 2 から流出する。

[0028] 室外熱交換器 2 から流出した冷媒は、膨張弁 3 によって減圧されて気液二相冷媒となり、液管 5 に流入する。その後、冷媒は、室内機 6 2 の室内熱交換器 6 に流入する。室内熱交換器 6 は、冷房運転時には蒸発器として働くことから、室内熱交換器 6 に流入した冷媒は、室内ファン 3 2 からの室内空気と熱交換して吸熱、蒸発し、ガス状態の冷媒となって室内熱交換器 6 から流出する。室内熱交換器 6 から流出した冷媒は、ガス管 7 へ流入する。ガス管 7 へ流入した冷媒は、室外機 6 1 に流入する。そして、室外機 6 1 に流入した冷媒は、四方弁 8 を通過して、圧縮機 1 へ吸入される。

[0029] なお、本実施の形態 1 の冷凍サイクル装置 100 は、暖房運転と冷房運転とを切り替え可能に構成したが、本発明はこれに限定されない。暖房運転のみ又は冷房運転のみを実施する構成としても良い。この場合には四方弁 8 は設けなくても良い。

[0030] <制御動作>

次に、膨張弁 3 の開度を設定する制御動作を説明する。

[0031] 膨張弁 3 の開度を設定する制御動作は、基準開度演算、低圧補正制御、及

び $T_d$ 補正制御に大別される。制御装置50は、圧縮機1を起動する際又は圧縮機1の運転容量を変更する際、逐次、これらの演算及び制御動作を行うことで、膨張弁3の開度を設定する。

以下、全体制御フローを説明したあと、演算及び制御動作の詳細について説明する。

[0032] (全体制御フロー)

図2は、本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置の全体制御フローを示す図である。以下、図2の各ステップに基づき説明する。

[0033] (S101)

制御装置50は、基準開度演算(L P b a s e)を実施する。

基準開度演算において、制御装置50は、圧縮機1を起動した後又は圧縮機1の運転容量を変更した後における、凝縮温度の予測値 $T_c^*$ 及び蒸発温度の予測値 $T_e^*$ を演算する。そして、凝縮温度の予測値 $T_c^*$ と、蒸発温度の予測値 $T_e^*$ と、圧縮機1に設定する運転容量の設定値(以下、圧縮機容量 $V_P$ という)とに基づき、膨張弁3に設定する基準開度L P b a s eを演算する。詳細は後述する。

[0034] (S102)

制御装置50は、現在の蒸発温度の実測値 $T_e$ が、蒸発温度の予測値 $T_e^*$ から所定温度(例えば $5^\circ\text{C}$ )を減算した値より低いかなかを判断する。

ここで、蒸発温度の実測値 $T_e$ は、吸入圧力センサ43が検出した吸入圧力 $P_s$ を、冷媒飽和ガス温度に換算することで求めることができる。なお、蒸発温度を検出する温度センサを別途設けても良い。

なお、ここでは、蒸発温度の予測値 $T_e^*$ から所定温度を減算したが、本発明はこれに限定されない。蒸発温度の実測値 $T_e$ が予測値 $T_e^*$ より低いかなかを判断するようにしても良い。

[0035] (S103)

現在の蒸発温度の実測値 $T_e$ が、蒸発温度の予測値 $T_e^*$ から所定温度を減算した値より低い場合、制御装置50は、低圧補正制御を実施する。

低圧補正制御において、制御装置50は、凝縮温度の予測値 $T_{c*}$ と蒸発温度の予測値 $T_{e*}$ とに基づき、凝縮器の凝縮圧力と蒸発器の蒸発圧力との差圧の予測値 $\Delta P^*$ を演算する。そして、凝縮器の凝縮圧力と蒸発器の蒸発圧力との差圧の実測値 $\Delta P$ と、差圧の予測値 $\Delta P^*$ とに基づき、膨張弁3の開度を補正する低圧補正開度 $\Delta L P t e$ を演算する。詳細は後述する。

[0036] (S104)

現在の蒸発温度の実測値 $T_e$ が、蒸発温度の予測値 $T_{e*}$ から所定温度を減算した値より低く無い場合、制御装置50は、低圧補正開度 $\Delta L P t e$ をゼロに設定し、ステップS106へ進む。

[0037] (S105)

制御装置50は、蒸発温度の実測値 $T_e$ が、蒸発温度の予測値 $T_{e*}$ から所定温度（例えば3℃）を減算した値より大きいかなんかを判断する。又は、制御装置50は、膨張弁3の設定開度 $L P$ と基準開度 $L P b a s e$ との差分の絶対値が、基準開度 $L P b a s e$ の所定割合（例えば30%）より小さいかなんかを判断する。条件を満たす場合にはステップS106へ進み、制御装置50は、 $T_d$ 補正制御を実施する。一方、条件を満たさない場合にはステップS107へ進む。

即ち、蒸発温度の実測値 $T_e$ と予測値 $T_{e*}$ との偏差が小さくなった場合、又は、現在の設定開度 $L P$ と基準開度 $L P b a s e$ との偏差が小さくなった場合、制御装置50は、 $T_d$ 補正制御を実施する。

[0038] (S106)

制御装置50は、 $T_d$ 補正制御を実施する。

$T_d$ 補正制御において、制御装置50は、凝縮温度の予測値 $T_{c*}$ と、蒸発温度の予測値 $T_{e*}$ と、圧縮機容量 $V P$ とに基づき、圧縮機1から吐出される冷媒の吐出温度の目標値 $T_{d m}$ を演算する。そして、吐出温度センサ41が検出した吐出温度 $T_d$ の実測値と、吐出温度の目標値 $T_{d m}$ との差分に基づき、膨張弁3の開度を補正する $T_d$ 補正開度 $\Delta L P t d$ を演算する。詳細は後述する。

[0039] (S107)

制御装置50は、現在の補正開度 $\Delta L P h o$ に、低圧補正開度 $\Delta L P t e$ 、及びTd補正開度 $\Delta L P t d$ を加算して、補正開度 $\Delta L P h o$ を更新する。なお、補正開度 $\Delta L P h o$ の初期値はゼロである。

[0040] (S108)

制御装置50は、基準開度 $L P b a s e$ に補正開度 $\Delta L P h o$ を加算して、設定開度 $L P$ を求める。そして膨張弁3の開度を設定開度 $L P$ に制御する。その後、ステップS101へ戻り、上記動作を繰り返し実施する。

[0041] 次に、基準開度演算、低圧補正制御、及びTd補正制御の詳細を説明する。

[0042] (基準開度演算)

図3は、本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置のPh線図である。

図4は、膨張弁の開度とCv値との関係を示す図である。

図5は、本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置の基準開度演算フローを示す図である。以下、図3及び図4を参照しつつ、図5の各ステップに基づき説明する。

[0043] (S201)

制御装置50は、現在の運転状態が暖房又は冷房の何れであるかを判断する。冷房の場合、ステップS202へ進む。暖房の場合、ステップS203へ進む。

[0044] (S202)

制御装置50は、室外温度センサ44が検出した外気温度ATを、凝縮器吸込空気温度T<sub>ac</sub>として取得する。また、室内温度センサ45が検出した室内温度T<sub>r</sub>を、蒸発器吸込空気温度T<sub>ae</sub>として取得する。

[0045] (S203)

制御装置50は、室外温度センサ44が検出した外気温度ATを、蒸発器吸込空気温度T<sub>ae</sub>として取得する。また、室内温度センサ45が検出した

室内温度  $T_r$  を、凝縮器吸込空気温度  $T_{ac}$  として取得する。

[0046] (S204)

制御装置 50 は、圧縮機 1 を起動する際又は圧縮機 1 の運転容量を変更する際に、圧縮機 1 に設定する周波数  $f$  の制御指示値を読み込む。

[0047] (S205)

