

(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
2019年3月14日(14.03.2019)



(10) 国際公開番号

WO 2019/049569 A1

(51) 国際特許分類:

F04B 27/18 (2006.01) **F25B 1/00** (2006.01)
B60H 1/32 (2006.01) **F25B 27/00** (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2018/029094

(22) 国際出願日: 2018年8月2日(02.08.2018)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:

特願 2017-172047 2017年9月7日(07.09.2017) JP

(71) 出願人: 株式会社デンソー (DENSO CORPORATION) [JP/JP]; 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 Aichi (JP).

(72) 発明者: 岩下 広明 (IWASHITA Hiroaki); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内 Aichi (JP). 土方 康種 (HIJIKATA Yasutane); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内 Aichi (JP). 東山 匡志 (HIGASHIYAMA

Masashi); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内 Aichi (JP).

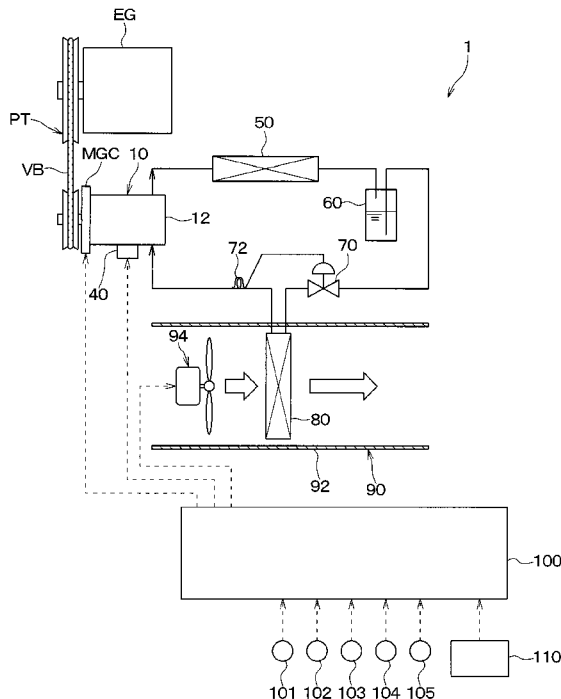
(74) 代理人: 特許業務法人ゆうあい特許事務所 (YOU-I PATENT FIRM); 〒4600003 愛知県名古屋市中区錦一丁目6番5号 名古屋錦シティビル4階 Aichi (JP).

(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, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, 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, SA, 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.

(54) Title: VARIABLE DISPLACEMENT COMPRESSOR

(54) 発明の名称: 可変容量型圧縮機

[図1]



(57) Abstract: This variable displacement compressor is provided with: a compression mechanism (12); a volume control mechanism (40) for controlling the volume of discharge of a refrigerant from the compression mechanism; a clutch (MGC); and a control device (100) for controlling the volume control mechanism and the clutch to switch between operating modes. The compression mechanism is provided with a volume limiting section for limiting the lower limit of the volume of discharge, to an intermediate volume which is greater than a minimum volume and smaller than a maximum volume. The control device can switch the operating mode to a variable operation mode and an intermittent operation mode. The variable operation mode is an operating mode in which the volume of discharge is changed by the volume control mechanism in a range from the lower limit volume to the maximum volume. The intermittent operation mode is an operating mode in which the state of connection is intermittently switched to a connected state and a disconnected state by the clutch while the volume of discharge is controlled to the lower limit volume by the volume control mechanism.

(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, ST, 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, 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, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

一 国際調査報告 (条約第21条(3))

(57) 要約: 可変容量型圧縮機は、圧縮機構(12)と、圧縮機構から吐出される冷媒の吐出容量を制御する容量制御機構(40)と、クラッチ(MGC)と、容量制御機構およびクラッチを制御して運転モードを切り替える制御装置(100)と、を備える。圧縮機構には、吐出容量の下限容量を最小容量よりも大きく最大容量よりも小さい中間容量に制限する容量制限部が設けられている。そして、制御装置は、運転モードを可変運転モードおよび断続運転モードに切替可能になっている。可変運転モードは、容量制御機構によって吐出容量を下限容量から最大容量までの範囲で変化させる運転モードである。また、断続運転モードは、容量制御機構によって吐出容量を下限容量に制御した状態で、クラッチによって接続状態を連結状態と遮断状態とに断続的に切り替える運転モードである。

明 細 書

発明の名称：可変容量型圧縮機

関連出願への相互参照

[0001] 本出願は、2017年9月7日に提出された日本出願番号2017-172047号に基づくものであって、ここにその記載内容を援用する。

技術分野

[0002] 本開示は、冷媒の吐出容量を変更可能な可変容量型圧縮機に関する。

背景技術

[0003] 従来、車両用空調装置に適用される可変容量型圧縮機は、ハウジングに形成された制御圧室の圧力を吐出冷媒を利用して変化させることで圧縮機構の吐出容量を変更可能となっている。可変容量型圧縮機では、実測動力に対する理論動力の比で示される圧縮効率が、吐出容量が最小容量付近で低下する傾向がある。これにともない可変容量型圧縮機では、吐出容量が最小容量付近になると、成績係数（すなわち、COP：Coefficient Of Performanceの略）が低下し易い。なお、吐出容量は、冷媒の吸入および圧縮を行う作動空間の幾何学的な容積である。例えば、ピストン型の圧縮機では、ピストンストロークの上死点と下死点との間のシリンダ容積が吐出容量となる。

[0004] これに対して、圧縮機に入力される容量制御信号値が所定値A以下となる場合、所定の吐出容量に対応する容量制御信号値と最小容量に対応する容量制御信号値とを所定のタイミングで切り替える断続運転を行うものが提案されている（例えば、特許文献1参照）。これにより、特許文献1では、圧縮効率が低下する最小容量付近での運転を抑えようとしている。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開2011-173491号公報

発明の概要

[0006] ところで、圧縮機の吐出容量は、所定の容量制御信号値によらずに変化す

ることがある。例えば、圧縮機の吐出容量を制御する手法として、冷媒の吸入圧を狙いの圧力に制御する吸入圧制御型の容量制御弁を用いる場合、容量制御信号値が変化しなくても蒸発器の空気側の熱負荷が増減すると、冷媒の吸入圧が維持されるように吐出容量が変化する。