制御装置 50 は、圧縮機 1 の押しのけ量  $V_{st}$  [cc] に周波数  $f$  [Hz] を乗算することで、圧縮機 1 を起動する際又は圧縮機 1 の運転容量を変更する際に、圧縮機 1 に設定する運転容量の設定値 (圧縮機容量  $VP$  [cc × Hz]) を算出する。なお、押しのけ量  $V_{st}$  は、圧縮機 1 に固有の値であり、予め ROM 等に記憶される。

[0048] (S206)

制御装置 50 は、 $\Delta T_e$  及び  $\Delta T_c$  を演算する。

図 3 に示すように、安定運転時において、蒸発温度  $T_e$  は蒸発器吸込空気温度  $T_{ae}$  より  $\Delta T_e$  だけ低い温度となる。また、安定運転時において、凝縮温度  $T_c$  は凝縮器吸込空気温度  $T_{ac}$  より  $\Delta T_c$  だけ高い温度となる。即ち、 $\Delta T_e$  は、圧縮機 1 を起動した後又は圧縮機 1 の運転容量を変更した後の安定運転時における蒸発温度  $T_e$  と、蒸発器吸込空気温度  $T_{ae}$  との差の予測値である。また、 $\Delta T_c$  は、圧縮機 1 を起動した後又は圧縮機 1 の運転容量を変更した後の安定運転時における凝縮温度  $T_c$  と、凝縮器吸込空気温度  $T_{ac}$  との差の予測値である。

以下、 $\Delta T_e$  及び  $\Delta T_c$  の演算例を説明する。

[0049] ( $\Delta T_e$ )

蒸発器での冷媒と空気 (熱媒体) とのエネルギーバランスより、以下の式 (1)、式 (2) が成り立つ。

[0050] [数1]

$$VP \times \rho_s \times \eta_v \times \Delta h_e = AK \times \Delta T_e \quad (1)$$

[0051]  $VP$  : 圧縮機容量 [cc × Hz]

$\rho_s$  : 圧縮機吸入冷媒密度 [kg / m<sup>3</sup>]

$\eta_v$  : 体積効率 [—]

$\Delta h_e$  : 冷凍効果 [kJ/kg]

AK : 蒸発器 AK 値 [kW/K]

$\Delta T_e$  : 蒸発器温度差予測値 [K]

[0052] [数2]

$$VP_{std} \times \rho s_{std} \times \eta_v \times \Delta h_e = AK_{std} \times \Delta T_{e_{std}} \quad (2)$$

[0053]  $VP_{std}$  : 定格条件での圧縮機容量 [cc×Hz]

$\rho s_{std}$  : 定格条件での圧縮機吸入冷媒密度 [kg/m<sup>3</sup>]

$AK_{std}$  : 定格条件での蒸発器 AK 値 [kW/K]

$\Delta h_e$  : 冷凍効果 [kJ/kg]

AK : 蒸発器 AK 値 [kW/K]

$\Delta T_{e_{std}}$  : 定格条件での蒸発器温度差予測値 [K]

[0054]  $\eta_v = \text{一定}$ 、 $AK = \text{一定}$ と仮定して、式(1)、式(2)を整理すると、以下の式(3)となる。

[0055] [数3]

$$\frac{\rho s}{\rho s_{std}} = \frac{VP_{std}}{VP} \times \frac{\Delta T_e}{\Delta T_{e_{std}}} \quad (3)$$

[0056] 式(3)の左辺は、定格条件での試験値等から $\Delta T_e$ の一次関数で近似できるため、式(3)を変形して係数を $\alpha$ としてまとめると、 $\Delta T_e$ は以下の式(4)となる。

[0057] [数4]

$$\Delta T_e = \alpha \times VP \quad (4)$$

[0058] 制御装置50は、圧縮機容量VPを式(4)に代入して、 $\Delta T_e$ を演算する。

[0059] ( $\Delta T_c$ )

次に、 $\Delta T_c$ の演算例を説明する。

凝縮器での冷媒と空気(熱媒体)とのエネルギーバランスより、以下の式

(5)、式(6)が成り立つ。

[0060] [数5]

$$VP \times \rho_s \times \eta_v \times \Delta hc = AK \times \Delta Tc \quad (5)$$

[0061] VP : 圧縮機容量 [cc × Hz]

$\rho_s$  : 圧縮機吸入冷媒密度 [kg / m<sup>3</sup>]

$\eta_v$  : 体積効率 [-]

$\Delta hc$  : 冷凍効果 [kJ / kg]

AK : 蒸発器AK値 [kW / K]

$\Delta Tc$  : 凝縮器温度差予測値 [K]

[0062] [数6]

$$VP_{std} \times \rho_{s_{std}} \times \eta_v \times \Delta hc = AK_{std} \times \Delta Tc_{std} \quad (6)$$

[0063]  $VP_{std}$  : 定格条件での圧縮機容量 [cc × Hz]

$\rho_{s_{std}}$  : 定格条件での圧縮機吸入冷媒密度 [kg / m<sup>3</sup>]

$AK_{std}$  : 定格条件での蒸発器AK値 [kW / K]

$\Delta hc$  : 冷凍効果 [kJ / kg]

AK : 蒸発器AK値 [kW / K]

$\Delta Tc_{std}$  : 定格条件での凝縮器温度差予測値 [K]

[0064]  $\eta_v = \text{一定}$ 、 $AK = \text{一定}$ と仮定して、式(5)、式(6)を整理し、係数を $\beta$ としてまとめると、 $\Delta Tc$ は以下の式(7)となる。

[0065] [数7]

$$\Delta Tc = \beta \times VP \quad (7)$$

[0066] 制御装置50は、圧縮機容量VPを式(7)に代入して、 $\Delta Tc$ を演算する。

[0067] (S207)

制御装置50は、現在の蒸発器吸込空気温度 $Tae$ 、及び演算した $\Delta Te$ を、下記式(8)に代入して、蒸発温度の予測値 $Te^*$ を演算する。

[0068]

[数8]

$$Te^* = Tae - \Delta Te \quad (8)$$

[0069] 制御装置50は、現在の凝縮器吸込空気温度  $Tac$ 、及び演算した  $\Delta Tc$  を、下記式(9)に代入して、凝縮温度の予測値  $Tc^*$  を演算する。

[0070] [数9]

$$Tc^* = Tac + \Delta Tc \quad (9)$$

[0071] (S208)

制御装置50は、凝縮温度の予測値  $Tc^*$  と、蒸発温度の予測値  $Te^*$  と、圧縮機容量  $VP$  とに基づき、膨張弁3の基準  $Cv$  値 ( $Cv\_b$ ) を求める。

以下、基準  $Cv$  値 ( $Cv\_b$ ) の演算例を説明する。

[0072] 膨張弁3の  $Cv$  値は、以下の式(10)の関係が成り立つ。

[0073] [数10]

$$Cv \propto \frac{Gr}{\sqrt{\rho_l \times \Delta P}} \quad (10)$$

[0074]  $Cv$  : 流量係数 [-]

$Gr$  : 冷媒循環量 [ $kg/s$ ]

$\rho_l$  : 膨張弁入口冷媒密度 [ $kg/m^3$ ]

$\Delta P$  : 高低圧差圧 [ $MPa$ ]

[0075] 冷媒循環量  $Gr$  は、以下の式(11)で表される。

[0076] [数11]

$$Gr = \rho_s \times \eta_v \times VP \quad (11)$$

[0077]  $\rho_s$  : 圧縮機吸入冷媒密度 [ $kg/m^3$ ]

$\eta_v$  : 体積効率 [-]

[0078] 圧縮機1を起動した後又は圧縮機1の運転容量を変更した後における、膨張弁3の基準  $Cv$  値 ( $Cv\_b$ ) は、式(10)及び式(11)より、以下の式(12)となる。

[0079]

[数12]

$$Cv\_b \propto \frac{\rho_s^* \times \eta_v \times VP}{\sqrt{\rho_l \times \Delta P^*}} \quad (12)$$

[0080]  $\rho_s^*$  : 予測値  $T_e^*$  における圧縮機吸入冷媒密度 [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\Delta P^*$  : 予測値  $T_c^*$  及び予測値  $T_e^*$  における高低圧差圧の予測値 [MPa]

[0081] 制御装置 50 は、凝縮温度の予測値  $T_c^*$  及び蒸発温度の予測値  $T_e^*$  を、飽和温度を用いて凝縮圧力  $P_d$  及び蒸発圧力  $P_s$  に換算して、 $\Delta P^*$  を算出する。

また、上記式 (3) の関係から、予測値  $T_e^*$  を用いて  $\rho_s^*$  を算出する。

また、膨張弁 3 の入り口の冷媒が液相状態であると想定して  $\rho_l$  = 液密度 (一定) とする。なお、 $\eta_v$  = 一定 (固有値) とする。

制御装置 50 は、これらの値を式 (12) に代入して、膨張弁 3 の基準  $Cv$  値 ( $Cv\_b$ ) を演算する。

[0082] (S209)

制御装置 50 は、凝縮温度の予測値  $T_c^*$  と、蒸発温度の予測値  $T_e^*$  と、圧縮機容量  $VP$  とに基づき、圧縮機 1 から吐出される冷媒の吐出温度の目標値  $T_{dm}$  を求める。

例えば、圧縮機 1 の吸入過熱度がゼロである場合における、凝縮温度  $T_c$ 、蒸発温度  $T_e$ 、及び圧縮機容量  $VP$  に対する吐出温度  $T_d$  の特性の、理論値又は実験データ等を、予め ROM 等にテーブルとして記憶しておく。そして、このテーブルを参照して、予測値  $T_c$ 、予測値  $T_e^*$ 、及び圧縮機容量  $VP$  に対応する吐出温度  $T_d$  を、吐出温度の目標値  $T_{dm}$  とする。即ち、図 3 に示すように、吐出温度の目標値  $T_{dm}$  は、圧縮機 1 の吸入過熱度がゼロである場合の吐出温度  $T_d$  である。

[0083] (S210)

制御装置 50 は、ステップ S209 で求めた吐出温度の目標値  $T_{dm}$  が、吐出温度上限許容値  $T_{dmax}$  を超えるか否かを判断する。

ここで、吐出温度上限許容値  $T_{dmax}$  は、圧縮機 1 に固有の値であり、予め ROM 等に記憶される。

[0084] (S 2 1 1)

吐出温度の目標値  $T_{dm}$  が吐出温度上限許容値  $T_{dmax}$  を超える場合、制御装置 50 は、吐出温度の目標値  $T_{dm}$  と吐出温度上限許容値  $T_{dmax}$  との差分に応じた、 $C_v$  補正值  $\Delta C_{vt d}$  を演算する。

この  $C_v$  補正值  $\Delta C_{vt d}$  は、ゼロより大きい値であり、吐出温度の目標値  $T_{dm}$  と吐出温度上限許容値  $T_{dmax}$  との差分が大きいほど値が大きい値に設定する。即ち、吐出温度の目標値  $T_{dm}$  が吐出温度上限許容値  $T_{dmax}$  より大きい場合には、膨張弁 3 の開度を増加させるように  $C_v$  値を補正することで、起動後の吐出温度  $T_d$  が吐出温度上限許容値  $T_{dmax}$  以上にならないようにする。

[0085] (S 2 1 2)

吐出温度の目標値  $T_{dm}$  が吐出温度上限許容値  $T_{dmax}$  を超え無い場合、制御装置 50 は、 $C_v$  補正值  $\Delta C_{vt d}$  をゼロに設定し、ステップ S 2 1 3 へ進む。

[0086] (S 2 1 3)

制御装置 50 は、 $C_v$  値を設定開度  $LP$  へ変換する変換関数  $f_{LEV}$  を用いて、膨張弁 3 の基準  $C_v$  値 ( $C_{v\_b}$ ) に  $C_v$  補正值  $\Delta C_{vt d}$  を加算した値を、開度設定値に換算して、基準開度  $LP_{base}$  を求める。

図 4 に示すように、 $C_v$  値 [—] と設定開度  $LP$  [pulse] とは、膨張弁 3 に固有の対応関係がある。このような対応関係を変換関数  $f_{LEV}$  として近似して、予め ROM 等に記憶する。なお、設定開度  $LP$  と  $C_v$  値との対応関係をテーブル情報として記憶しても良い。

[0087] 制御装置 50 は、基準開度演算を終了し、ステップ S 1 0 2 (図 2) へ進む。

[0088] (低圧補正制御)

図 6 は、本発明の実施の形態 1 に係る冷凍サイクル装置の低圧補正制御を

説明する P h 線図である。

図 7 は、本発明の実施の形態 1 に係る冷凍サイクル装置の低圧補正制御フローを示す図である。

上述した基準開度 L P b a s e は、膨張弁 3 の入り口の冷媒が液相状態であると想定してもとめた開度である。膨張弁 3 の入り口の冷媒が気液二相状態の場合、液相状態と比べて冷媒密度が低下するため、圧損が増加し、低圧側の冷媒圧力の低下（低圧の引き込み）が発生する場合がある。

図 6 において、実線は、低圧側の圧力が安定時（予測値  $T_c^*$ 、予測値  $T_e^*$ ）の冷媒サイクル（膨張弁 3 の入り口の冷媒が液相状態）を示している。点線は、低圧側の圧力が低下時の冷媒サイクル（膨張弁 3 の入り口の冷媒が気液二相状態）を示している。

このようなことから、現在の蒸発温度  $T_e$  が予測値  $T_e^*$  より低い場合に、制御装置 50 は、膨張弁 3 の入り口の冷媒が気液二相状態（密度小）と判定し（S102）、低圧補正制御を実施する。そして、凝縮温度が予測値  $T_c^*$ 、蒸発温度が予測値  $T_e^*$  となるように、膨張弁 3 の開度を補正することで、低圧側の圧力の低下を抑制する。

以下、低圧補正開度  $\Delta L P t e$  の演算例を説明する。

[0089] 上記式（10）及び式（11）の関係より、低圧側の圧力が安定時（予測値  $T_c^*$ 、予測値  $T_e^*$ ）の冷媒サイクルでは、下記式（13）が成り立つ。また、低圧側の圧力が低下時（凝縮温度の実測値  $T_c$ 、蒸発温度の実測値  $T_e$ ）の冷媒サイクルでは、下記式（14）が成り立つ。

[0090] [数13]

$$Cvte \propto \frac{\rho_s^* \times \eta_v \times VP}{\sqrt{\rho_l \times \Delta P^*}} \quad (13)$$

[0091]  $Cvte$  : 補正後  $Cv$  値 [—]

$\rho_s^*$  : 予測値  $T_e^*$  における圧縮機吸入冷媒密度 [ $kg/m^3$ ]

$\eta_v$  : 体積効率 [—]

$VP$  : 圧縮機容量 [ $cc \times Hz$ ]

$\rho_l$  : 膨張弁入口冷媒密度 [k g / m<sup>3</sup>]

$\Delta P^*$  : 予測値  $T_c^*$  及び予測値  $T_e^*$  における高低圧差圧の予測値 [M P a ]

[0092] [数14]

$$Cv \propto \frac{\rho_s \times \eta_v \times VP}{\sqrt{\rho_l \times \Delta P}} \quad (14)$$

[0093]  $C_v$  : 補正前  $C_v$  値 [ - ]