[0007] このため、特許文献1の如く、容量制御信号値に応じて吐出容量を連続的に変化させる連続運転と間欠的に変化させる断続運転とを切り替えると、吐出容量が小さい状態で連続運転が実施されたり、吐出容量が大きい状態で断続運転が実施されたりする虞がある。このように、特許文献1の如く、容量制御信号値に応じて連続運転と断続運転とを切り替える方式では、必ずしも優れた圧縮効率を発揮できるとは限らず、改善の余地がある。

[0008] 本開示は、最小容量での運転を回避して圧縮効率の向上を図ることが可能な可変容量型圧縮機を提供することを目的とする。

[0009] 本開示は、冷媒の蒸発潜熱によって空調対象空間に吹き出す空気を冷却する蒸発器を備える冷凍サイクル装置に適用され、冷媒の吐出容量を最小容量から最大容量までの範囲で変更可能な可変容量型圧縮機を対象としている。

[0010] 本開示の1つの観点によれば、可変容量型圧縮機は、
エンジンにより駆動され、冷媒を圧縮して吐出する圧縮機構と、
圧縮機構から吐出される冷媒の吐出容量を制御する容量制御機構と、
圧縮機構とエンジンとの接続状態を、エンジンの駆動力が圧縮機構に伝達される連結状態と圧縮機構に伝達されない遮断状態とに切り替えるクラッチと、
容量制御機構およびクラッチを制御して運転モードを切り替える制御装置と、を備える。

[0011] 圧縮機構には、吐出容量の下限容量を最小容量よりも大きく最大容量よりも小さい中間容量に制限する容量制限部が設けられている。そして、制御装置は、運転モードを可変運転モードおよび断続運転モードに切替可能になっている。但し、可変運転モードは、クラッチによって接続状態を連結状態に制御した状態で、容量制御機構によって吐出容量を下限容量から最大容量ま

での範囲で変化させることで、蒸発器から吹き出す空気の吹出温度を目標蒸発器温度に近づける運転モードである。また、断続運転モードは、容量制御機構によって吐出容量を下限容量に制御した状態で、クラッチによって接続状態を連結状態と遮断状態とに断続的に切り替えることで、吹出温度を目標蒸発器温度に近づける運転モードである。

[0012] 本開示の可変容量型圧縮機は、圧縮機構の吐出容量の下限容量が容量制限部によって最小容量よりも大きい中間容量に制限されているので、圧縮効率の低い最小容量での圧縮機構の運転を回避することができる。

[0013] ここで、単純に圧縮機構の吐出容量の下限容量を最小容量よりも大きい中間容量に制限すると、吐出容量の可変域が小さくなることで、例えば、蒸発器における空気の冷却能力が過剰になってしまうことが懸念される。

[0014] これに対して、本開示の可変容量型圧縮機は、運転モードを可変運転モードおよび断続運転モードに切替可能となっているので、運転モードの切り替えによって吐出容量の可変域が小さくなることによる生ずる不具合を回避可能となる。すなわち、本開示の可変容量型圧縮機によれば、蒸発器における冷却能力を適切に発揮させつつ、圧縮効率の向上を図ることが可能となる。

図面の簡単な説明

[0015] [図1]第1実施形態の可変容量型圧縮機が適用された冷凍サイクル装置の概略構成図である。

[図2]第1実施形態の可変容量型圧縮機の内部構造を示す模式的な断面図である。

[図3]吐出容量とCOPとの関係を説明するための説明図である。

[図4]第1実施形態の容量制御機構の構造を示す模式図である。

[図5]第1実施形態の制御装置が実行する制御処理の流れを示すフローチャートである。

[図6]第1実施形態の制御装置が実行する可変運転処理の流れを示すフローチャートである。

[図7]最大容量時における容量制御機構の作動状態を示す模式図である。

[図8]最大容量時における可変容量型圧縮機の作動状態を示す模式図である。

[図9]下限容量時における容量制御機構の作動状態を示す模式図である。

[図10]下限容量時における可変容量型圧縮機の作動状態を示す模式図である。

。

[図11]吹出温度と容量制御信号値との関係を説明するための説明図である。

[図12]下限信号値の決定方法を説明するための説明図である。

[図13]第1実施形態の制御装置が実行する断続運転処理の流れを示すフローチャートである。

[図14]クラッチのオンオフ切替時の判定閾値を説明するための説明図である。

。

[図15]運転モードが切り替わる際の吹出温度、容量制御信号値、クラッチのオンオフ状態、吐出容量等の変化の一例を示すタイミングチャートである。

[図16]第2実施形態の容量制御機構において、給気通路が開き、抽気通路が閉じた状態を示す模式図である。

[図17]第2実施形態の容量制御機構において、給気通路および抽気通路の双方が開いた状態を示す模式図である。

[図18]第2実施形態の容量制御機構において、給気通路が閉じ、抽気通路が開いた状態を示す模式図である。

[図19]可変運転モードだけで運転される圧縮機を比較例、第1実施形態の圧縮機を第1実施例、第2実施形態の圧縮機を第2実施例とした際の動力を示す図である。

[図20]可変運転モードだけで運転される圧縮機を比較例、第1実施形態の圧縮機を第1実施例、第2実施形態の圧縮機を第2実施例とした際の成績係数を示す図である。

[図21]第3実施形態の容量制御機構を示す模式図である。

[図22]第4実施形態の容量制御機構を示す模式図である。

[図23]第5実施形態の容量制御機構の構造を示す模式図である。

[図24]第5実施形態の制御装置が実行する可変運転処理の流れを示すフロー

チャートである。

[図25]第6実施形態の制御装置が実行する制御処理の流れを示すフローチャートである。

[図26]第6実施形態の制御装置が実行する可変運転処理の流れを示すフローチャートである。

[図27]運転モードの切替等に用いる判定閾値等を説明するための説明図である。

[図28]第6実施形態の制御装置が実行する遷移運転処理の流れを示すフローチャートである。

[図29]第6実施形態の制御装置が実行する断続運転処理の流れを示すフローチャートである。

発明を実施するための形態

[0016] 以下、本開示の実施形態について図面を参照して説明する。なお、以下の実施形態において、先行する実施形態で説明した事項と同一もしくは均等である部分には、同一の参照符号を付し、その説明を省略する場合がある。また、実施形態において、構成要素の一部だけを説明している場合、構成要素の他の部分に関しては、先行する実施形態において説明した構成要素を適用することができる。以下の実施形態は、特に組み合わせに支障が生じない範囲であれば、特に明示していない場合であっても、各実施形態同士を部分的に組み合わせることができる。