$\rho_s$  : 実測値  $T_e$  における圧縮機吸入冷媒密度 [k g / m<sup>3</sup>]

$\eta_v$  : 体積効率 [ - ]

$VP$  : 圧縮機容量 [c c × H z]

$\rho_l$  : 膨張弁入口冷媒密度 [k g / m<sup>3</sup>]

$\Delta P$  : 凝縮器の凝縮圧力  $P_d$  と蒸発器の蒸発圧力  $P_s$  との差圧の実測値 [M P a ]

[0094] 上記式 (13) 及び式 (14) を整理すると、以下の式 (15) となる。

[0095] [数15]

$$Cvte = Cv \times \frac{\rho_s^* / \rho_s}{\sqrt{\Delta P^* / \Delta P}} \quad (15)$$

[0096] よって、予測値  $T_c^*$ 、予測値  $T_e^*$  を実現するのに必要な低圧補正開度  $\Delta LPte$  は、以下の式 (16) となる。

[0097] [数16]

$$\Delta LPte = fLEV(Cvte) - fLEV(Cv) \quad (16)$$

[0098]  $fLEV$  : 変換関数

[0099] 次に、低圧補正制御の動作を、図7の各ステップに基づき説明する。

[0100] (S301)

制御装置50は、凝縮温度の予測値  $T_c^*$  と蒸発温度の予測値  $T_e^*$  とに基づき、高低圧差圧の予測値  $\Delta P^*$  を演算する。例えば、凝縮温度の予測値  $T_c^*$  及び蒸発温度の予測値  $T_e^*$  を、それぞれ飽和温度を用いて凝縮圧力  $P_d$  及

び蒸発圧力 $P_s$ に換算する。そして、凝縮圧力 $P_d$ 及び蒸発圧力 $P_s$ の差分から、高低圧差圧の予測値 $\Delta P^*$ を算出する。

[0101] (S302)

制御装置50は、吐出圧力センサ42が検出した吐出圧力 $P_d$ 、及び吸入圧力センサ43が検出した吸入圧力 $P_s$ の差分から、高低圧差圧の実測値 $\Delta P$ を算出する。なお、凝縮温度を検出する温度センサ及び蒸発温度を検出する温度センサを別途設け、圧力換算することで、高低圧差圧の実測値 $\Delta P$ を算出しても良い。

[0102] (S303)

制御装置50は、上記式(3)の関係から、予測値 $T_e^*$ を用いて $\rho_{s^*}$ を算出する。

[0103] (S304)

制御装置50は、上記式(3)の関係から、現在の蒸発温度の実測値 $T_e$ を用いて $\rho_s$ を算出する。

ここで、蒸発温度の実測値 $T_e$ は、吸入圧力センサ43が検出した吸入圧力 $P_s$ を、冷媒飽和ガス温度に換算することで求めることができる。なお、蒸発温度を検出する温度センサを別途設けても良い。

[0104] (S305)

制御装置50は、設定開度 $L_P$ を $C_v$ 値へ変換する変換関数 $f_{LEVC_v}$ を用いて、現在の設定開度 $L_P$ を $C_v$ 値に変換する。

ここで、変換関数 $f_{LEVC_v}$ は、図4に示したように、 $C_v$ 値[—]と設定開度 $L_P$ [pulse]との対応関係から求めても良いし、テーブル情報として記憶しても良い。

[0105] (S306)

制御装置50は、ステップS301～S305で求めた各値を、上記式(15)に代入して、補正後 $C_v$ 値である $C_{vte}$ を演算する。

[0106] (S307)

制御装置50は、 $C_{vte}$ を開度設定値に換算した値と、現在の $C_v$ 値を

開度設定値に換算した値との差分を、低圧補正開度 $\Delta L P t e$ として求める。  
。

[0107] 制御装置50は、低圧補正制御を終了し、ステップS105（図2）へ進む。

[0108] (Td補正制御)

図8は、本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置のTd補正制御フローを示す図である。以下、図8の各ステップに基づき説明する。

[0109] (S401)

制御装置50は、凝縮温度の予測値 $T c^*$ と、蒸発温度の予測値 $T e^*$ と、圧縮機容量 $V P$ とに基づき、圧縮機1から吐出される冷媒の吐出温度の目標値 $T d m$ を求める。

例えば、圧縮機1の吸入過熱度がゼロである場合の、凝縮温度 $T c$ 、蒸発温度 $T e$ 、及び圧縮機容量 $V P$ に対する吐出温度 $T d$ の特性の理論値又は実験データ等を、予めROM等にテーブルとして記憶しておく。そして、このテーブルを参照して、予測値 $T c$ 、予測値 $T e^*$ 、及び圧縮機容量 $V P$ に対応する吐出温度 $T d$ を、吐出温度の目標値 $T d m$ とする。即ち、図3に示すように、吐出温度の目標値 $T d m$ は、圧縮機1の吸入過熱度がゼロである場合の吐出温度 $T d$ である。

[0110] (S402)

制御装置50は、吐出温度センサ41が検出した現在の吐出温度 $T d$ と、吐出温度の目標値 $T d m$ との差分に応じた、 $C v$ 補正值 $\Delta C v t d$ を演算する。

この $C v$ 補正值 $\Delta C v t d$ は、ゼロより大きい値であり、現在吐出温度 $T d$ と吐出温度の目標値 $T d m$ との差分が大きいほど値が大きい値に設定する。  
。

また、 $C v$ 補正值 $\Delta C v t d$ は、吐出温度 $T d$ が目標値 $T d m$ より大きい場合には正の値に設定し、吐出温度 $T d$ が目標値 $T d m$ より小さい場合には負の値に設定する。即ち、吐出温度 $T d$ の実測値が目標値 $T d m$ より大きい

場合には、膨張弁3の開度を増加させ、吐出温度 $T_d$ の実測値が目標値 $T_{dm}$ より小さい場合には、膨張弁3の開度を減少させることで、吐出温度 $T_d$ が目標値 $T_{dm}$ となるようにする。

[0111] (S403)

制御装置50は、現在の $C_v$ 値に $\Delta C_{vt d}$ を加算した値を、開度設定値に換算した値と、現在の $C_v$ 値を開度設定値に換算した値との差分を、 $T_d$ 補正開度 $\Delta L P t d$ として求める。

[0112] 制御装置50は、 $T_d$ 補正制御を終了し、ステップS107(図2)へ進む。

[0113] <動作結果>

図9は、本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置の動作結果の一例を示す図である。

図9に示すように、起動時及び圧縮機容量 $V_P$ を変更した際における膨張弁3の基準開度は、圧縮機容量 $V_P$ に比例した値となる。

現在の蒸発温度 $T_e$ の実測値が予測値 $T_{e^*}$ より所定温度以上低い場合には、膨張弁3の入り口の冷媒が気液二相状態(密度小)と判定し、低圧補正制御が実施される。これにより、膨張弁3の開度が低圧補正開度 $\Delta L P t e$ だけ増加し、低圧側の圧力の低下が抑制される。

蒸発温度の実測値 $T_e$ と予測値 $T_{e^*}$ との偏差が小さくなった場合、又は、膨張弁3の現在の設定開度 $L P$ と基準開度 $L P b a s e$ との偏差が小さくなった場合には、 $T_d$ 補正制御が実施される。これにより、膨張弁3の開度が $T_d$ 補正開度 $\Delta L P t d$ だけ増加又は減少し、吐出温度 $T_d$ が目標値 $T_{dm}$ となるように制御される。

[0114] <効果>

以上のように本実施の形態1においては、制御装置50は、圧縮機1を起動する際又は圧縮機1の運転容量を変更する際、凝縮器吸込空気温度 $T_{ac}$ と、蒸発器吸込空気温度 $T_{ae}$ と、圧縮機容量 $V_P$ とに基づき、圧縮機1を起動した後又は圧縮機1の運転容量を変更した後における、冷媒の凝縮温度

の予測値  $T_c^*$  及び冷媒の蒸発温度の予測値  $T_e^*$  を求める。そして、凝縮温度の予測値  $T_c^*$  と、蒸発温度の予測値  $T_e^*$  と、圧縮機容量  $V_P$  とに基づき、膨張弁 3 に設定する開度を決定する。

このため、環境条件及び圧縮機容量  $V_P$  に応じた適正な膨張弁 3 の開度を設定することができる。よって、圧縮機 1 への液バックを防止することができ、機器信頼性を向上することができる。また、圧縮機 1 を起動した後又は圧縮機 1 の運転容量を変更した後における、予測値  $T_c^*$  及び予測値  $T_e^*$  を求めることから、膨張弁 3 の開度制御の即応性を向上することができる。

[0115] また本実施の形態 1 においては、予測値  $T_c^*$  と予測値  $T_e^*$  とに基づき、凝縮圧力と蒸発圧力との差圧の予測値  $\Delta P^*$  を求め、凝縮器吸込空気温度  $T_{ac}$  と蒸発器吸込空気温度  $T_{ae}$  とに基づき、凝縮圧力と蒸発圧力との差圧の実測値  $\Delta P$  を求める。そして、差圧の予測値  $\Delta P^*$  と実測値  $\Delta P$  とに基づき、低圧補正開度  $\Delta L P t e$  を求め、膨張弁 3 に設定する開度を補正する。

このため、外気温度が低い環境条件における低圧側の冷媒圧力の低下（低圧引き込み）を抑制することができる。また、低圧側の冷媒圧力の低下を抑制することで、冷媒循環量を増加することができ、暖房能力を向上することができる。また、低外気起動時の低圧引き込みを抑制することで、運転効率の低下を抑制することができ、省エネルギー性を向上することができる。

[0116] また本実施の形態 1 においては、予測値  $T_c^*$  と、予測値  $T_e^*$  と、圧縮機容量  $V_P$  とに基づき、圧縮機 1 の運転容量を変更した後における、圧縮機 1 から吐出される冷媒の吐出温度の目標値  $T_{dm}$  を求める。そして、吐出温度  $T_d$  の実測値と目標値  $T_{dm}$  との差分に基づき、 $T_d$  補正開度  $\Delta L P t d$  を求め、膨張弁 3 に設定する開度を補正する。

このため、圧縮機 1 の吐出温度の過剰な上昇を抑制し、圧縮機 1 の運転保障範囲内で高効率な運転を実現することができる。よって、機器信頼性を向上することができる。

[0117] また本実施の形態 1 においては、吐出温度の目標値  $T_{dm}$  が、吐出温度上限許容値  $T_{dmax}$  を超える場合、吐出温度上限許容値  $T_{dmax}$  と目標値

T d mとの差分に基づき、膨張弁3に設定する開度を補正する。

このため、予測値T e\*、予測値T c\*を用いて算出した吐出温度の目標値T d mが、圧縮機1の運転保障範囲外の高温となる場合には、予め、膨張弁3の開度を増加させるように補正することで、圧縮機1の湿り吸入運転により運転保障範囲内で起動動作が可能となる。

[0118] <変形例>

なお、膨張弁3の開度を設定する制御動作において、基準開度演算（S 1 0 1）、低圧補正制御（S 1 0 3）、及びT d補正制御（S 1 0 6）を行う実施の形態について説明したが、本発明はこれに限定されない。基準開度演算、低圧補正制御、及びT d補正制御のうち、任意の1つ又は2つを実行する制御でも良い。

例えば、図2において、ステップS 1 0 2～S 1 0 4を省略し、基準開度演算及びT d補正制御により、膨張弁3の開度を設定しても良い。また例えば、図2において、ステップS 1 0 5、S 1 0 6を省略し、基準開度演算及び低圧補正制御により、膨張弁3の開度を設定しても良い。また例えば、図2において、ステップS 1 0 2～S 1 0 7を省略し、基準開度演算のみにより、膨張弁3の開度を設定しても良い。また例えば、図2において、ステップS 1 0 1を省略し、基準開度を任意の開度に設定した後、低圧補正制御及び低圧補正制御により、膨張弁3の開度を補正しても良い。

### 符号の説明

[0119] 1 圧縮機、2 室外熱交換器、3 膨張弁、5 液管、6 室内熱交換器、7 ガス管、8 四方弁、20 冷媒回路、31 室外ファン、32 室内ファン、41 吐出温度センサ、42 吐出圧力センサ、43 吸入圧力センサ、44 室外温度センサ、45 室内温度センサ、50 制御装置、61 室外機、62 室内機、100 冷凍サイクル装置。

## 請求の範囲

[請求項1]

運転容量が可変である圧縮機、凝縮器、開度が可変である膨張弁、及び、蒸発器を、配管によって環状に接続し、冷媒を循環させる冷凍サイクル装置において、

前記凝縮器内の前記冷媒と熱交換される熱媒体の温度を検出する第1温度センサと、

前記蒸発器内の前記冷媒と熱交換される熱媒体の温度を検出する第2温度センサと、

前記圧縮機の運転容量、及び前記膨張弁の開度を制御する制御装置と、

を備え、

前記制御装置は、

前記圧縮機を起動する際又は前記圧縮機の運転容量を変更する際、

前記第1温度センサの検出値と、前記第2温度センサの検出値と、前記圧縮機に設定する運転容量の設定値（ $V_P$ ）とに基づき、前記圧縮機を起動した後又は前記圧縮機の運転容量を変更した後における、前記冷媒の凝縮温度の予測値（ $T_{c*}$ ）及び前記冷媒の蒸発温度の予測値（ $T_{e*}$ ）を求め、

前記凝縮温度の予測値（ $T_{c*}$ ）と、前記蒸発温度の予測値（ $T_{e*}$ ）と、前記圧縮機に設定する運転容量の設定値（ $V_P$ ）とに基づき、前記膨張弁に設定する開度を決定することを特徴とする冷凍サイクル装置。

[請求項2]

前記制御装置は、

前記凝縮温度の予測値（ $T_{c*}$ ）と前記蒸発温度の予測値（ $T_{e*}$ ）とに基づき、前記凝縮器の凝縮圧力と前記蒸発器の蒸発圧力との差圧の予測値（ $\Delta P^*$ ）を求め、

前記凝縮器の凝縮圧力と前記蒸発器の蒸発圧力との差圧の実測値（ $\Delta P$ ）と、前記差圧の予測値（ $\Delta P^*$ ）とに基づき、前記膨張弁に設

定する開度を補正する

ことを特徴とする請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項3] 前記圧縮機から吐出された前記冷媒の吐出温度を検出する第 3 温度センサを備え、

前記制御装置は、

前記凝縮温度の予測値 ( $T_{c*}$ ) と、前記蒸発温度の予測値 ( $T_{e*}$ ) と、前記圧縮機に設定する運転容量の設定値 ( $V_P$ ) とに基づき、前記圧縮機から吐出される前記冷媒の吐出温度の目標値 ( $T_{dm}$ ) を求め、

前記第 3 温度センサの検出値と前記吐出温度の目標値 ( $T_{dm}$ ) との差分に基づき、前記膨張弁に設定する開度を補正することを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項4] 前記制御装置は、

前記凝縮温度の予測値 ( $T_{c*}$ ) と、前記蒸発温度の予測値 ( $T_{e*}$ ) と、前記圧縮機に設定する運転容量の設定値 ( $V_P$ ) とに基づき、前記圧縮機から吐出される前記冷媒の吐出温度の目標値 ( $T_{dm}$ ) を求め、