[0017] (第1実施形態)

本実施形態について、図1～図15を参照して説明する。本実施形態では、車室内を空調するための冷凍サイクル装置1に対して、本開示の可変容量型圧縮機10（以下、単に圧縮機10と呼ぶことがある）を適用した例について説明する。なお、本実施形態では、車室内が空調対象空間に相当する。

[0018] 図1に示すように、冷凍サイクル装置1は、圧縮機10、凝縮器50、気液分離器60、膨張弁70、蒸発器80等がこの順序で冷媒配管等によって連結された閉回路で構成されている。

- [0019] 圧縮機１０は、冷媒を圧縮する圧縮機構１２が車両走行用のエンジンＥＧにより駆動されるエンジン駆動式の圧縮機で構成されている。圧縮機１０は、クラッチＭＧＣを有している。クラッチＭＧＣは、ベルト機構ＶＢと共にエンジンＥＧの動力を圧縮機１０の圧縮機構１２に伝達する動力伝達装置ＰＴを構成している。この動力伝達装置ＰＴを介してエンジンＥＧから駆動力が伝達されることで圧縮機構１２が回転駆動される。
- [0020] クラッチＭＧＣは、圧縮機構１２とエンジンＥＧとの接続状態を、エンジンＥＧの駆動力が圧縮機構１２に伝達される連結状態（すなわち、オン状態）と圧縮機構１２に伝達されない遮断状態（すなわち、オフ状態）とに切り替えるものである。クラッチＭＧＣは、通電によりエンジンＥＧと圧縮機構１２とを連結し、通電が遮断されるとエンジンＥＧと圧縮機構１２との連結状態を解除する構成になっている。
- [0021] 圧縮機１０は、後述する制御装置１００からの容量制御信号値１ｃにより冷媒の吐出容量を最小容量から最大容量までの範囲で変更可能な外部可変容量型の圧縮機で構成されている。なお、圧縮機１０の詳細については後述する。
- [0022] 圧縮機１０の冷媒吐出側には、凝縮器５０が接続されている。凝縮器５０は、図示しないエンジンルーム内でエンジンＥＧと図示しないフロントグリルとの間に配置されており、圧縮機１０から吐出された冷媒と外気とを熱交換させて冷媒を放熱させる放熱器である。
- [0023] 凝縮器５０の冷媒出口側には、気液分離器６０が接続されている。気液分離器６０は、凝縮器５０から流出した冷媒の気液を分離し、分離した液相冷媒を導出する構成になっている。
- [0024] 気液分離器６０の液相冷媒出口側には、膨張弁７０が接続されている。膨張弁７０は、気液分離器６０で分離された液相冷媒を減圧膨張させる減圧機器である。膨張弁７０は、温度式膨張弁で構成されており、蒸発器８０の冷媒出口側と圧縮機１０の冷媒吸入側との間の冷媒の温度を検知する感温部７２を有している。膨張弁７０は、圧縮機１０に吸入される冷媒の温度および

圧力に基づいて圧縮機 10 に吸入される冷媒の過熱度が所定値となるように弁開度を調整する構成になっている。

[0025] 膨張弁 70 の冷媒出口側には、蒸発器 80 が接続されている。蒸発器 80 は、空調ユニット 90 の空調ケース 92 内に配置されている。蒸発器 80 は、膨張弁 70 で減圧膨張された冷媒の蒸発潜熱により空調ケース 92 内を流れる空気、すなわち、車室内へ吹き出す空気を冷却する。

[0026] ここで、空調ケース 92 内には、送風機 94 が配置されている。送風機 94 によって、図示しない内外気切替箱から導入された外気または内気が蒸発器 80 に供給される。蒸発器 80 に供給された空気は、蒸発器 80 を通過した後、図示しないヒータユニットを通過して車室内へ吹き出される。また、空調ケース 92 内には、蒸発器 80 を通過直後の空気の吹出温度 T_E を検出する蒸発器温度センサ 104 が設けられている。

[0027] 蒸発器 80 の冷媒出口側には、圧縮機 10 が接続されている。蒸発器 80 にて蒸発した冷媒は、再び圧縮機 10 にて吸入される。このように、冷凍サイクル装置 1 では、圧縮機 10 から吐出された冷媒が、凝縮器 50、気液分離器 60、膨張弁 70、蒸発器 80、圧縮機 10 の順に循環するようになっている。

[0028] 次に、本実施形態の圧縮機 10 の詳細について図 2、図 3 を参照して説明する。図 2 に示すように、圧縮機 10 は、冷媒を圧縮して吐出する圧縮機構 12 を備えている。

[0029] 圧縮機構 12 は、シリンダブロック 142、シリンダブロック 142 の一端側に固定されたフロントハウジング 144、シリンダブロック 142 の他端側にバルブプレート 16 を介して固定されたリアハウジング 146 を有している。本実施形態では、シリンダブロック 142、フロントハウジング 144、リアハウジング 146 が圧縮機構 12 のハウジング 14 を構成している。

[0030] ハウジング 14 のうちシリンダブロック 142 とフロントハウジング 144 とで囲まれた領域には、圧縮機 10 の吐出容量を変化させるための制御圧

室 1 8 が区画形成されている。そして、ハウジング 1 4 には、制御圧室 1 8 の中央付近を貫通するように、圧縮機構 1 2 の回転軸 2 0 が配置されている。

[0031] 回転軸 2 0 は、一端側の先端部が動力伝達装置 P T に接続されている。回転軸 2 0 は、一端側の周面がフロントハウジング 1 4 4 に形成された第 1 軸穴 1 4 4 a に配置された第 1 ラジアル軸受 1 4 4 b によって回転可能に支持されている。また、回転軸 2 0 は、他端側の部位が、シリンダブロック 1 4 2 に形成された第 2 軸穴 1 4 2 a に配置された第 2 ラジアル軸受 1 4 2 b によって回転可能に支持されている。なお、図示しないが回転軸 2 0 と第 1 軸穴 1 4 4 a との間には、制御圧室 1 8 からの冷媒漏れを防ぐための軸封機構が設けられている。