前記吐出温度の目標値 ( $T_{dm}$ ) が予め設定された上限値を超える場合、前記上限値と前記吐出温度の目標値 ( $T_{dm}$ ) との差分に基づき、前記膨張弁に設定する開度を補正することを特徴とする請求項 1 ~ 3 の何れか一項に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項5] 前記冷媒は、R410A よりも比熱比が高い

ことを特徴とする請求項 1 ~ 4 の何れか一項に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項6] 運転容量が可変である圧縮機、凝縮器、開度が可変である膨張弁、及び、蒸発器を、配管によって環状に接続し、冷媒を循環させる冷凍サイクル装置の制御方法において、

前記圧縮機を起動する際又は前記圧縮機の運転容量を変更する際、  
前記圧縮機に設定される運転容量の設定値（ $V_P$ ）を取得するステップと、

前記凝縮器内の前記冷媒と熱交換される熱媒体の温度を検出する第1温度検出ステップと、

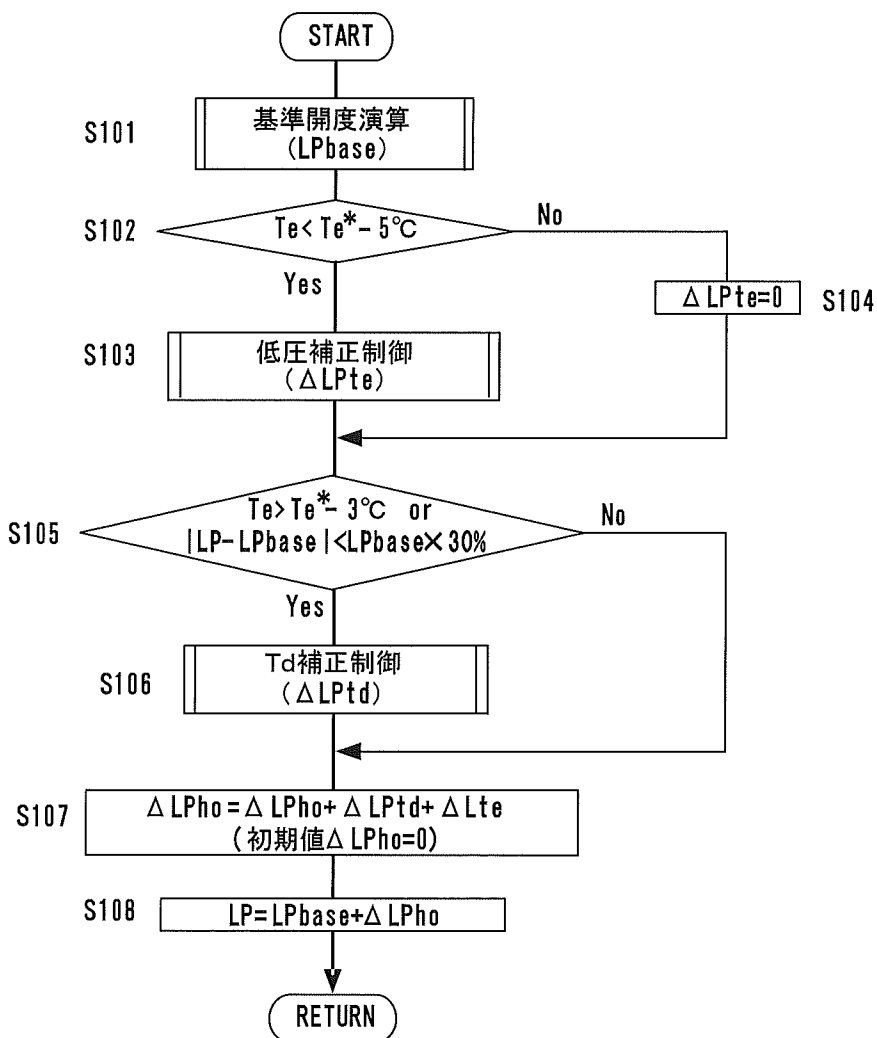
前記蒸発器内の前記冷媒と熱交換される熱媒体の温度を検出する第2温度検出ステップと、

前記第1温度検出ステップの検出値と、前記第2温度検出ステップの検出値と、前記圧縮機に設定する運転容量の設定値（ $V_P$ ）とに基づき、前記圧縮機を起動した後又は前記圧縮機の運転容量を変更した後における、前記冷媒の凝縮温度の予測値（ $T_{c^*}$ ）及び前記冷媒の蒸発温度の予測値（ $T_{e^*}$ ）を求めるステップと、

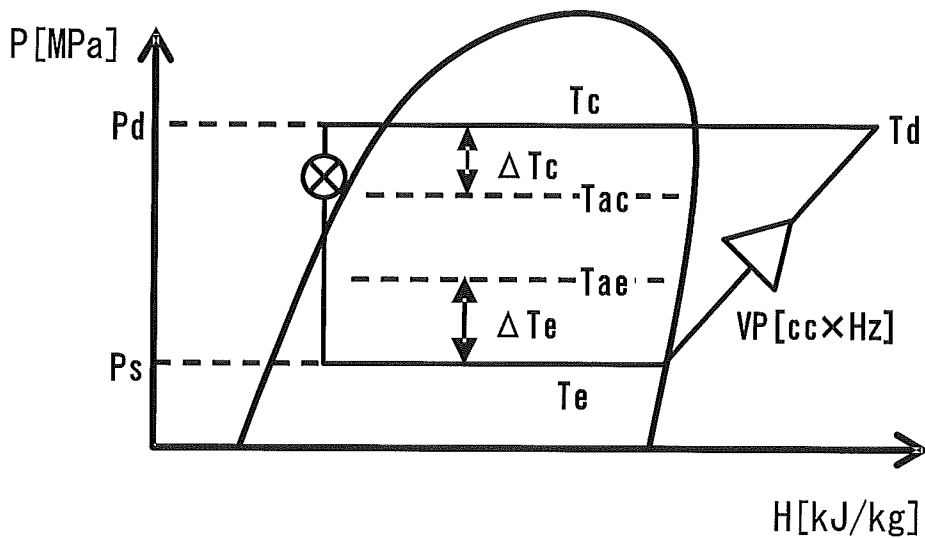
前記凝縮温度の予測値（ $T_{c^*}$ ）と、前記蒸発温度の予測値（ $T_{e^*}$ ）と、前記圧縮機に設定する運転容量の設定値（ $V_P$ ）とに基づき、前記膨張弁に設定する開度を決定するステップと、  
を有することを特徴とする冷凍サイクル装置の制御方法。



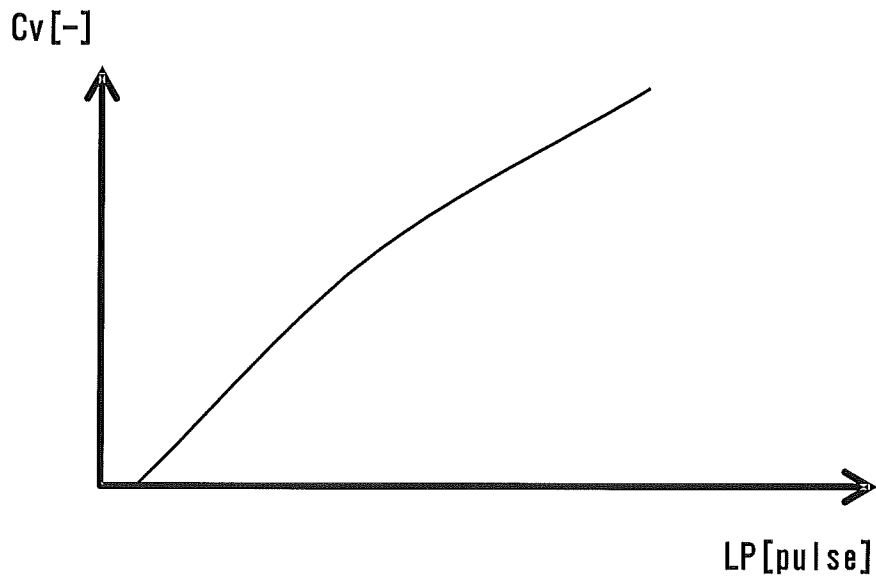
[図2]



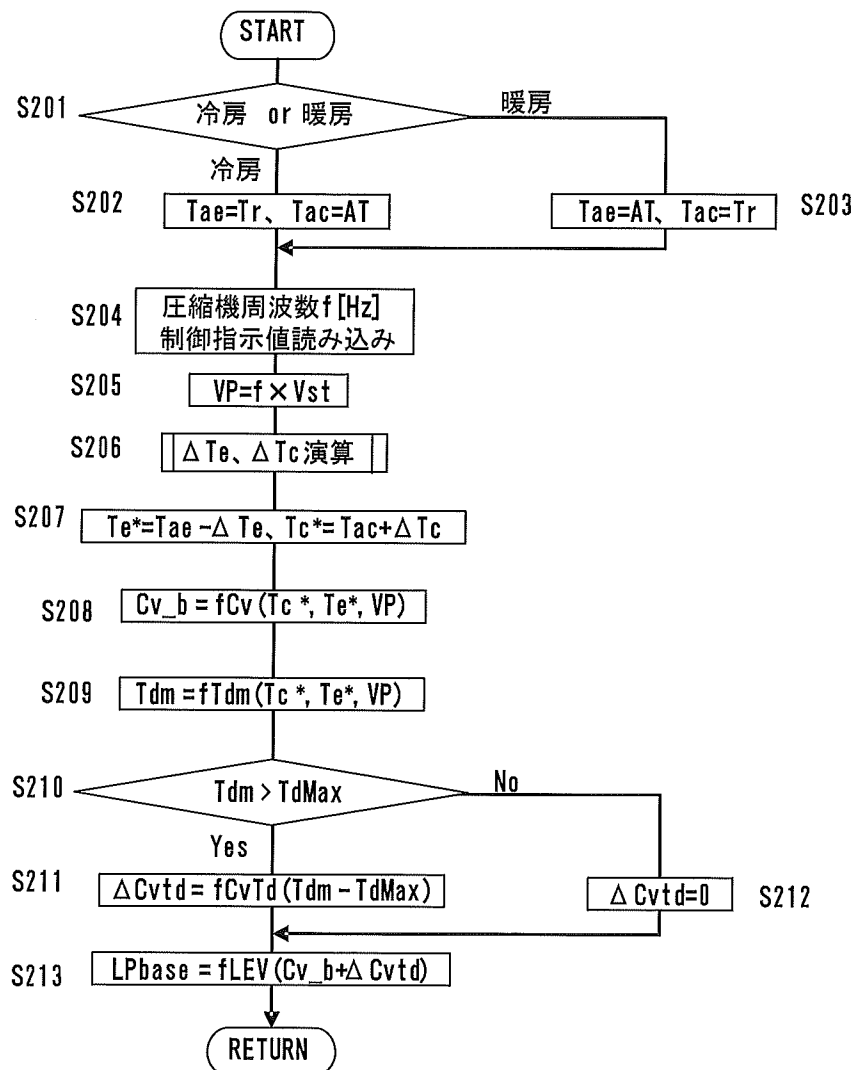
[図3]



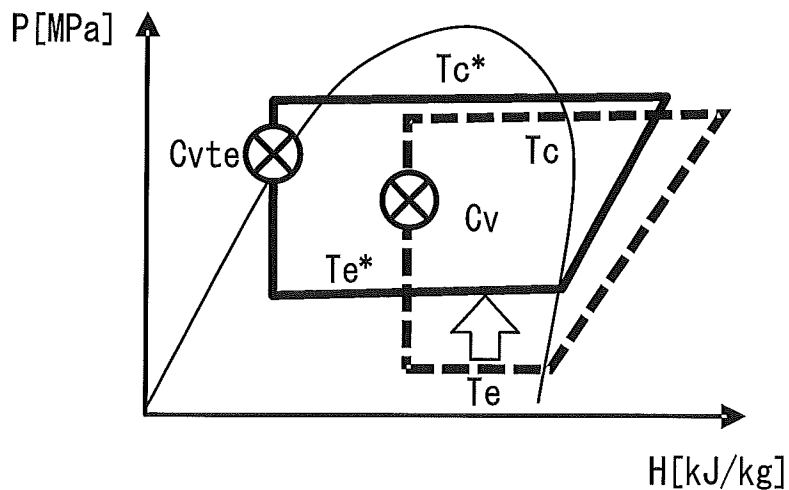
[図4]



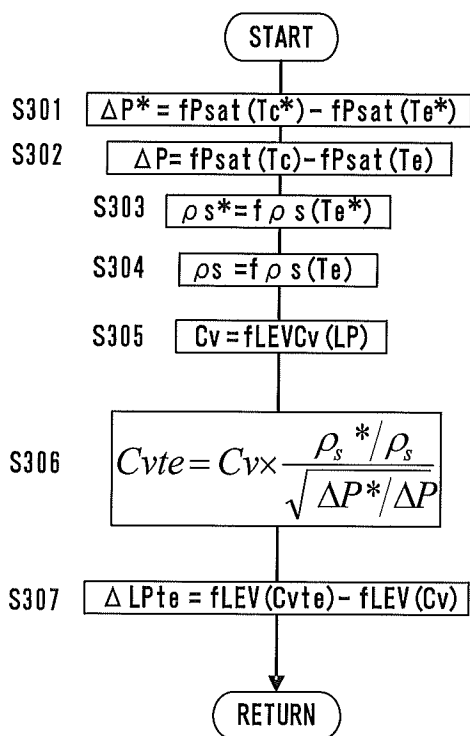
[図5]



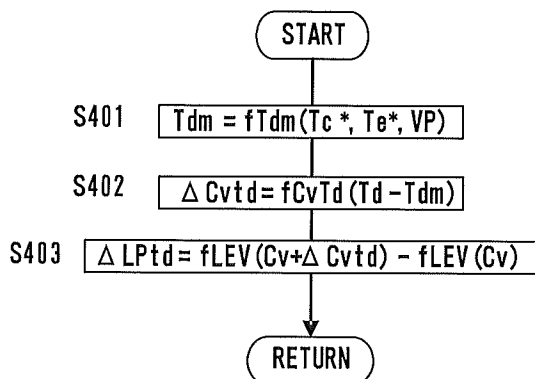
[図6]