[0032] 回転軸 2 0 は、制御圧室 1 8 においてラグプレート 2 2 に連結されている。ラグプレート 2 2 は、回転軸 2 0 と一体に回転する回転体である。ラグプレート 2 2 は、フロントハウジング 1 4 4 の内壁面に設けられたスラスト軸受 1 4 4 c によって支持されている。

[0033] また、制御圧室 1 8 には、斜板 2 4 が収容されている。斜板 2 4 は、その中央部分に貫通穴 2 4 2 が設けられ、貫通穴 2 4 2 に回転軸 2 0 が挿通されている。斜板 2 4 とラグプレート 2 2 との間には、ヒンジ機構 2 6 が設けられている。斜板 2 4 は、ヒンジ機構 2 6 を介してラグプレート 2 2 に連結されることで、回転軸 2 0 およびラグプレート 2 2 と同期して回転する構成となっている。また、斜板 2 4 は、回転軸 2 0 の軸方向 D R a x へのスライド移動にともなって回転軸 2 0 に対する傾斜角度が変化する構成になっている。

[0034] 回転軸 2 0 におけるラグプレート 2 2 と斜板 2 4 との間には、コイルスプリング 2 5 が巻装されている。斜板 2 4 は、コイルスプリング 2 5 の付勢力によって、その傾斜角度が減少するように押圧されている。

[0035] また、斜板 2 4 とシリンダブロック 1 4 2 との間には、シリンダブロック 1 4 2 の内壁面から斜板 2 4 に向かって突き出る筒状部材 2 7 が設けられて

いる。この筒状部材 27 は、斜板 24 に当接することで斜板 24 の最小傾斜角度を規制するものである。

[0036] シリンダブロック 142 には、複数のシリンダボア 148 が回転軸 20 を取り囲むように貫通形成されている。このシリンダボア 148 には、片頭型のピストン 29 が回転軸 20 の軸方向 D R a x へ往復動可能に収容されている。

[0037] シリンダボア 148 の軸方向両側の開口は、バルブプレート 16 およびピストン 29 によって閉塞されている。シリンダボア 148 内には、ピストン 29 の軸方向 D R a x への移動に応じて容積変化する圧縮室 28 が区画されている。ピストン 29 は、シュー 30 を介して斜板 24 の外周部に係留されている。そして、圧縮機構 12 の回転軸 20 の回転にともなう斜板 24 の回転運動が、シュー 30 を介してピストン 29 の往復直線運動に変換される。

[0038] リアハウジング 146 には、バルブプレート 16 に対向する部位に吸入室 32 と吐出室 34 が区画形成されている。そして、バルブプレート 16 には、吸入室 32 とシリンダボア 148 とを連通させる吸入ポート 162、吸入ポート 162 を開閉する吸入弁 164 が形成されている。また、バルブプレート 16 には、吐出室 34 とシリンダボア 148 とを連通させる吐出ポート 166、吐出ポート 166 を開閉する吐出弁 168 が形成されている。

[0039] また、図示しないがリアハウジング 146 には、冷凍サイクル装置 1 における蒸発器 80 の冷媒流れ下流側と吸入室 32 とを連通させる吸入通路が形成されている。さらに、リアハウジング 146 には、凝縮器 50 の冷媒流れ上流側と吐出室 34 とを連通させる吐出通路が形成されている。

[0040] 図示しない吸入通路を介して吸入室 32 に流入した冷媒は、ピストン 29 の上死点位置から下死点側への移動により吸入ポート 162 および吸入弁 164 を介して圧縮室 28 に吸入される。また、圧縮室 28 に吸入された冷媒は、ピストン 29 の下死点位置から上死点側への移動により所定圧力まで圧縮され、吐出ポート 166 および吐出弁 168 を介して吐出室 34 に吐出される。そして、吐出室 34 に吐出された冷媒は、図示しない吐出通路を介し

て凝縮器 50 に流入する。

[0041] ここで、斜板 24 の傾斜角度は、斜板 24 の遠心力に起因する回転運動のモーメント、ピストン 29 の往復慣性力によるモーメント、冷媒の圧力によるモーメント等の相互バランスに基づき決定される。冷媒の圧力によるモーメントとは、圧縮室 28 内の圧力とピストン 29 の背面に作用する制御圧室 18 の圧力との相関に基づいて発生するモーメントであり、制御圧室 18 の圧力変動に応じて斜板 24 の傾斜角度が変化する。そして、圧縮機構 12 は、斜板 24 の傾斜角度が大きくなるともなって吐出容量が増加し、斜板 24 の傾斜角度が小さくなるにもなって吐出容量が減少する。

[0042] このように構成される圧縮機構 12 は、その吐出容量が容量制御機構 40 によって制御される。すなわち、本実施形態の圧縮機 10 は、容量制御機構 40 によって制御圧室 18 の圧力を制御することで、斜板 24 の傾斜角度を変更して吐出容量を変化させている。

[0043] 本実施形態のハウジング 14 には、制御圧室 18 と吐出室 34 とを連通させる給気通路 140、および吸入室 32 と制御圧室 18 とを連通させる抽気通路 141 が形成されている。

[0044] 容量制御機構 40 は、給気通路 140 の通路開度を調整する開度調整弁 42 および抽気通路 141 の通路開度を絞る固定絞り 44 を有している。容量制御機構 40 は、開度調整弁 42 によって給気通路 140 の通路開度を調整して制御圧室 18 の圧力を制御することで、圧縮機構 12 の吐出容量を変化させる構成になっている。本実施形態の容量制御機構 40 は、圧縮機構 12 に吸入される冷媒の圧力 P_s が目標圧力 P_{so} となるように給気通路 140 の通路開度が調整される構成になっている。開度調整弁 42 は、リアハウジング 146 に取り付けられている。なお、容量制御機構 40 の開度調整弁 42 の構造については後述する。

[0045] ここで、図 3 は、圧縮機構 12 の吐出容量と成績係数（すなわち、COP）との関係を説明するための説明図である。図 3 の横軸は、吐出容量を示しており、吐出容量が最小容量となる状態をゼロ%で示し、吐出容量が最大容

量となる状態を100%で示している。図3の縦軸は、年間での使用を想定し、出現し得る熱負荷および圧縮機10の回転数の条件と当該条件の出現頻度を考慮した年間成績係数を示している。

[0046] 図3に示すように、年間成績係数は、吐出容量が略30%付近にピークを有しており、最小容量付近で低下する傾向がある。主要因としては、吐出容量を変化させるために吐出室34の冷媒を制御ガスとして制御圧室18に供給することにある。制御ガスは、吐出室34から給気通路140を介して制御圧室18に供給された後、抽気通路141を介して吸入室32に流れて再び圧縮室28で圧縮される。つまり、制御ガスは、圧縮機構12のハウジング14内で循環する。そして、圧縮機構12における制御ガスを圧縮した仕事分は、空気の冷却に寄与しない余分な圧縮仕事になる。

[0047] そして、吐出容量を低下させる際には、制御圧室18の圧力を上昇させるために制御ガス量が増加するとともに、圧縮機構12からの吐出冷媒量に対する制御ガス量の割合が増える。これにより、圧縮機構12は、吐出容量が最小容量付近においてハウジング14内で循環する制御ガスが増加することで圧縮効率が低下し、当該圧縮効率の低下にともなって年間成績係数が低下する。

[0048] これらを考慮して、本実施形態の圧縮機構12は、成績係数が低下する最小容量で稼働しないように、筒状部材27によって斜板24の最小傾斜角度を規制している。本実施形態では、筒状部材27が圧縮機構12の吐出容量の下限容量を最小容量よりも大きく最大容量よりも小さい中間容量に制限する容量制限部を構成している。

[0049] 本実施形態の筒状部材27は、吐出容量の下限容量が、最小容量から最大容量までの範囲で圧縮機構12を運転させた際に成績係数が最小容量に設定した場合よりも大きくなる容量となるように、斜板24の最小傾斜角度を規制する構成となっている。具体的には、吐出容量の下限容量は、年間成績係数がピークとなる略30%が含まれるように、吐出容量が10%～50%となる範囲に設定することが望ましい。

[0050] 続いて、本実施形態の容量制御機構40の開度調整弁42の構造について図4を参照して説明する。図4に示すように、開度調整弁42は、給気通路140の通路開度を調整する弁体421、吸入室32の圧力に応じた力 F_1 を発生する吸入圧応動機構422、吸入圧応動機構422の力 F_1 に対向する電磁力 F_2 を発生する電磁機構423を有している。開度調整弁42は、吸入室32の圧力に応じた力 F_1 と電磁力 F_2 との釣り合いにより弁体421の位置を変化させるようになっている。

[0051] 吸入圧応動機構422は、バルブハウジング420内に形成された感圧室420aに收容され、弁体421の移動方向に弾性的に伸縮可能なベローズ422aを有している。感圧室420aには、吸入室32の圧力が圧力導入通路420bを介して導入される。ベローズ422aは、感圧室420aの内壁面に固定される部位が固定端422bを構成し、固定端422bの反対側の部位が弾性的な伸縮により変位する可動端422cを構成する。そして、ベローズ422aの可動端422cには、プッシュロッド422dが一体に連結されている。なお、図示しないが、ベローズ422aの内部には、ベローズ422aを伸長方向に押圧するバネが設けられている。

[0052] 一方、電磁機構423は、電磁コイル423aを有し、電磁コイル423aの内周部にプランジャ423bが軸方向に変位可能に配置されている。プランジャ423bの端部には、可動鉄心423cが一体に構成され、可動鉄心423cに固定鉄心423dが対向配置される。そして、電磁機構423は、可動鉄心423cと固定鉄心423dとの間に電磁コイル423aに供給される容量制御信号値 I_c （例えば、制御電流）に応じた電磁力 F_2 が発生する構成となっている。

[0053] また、プランジャ423bには、可動鉄心423cとは反対側の端部に弁体421が一体に形成されている。さらに、弁体421には、プッシュロッド422dが一体に連結されている。本実施形態のプランジャ423b、弁体421、およびプッシュロッド422dは、一体に構成され、プランジャ423bの軸方向に一体に変位する。

[0054] 開度調整弁 4 2 は、電磁力 F_2 が一定となる場合、吸入室 3 2 の圧力が高くなるにともなってペローズ 4 2 2 a が縮小し、これにともなって弁体 4 2 1 が給気通路 1 4 0 の通路開度を小さくする方向に変位する。これにより、制御圧室 1 8 に供給される冷媒量が減少することで制御圧室 1 8 の圧力が低下する。

[0055] 一方、開度調整弁 4 2 は、電磁力 F_2 が一定となる場合、吸入室 3 2 の圧力が低くなるにともなってペローズ 4 2 2 a が伸長し、これにともなって弁体 4 2 1 が給気通路 1 4 0 の通路開度を大きくする方向に変位する。これにより、制御圧室 1 8 に供給される冷媒量が増加することで制御圧室 1 8 の圧力が上昇する。

[0056] ここで、給気通路 1 4 0 の通路開度は、吸入室 3 2 の圧力に応じた力 F_1 、電磁力 F_2 等のバランスによって決まる。すなわち、電磁コイル 4 2 3 a に供給される容量制御信号値が増加して電磁力 F_2 が吸入室 3 2 の圧力に応じた力 F_1 よりも大きくなると、弁体 4 2 1 は、給気通路 1 4 0 の通路開度を小さくする方向に変位する。これにより、制御圧室 1 8 に供給される冷媒量が減少することで制御圧室 1 8 の圧力が低下する。この結果、斜板 2 4 の傾斜角度が大きくなることで、吐出容量が大きくなる。

[0057] 一方、電磁コイル 4 2 3 a に供給される容量制御信号値 I_c が減少して電磁力 F_2 が吸入室 3 2 の圧力に応じた力 F_1 よりも小さくなると、弁体 4 2 1 は、給気通路 1 4 0 の通路開度を大きくする方向に変位する。これにより、制御圧室 1 8 に供給される冷媒量が増加することで制御圧室 1 8 の圧力が上昇する。この結果、斜板 2 4 の傾斜角度が小さくなることで、吐出容量が小さくなる。

[0058] このように構成される容量制御機構 4 0 は、給気通路 1 4 0 の通路開度が吸入室 3 2 の圧力に応じた力 F_1 、電磁力 F_2 等のバランスによって決まる構成になるため、圧縮機構 1 2 の吐出容量が容量制御信号値 I_c によらずに変化することがある。