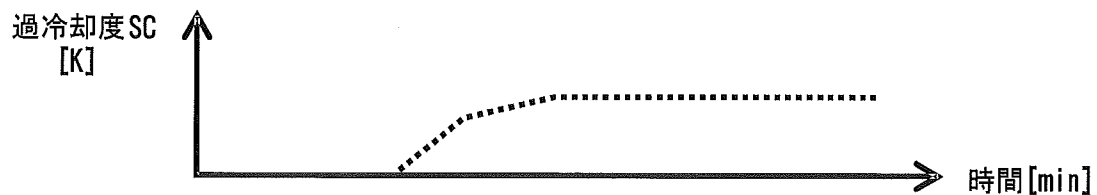
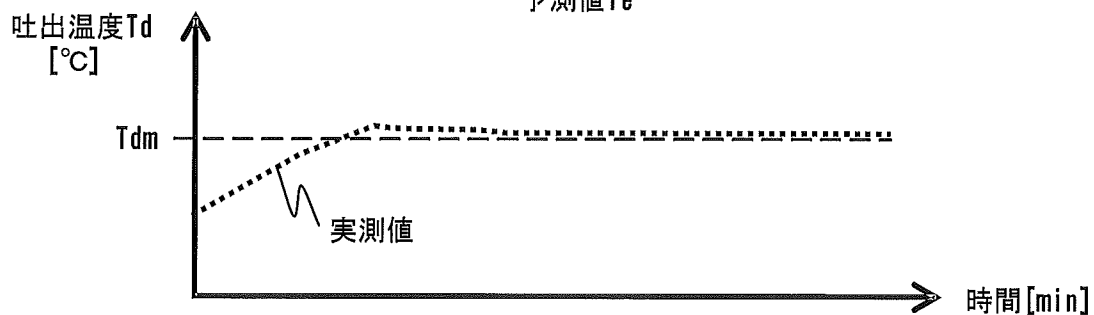
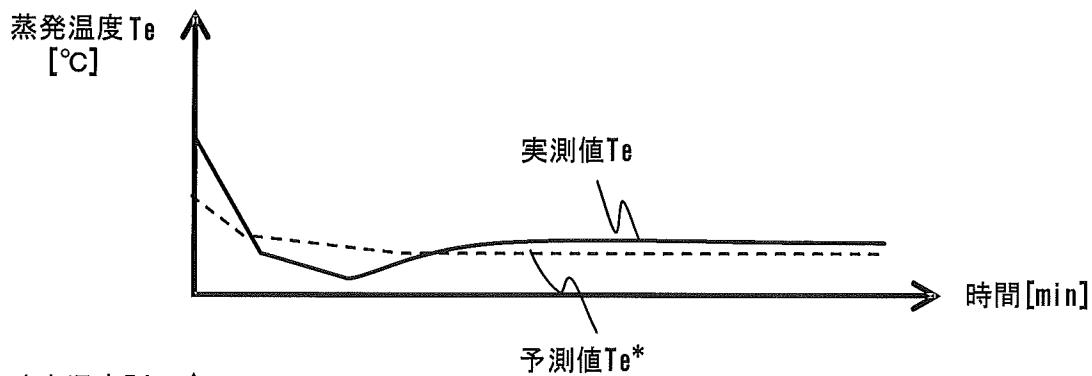
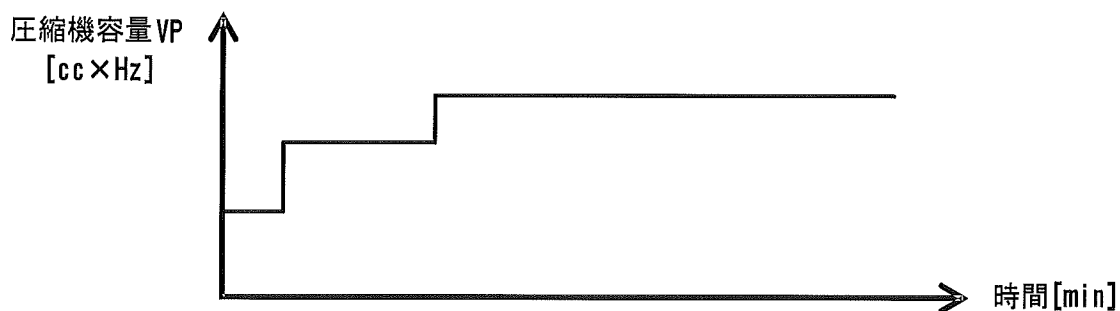
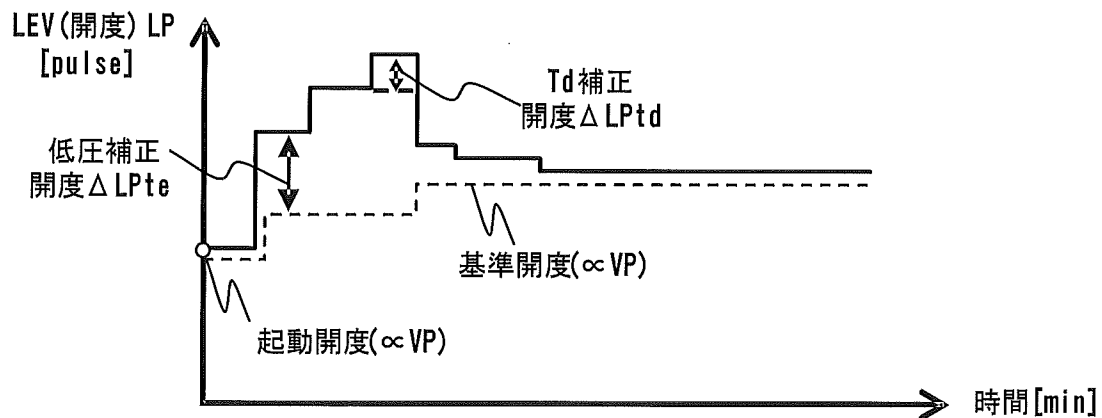
[図7]



[図8]



[図9]



**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.

PCT/JP2013/052241

**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**

F25B1/00(2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

**B. FIELDS SEARCHED**

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F25B1/00, F25B13/00, F24F11/02

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2013
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2013	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2013

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

**C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT**

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	JP 2003-106683 A (Daikin Industries, Ltd.), 09 April 2003 (09.04.2003), claim 1; paragraphs [0039] to [0046], [0064] to [0077]; fig. 1, 2 (Family: none)	1, 2, 6 3-5
Y	JP 5-272822 A (Daikin Industries, Ltd.), 22 October 1993 (22.10.1993), claim 1; paragraphs [0010] to [0016]; fig. 1 to 6 (Family: none)	3-5
Y	JP 2001-304699 A (Daikin Industries, Ltd.), 31 October 2001 (31.10.2001), paragraphs [0007], [0017] (Family: none)	5

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
19 April, 2013 (19.04.13)

Date of mailing of the international search report  
07 May, 2013 (07.05.13)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.

PCT/JP2013/052241

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 10-38388 A (NTT Facilities, Inc.), 13 February 1998 (13.02.1998), entire text; all drawings (Family: none)	1-6
A	JP 2005-16946 A (Mitsubishi Electric Corp.), 20 January 2005 (20.01.2005), paragraphs [0006] to [0007] (Family: none)	1-6
A	JP 2012-127631 A (Daikin Industries, Ltd.), 05 July 2012 (05.07.2012), entire text; all drawings (Family: none)	1-6

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F25B1/00(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F25B1/00, F25B13/00, F24F11/02

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2013年
日本国実用新案登録公報	1996-2013年
日本国登録実用新案公報	1994-2013年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X Y	JP 2003-106683 A (ダイキン工業株式会社) 2003.04.09, 【請求項1】、【0039】 - 【0046】、【0064】 - 【0077】、図1,2 (ファミリーなし)	1, 2, 6 3-5
Y	JP 5-272822 A (ダイキン工業株式会社) 1993.10.22, 【請求項1】、【0010】 - 【0016】、図1-6 (ファミリーなし)	3-5
Y	JP 2001-304699 A (ダイキン工業株式会社) 2001.10.31, 【0007】、【0017】 (ファミリーなし)	5

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

\* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの  
 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの  
 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)  
 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献  
 「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの  
 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの  
 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの  
 「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

19.04.2013

国際調査報告の発送日

07.05.2013

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)  
 郵便番号100-8915  
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

鈴木 充

3M 8916

電話番号 03-3581-1101 内線 3377

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 10-38388 A (株式会社エヌ・ティ・ティ ファシリティーズ) 1998.02.13, 全文、全図 (ファミリーなし)	1 - 6
A	JP 2005-16946 A (三菱電機株式会社) 2005.01.20, 【0006】 - 【0007】 (ファミリーなし)	1 - 6
A	JP 2012-127631 A (ダイキン工業株式会社) 2012.07.05, 全文、全図 (ファミリーなし)	1 - 6