[0059] 次に、本実施形態の制御装置 1 0 0 の概要を説明する。図 1 に示す制御装

置 100 は、プロセッサ、メモリ等を含む周知のマイクロコンピュータおよびその周辺回路から構成される。なお、メモリは、非遷移的実体的記憶媒体で構成される。

[0060] 制御装置 100 は、空調用センサ群 101～105 からのセンサ検出信号、車室内前部の計器盤付近に配置される空調操作パネル 110 に設けられた各種空調操作スイッチから操作信号に基づいて、圧縮機 10 を含む各種機器の制御を行なうものである。また、制御装置 100 は、メモリに空調制御機器等の制御プログラム等を記憶しており、その制御プログラム等に基づいて各種演算処理を行う。

[0061] 空調用センサ群としては、外気温 T_{am} を検出する外気センサ 101、内気温 T_r を検出する内気センサ 102、車室内に入射する日射量 T_s を検出する日射センサ 103、上述した蒸発器温度センサ 104、圧縮機回転数センサ 105 等が設けられる。なお、蒸発器温度センサ 104 としては、例えば、蒸発器 80 の熱交換フィンの温度を吹出温度 T_E として検出する温度センサを採用することができる。

[0062] 圧縮機回転数センサ 105 は、圧縮機 10 の回転数 N_e を検出するセンサである。圧縮機回転数センサ 105 は、圧縮機 10 の回転数 N_e を直接検出するものに限らず、例えば、エンジン回転数から圧縮機 10 の回転数 N_e を算出する構成になっていてもよい。

[0063] 空調操作パネル 110 に設けられた各種空調操作スイッチとして、圧縮機 10 の作動指令信号を出すエアコンスイッチ、車室内の設定温度 T_{set} を設定する温度設定手段をなす温度設定スイッチ等が設けられている。

[0064] また、制御装置 100 の出力側には、周辺回路である各種アクチュエータ駆動用の駆動回路（図示せず）を介して、クラッチ MGC、容量制御機構 40 等が接続されている。そして、当該各種機器は、制御装置 100 の出力信号により制御される。

[0065] 次に、本実施形態の圧縮機 10 の作動について説明する。本実施形態の圧縮機 10 は、圧縮効率が低下する最小容量での運転を回避するために、吐出

容量の下限容量が最小容量でなく中間容量に設定されている。

[0066] ここで、単純に吐出容量の下限容量を最小容量よりも大きい中間容量に制限すると、吐出容量の可変域が小さくなることで、例えば、蒸発器 80 における空気の冷却能力が過剰になってしまうことが懸念される。

[0067] そこで、本実施形態の圧縮機 10 は、制御装置 100 によって、圧縮機構 12 の運転モードを可変運転モードおよび断続運転モードに切り替える構成になっている。可変運転モードは、クラッチ MGC によってエンジン EG と圧縮機構 12 とを連結状態に制御した状態で、容量制御機構 40 によって吐出容量を下限容量から最大容量までの範囲で変化させる運転モードである。また、断続運転モードは、容量制御機構 40 によって吐出容量を下限容量に制御した状態で、クラッチ MGC によってエンジン EG と圧縮機構 12 とを連結状態と遮断状態とに断続的に切り替える運転モードである。

[0068] 以下、制御装置 100 が実行する運転モードを切り替える制御処理について、図 5 等を参照して説明する。なお、図 5 に示す制御処理の各制御ステップは、制御装置 100 が実行する各種機能を実現する機能実現部を構成している。

[0069] 制御装置 100 は、エンジン EG の稼働中にエアコンスイッチがオンされると、クラッチ MGC をオン状態に制御し、且つ、運転モードの初期設定を可変運転モードとした後に図 5 に示す制御処理を実行する。なお、図 5 に示す制御処理は、所定の周期で制御装置 100 によって実行される。

[0070] 図 5 に示すように、制御装置 100 は、ステップ S10 にて、入力側に接続された空調用センサ群 101～105 や空調操作パネル 110 からの各種信号を読み込む。続いて、制御装置 100 は、ステップ S20 にて、車室内へ吹き出す空気の目標吹出温度 T_{AO} を算出する。この目標吹出温度 T_{AO} は、車室内を温度設定スイッチの設定温度 T_{set} に維持するために必要な吹出温度であり、以下の数式 F1 に基づいて算出される。

[0071]
$$T_{AO} = K_{set} \times T_{set} - K_r \times T_r - K_{am} \times T_{am} - K_s \times T_s + C \dots (F1)$$

上述の数式 F 1 に示す記号は、 T_{set} が設定温度、 T_r が内気温、 T_{am} が外気温、 T_s が日射量を示し、 K_{set} 、 K_r 、 K_{am} 、 K_s が制御ゲインを示している。なお、 C は、補正用の定数である。

[0072] 続いて、制御装置 100 は、ステップ S 30 にて、蒸発器 80 から吹き出す空気の吹出温度 T_E の目標蒸発器温度 T_{EO} を算出する。具体的には、制御装置 100 は、目標吹出温度 T_{AO} と目標蒸発器温度 T_{EO} との対応関係を規定した制御マップを参照して、ステップ S 20 で算出した目標吹出温度 T_{AO} から目標蒸発器温度 T_{EO} を算出する。制御マップは、目標吹出温度 T_{AO} が大きくなるにともなって目標蒸発器温度 T_{EO} が高くなるように目標蒸発器温度 T_{EO} が目標吹出温度 T_{AO} に対応付けられている。制御マップは、予めメモリに記憶されている。

[0073] 続いて、制御装置 100 は、ステップ S 40 にて、容量制御機構 40 に対して出力する容量制御信号値 I_c の第 1 候補となる可変信号値 I_{c_ca} を算出する。可変信号値 I_{c_ca} は、蒸発器 80 の吹出温度 T_E が目標蒸発器温度 T_{EO} に近づくように、PI 制御や PID 制御等のフィードバック制御によって算出される。

[0074] 続いて、制御装置 100 は、ステップ S 50 にて、現状の圧縮機構 12 の運転モードが可変運転モードおよび断続運転モードのいずれかであるかを判定する。この判定処理の結果、運転モードが可変運転モードである場合、制御装置 100 は、ステップ S 60 に移行して可変運転処理を実行する。また、運転モードが断続運転モードである場合、制御装置 100 は、ステップ S 70 に移行して断続運転処理を実行する。

[0075] 本実施形態では、可変運転処理の流れについて図 6 のフローチャートを参照して説明した後、断続運転処理の流れについて図 13 のフローチャートを参照して説明する。なお、図 6 および図 13 に示す制御処理の各制御ステップは、制御装置 100 が実行する各種機能を実現する機能実現部を構成している。

[0076] 可変運転処理において制御装置 100 は、図 6 に示すように、ステップ S

100にて、蒸発器80の吹出温度TEが目標蒸発器温度TEOよりも小さいか否かを判定する。蒸発器80の吹出温度TEが目標蒸発器温度TEO以上となる場合、圧縮機構12を可変運転モードで作動させることで、蒸発器80の冷却能力を適正に維持可能な状態または蒸発器80の冷却能力が不足した能力不足状態であると考えられる。

[0077] このため、蒸発器80の吹出温度TEが目標蒸発器温度TEO以上となる場合、制御装置100は、ステップS110にて、クラッチMGCをオン状態に維持する。また、制御装置100は、ステップS120にて、容量制御信号値Icを図5のステップS40で算出した可変信号値Ic__caIに決定する。そして、制御装置100は、ステップS130にて、圧縮機構12を可変運転モードで運転させる。すなわち、制御装置100は、容量制御信号値Icとして可変信号値Ic__caIを容量制御機構40に出力する。

[0078] ここで、容量制御機構40は、容量制御信号値Icが大きい程、給気通路140の通路開度が小さくなるように、開度調整弁42を制御する。例えば、容量制御信号値Icが大きい場合、容量制御機構40は、図7に示すように、給気通路140が閉鎖される通路開度となるように開度調整弁42を制御する。この場合、圧縮機構12では、吐出室34から制御圧室18への冷媒の供給が停止されることで制御圧室18の圧力が低下する。この結果、圧縮機構12は、図8に示すように、斜板24の傾斜角度が最大傾斜角度となることで吐出容量が最大容量まで増加する。

[0079] これに対して、容量制御信号値Icが小さい場合、容量制御機構40は、図9に示すように、給気通路140が全開される通路開度となるように開度調整弁42を制御する。この場合、圧縮機構12では、吐出室34から制御圧室18への冷媒の供給量が増加することで制御圧室18の圧力が大きくなる。この結果、圧縮機構12は、図10に示すように、斜板24の傾斜角度が最小傾斜角度となることで吐出容量が下限容量まで減少する。なお、本実施形態の圧縮機構12では、吐出容量の下限容量が筒状部材27によって中間容量に制限されている。このため、可変運転モードでは、圧縮機構12が

圧縮効率の低い最小容量で運転されることはない。

[0080] 図6に戻り、ステップS100の判定処理にて、蒸発器80の吹出温度TEが目標蒸発器温度TEOよりも小さい場合、制御装置100は、ステップS140にて、可変信号値 I_{c_ca} が所定の下限信号値 I_{c_min} 以下であるか否かを判定する。下限信号値 I_{c_min} は、容量制御信号値 I_c から圧縮機構12の吐出容量が下限容量となっているか否かを判断するための判定閾値である。

[0081] ここで、本実施形態の如く、圧縮機構12に吸入される冷媒の圧力 P_s が目標圧力 P_{so} となるように制御する容量制御機構40を用いる場合、蒸発器80の吹出温度TEと容量制御信号値 I_c とが、図11に示すように相関関係を有する。本実施形態では、吹出温度TEと容量制御信号値 I_c とを予め関連付けた制御マップに基づいて目標蒸発器温度TEOに対応する容量制御信号値 I_c を特定し、特定した容量制御信号値 I_c よりも小さくなる値を下限信号値 I_{c_min} に設定している。

[0082] 前述したように、圧縮機構12の吐出容量は、容量制御信号値 I_c によらず蒸発器80の空気側の熱負荷に応じて変化することがある。このため、本実施形態では、下限信号値 I_{c_min} を、蒸発器80の空気側の熱負荷に相関して変化する目標蒸発器温度TEOに応じた可変閾値としている。具体的には、下限信号値 I_{c_min} は、図12に示すように、目標蒸発器温度TEOの上昇に伴って小さくなる可変閾値となっている。

[0083] 図6に戻り、ステップS140にて可変信号値 I_{c_ca} が下限信号値 I_{c_min} よりも大きくなる場合、圧縮機構12の吐出容量が下限容量になっていないと考えられる。この場合、制御装置100は、ステップS110に移行して運転モードを可変運転モードに維持する。

[0084] 一方、ステップS140にて可変信号値 I_{c_ca} が下限信号値 I_{c_min} 以下となる場合、圧縮機構12の吐出容量が下限容量になっていると考えられる。この場合、圧縮機構12の吐出容量が下限容量になったとしても、蒸発器80の冷却能力が要求される要求冷却能力を満たしていると考え

られる。このため、制御装置１００は、ステップＳ１５０に移行してクラッチＭＧＣをオン状態に維持する。また、制御装置１００は、ステップＳ１６０にて、容量制御信号値Ｉｃを下限信号値Ｉｃ_{min}に決定する。そして、制御装置１００は、ステップＳ１７０にて、圧縮機構１２を断続運転モードで運転させる。すなわち、制御装置１００は、容量制御信号値Ｉｃとして下限信号値Ｉｃ_{min}を容量制御機構４０に出力する。

[0085] 以上までが可変運転処理に関する説明である。以下、断続運転処理の流れについて図１３のフローチャートを参照して説明する。図１３に示す断続運転処理は、図５のステップＳ７０にて実行される処理である。

[0086] 図１３に示すように、制御装置１００は、ステップＳ２００にて、クラッチＭＧＣがオン状態であるか否かを判定する。この結果、クラッチＭＧＣがオン状態であると判定された場合、制御装置１００は、ステップＳ２１０にて、蒸発器８０の吹出温度ＴＥが所定のオフ側閾値Ｔ_{off}よりも小さいか否かを判定する。オフ側閾値Ｔ_{off}は、クラッチＭＧＣをオン状態からオフ状態に切り替えるための判定閾値である。オフ側閾値Ｔ_{off}は、図１４に示すように、クラッチＭＧＣのオンオフが頻繁に切り替わることを避けるために目標蒸発器温度ＴＥ₀よりも低い温度に設定されている。

[0087] 蒸発器８０の吹出温度ＴＥがオフ側閾値Ｔ_{off}よりも小さい場合、制御装置１００は、ステップＳ２２０にてクラッチＭＧＣをオフ状態に設定する。これにより、圧縮機構１２の運転が停止される。

[0088] また、制御装置１００は、ステップＳ２３０にて、容量制御信号値を下限信号値Ｉｃ_{min}に決定する。そして、制御装置１００は、ステップＳ２４０にて、圧縮機構１２の運転モードを断続運転モードに維持するとともに、ステップＳ２５０にてタイマカウンタ_{t_cnt}をリセットする。

[0089] ここで、タイマカウンタ_{t_cnt}は、断続運転モードにおいて、クラッチＭＧＣをオン状態に切り替えても、蒸発器８０の冷却能力が要求される要求冷却能力に対して不足する能力不足状態となる期間を計測するためのカウンタである。

- [0090] 蒸発器 80 の吹出温度 T_E がオフ側閾値 T_{off} よりも小さくなっている場合、能力不足状態ではないので、制御装置 100 は、ステップ S 250 にてタイマカウンタ t_cnt をリセットする。
- [0091] 一方、蒸発器 80 の吹出温度 T_E がオフ側閾値 T_{off} よりも大きい場合、制御装置 100 は、ステップ S 260 にて蒸発器 80 の吹出温度 T_E が目標蒸発器温度 T_{EO} よりも大きいか否かを判定する。
- [0092] この結果、蒸発器 80 の吹出温度 T_E が目標蒸発器温度 T_{EO} よりも大きい場合、制御装置 100 は、ステップ S 270 にて、タイマカウンタ t_cnt が予め設定された基準時間 t_set 以上であるか否かを判定する。
- [0093] タイマカウンタ t_cnt が予め設定された基準時間 t_set 以上である場合、断続運転モードを継続しても蒸発器 80 の能力不足状態が回避できないと考えられる。このため、制御装置 100 は、ステップ S 280 にてクラッチ MGC をオン状態に維持するとともに、ステップ S 290 にて容量制御信号値を可変信号値 lc_cal に決定する。そして、制御装置 100 は、ステップ S 300 にて、圧縮機構 12 の運転モードを可変運転モードに切り替えるとともに、ステップ S 250 にてタイマカウンタ t_cnt をリセットする。
- [0094] ここで、ステップ S 260 にて蒸発器 80 の吹出温度 T_E が目標蒸発器温度 T_{EO} 以下と判定された場合、制御装置 100 は、ステップ S 310 に移行する。また、ステップ S 270 にてタイマカウンタ t_cnt が基準時間 t_set 未満であると判定された場合も、制御装置 100 は、ステップ S 310 に移行する。そして、制御装置 100 は、ステップ S 310 にてクラッチ MGC をオン状態に維持するとともに、ステップ S 320 にて容量制御信号値を下限信号値 lc_min に決定する。また、制御装置 100 は、ステップ S 330 にて、圧縮機構 12 の運転モードを断続運転モードに維持する。
- [0095] これに対して、ステップ S 200 の判定処理にてクラッチ MGC がオフ状態であると判定された場合、制御装置 100 は、ステップ S 340 にて、蒸

発器 80 の吹出温度 T_E が所定のオン側閾値 T_{on} よりも大きいかな否かを判定する。オン側閾値 T_{on} は、クラッチ MGC をオフ状態からオン状態に切り替えるための判定閾値である。オン側閾値 T_{on} は、図 14 に示すように、クラッチ MGC のオンオフが頻繁に切り替わることを避けるために目標蒸発器温度 T_{EO} よりも高い温度に設定されている。

[0096] 蒸発器 80 の吹出温度 T_E がオン側閾値 T_{on} よりも大きい場合、制御装置 100 は、ステップ S350 にてクラッチ MGC をオン状態に設定する。これにより、圧縮機構 12 の運転が再開される。

[0097] また、制御装置 100 は、ステップ S360 にて、容量制御信号値を下限信号値 I_{c_min} に決定する。そして、制御装置 100 は、ステップ S370 にて、圧縮機構 12 の運転モードを断続運転モードに維持するとともに、ステップ S380 にてタイマカウンタ t_cnt のカウントを開始する。

[0098] 一方、蒸発器 80 の吹出温度 T_E がオン側閾値 T_{on} 以下となる場合、制御装置 100 は、ステップ S390 にてクラッチ MGC をオフ状態に設定する。これにより、圧縮機構 12 の運転が停止状態に維持される。

[0099] また、制御装置 100 は、ステップ S400 にて、容量制御信号値を下限信号値 I_{c_min} に決定する。そして、制御装置 100 は、ステップ S410 にて、圧縮機構 12 の運転モードを断続運転モードに維持する。

[0100] 以上の制御処理によって圧縮機 10 は、運転モードが可変運転モードおよび断続運転モードのいずれかに切替可能となっている。すなわち、本実施形態の制御装置 100 は、吐出容量を下限容量に設定したとしても蒸発器 80 における空気の冷却能力が蒸発器 80 に要求される要求冷却能力を満足する能力満足条件が成立した場合に、可変運転モードから断続運転モードに切り替える。また、制御装置 100 は、吐出容量を下限容量に設定したとしても蒸発器 80 における空気の冷却能力が蒸発器 80 に要求される要求冷却能力に足りない能力不足条件が成立した場合に、運転モードを断続運転モードから可変運転モードに切り替える。

[0101] ここで、図 15 は、運転モードが可変運転モード、断続運転モード、可変

運転モードの順に切り替わる際の蒸発器 80 の吹出温度 T_E 、容量制御信号値 I_c 、クラッチ MGC のオンオフ状態、吐出容量等の変化の一例を示すタイミングチャートである。

[0102] 図 15 に示すように、圧縮機構 12 が可変運転モードで運転している際に、蒸発器 80 の吹出温度 T_E が目標蒸発器温度 T_{EO} 付近まで低下すると、容量制御信号値 I_c が低下するとともに吐出容量も小さくなる（図 15 の $t_0 \sim t_1$ ）。

[0103] そして、吹出温度 T_E が目標蒸発器温度 T_{EO} よりも低い温度に低下し、可変信号値 I_{c_cal} が下限信号値 I_{c_min} まで低下すると、運転モードが可変運転モードから断続運転モードに切り替わる（図 15 の $t_1 \rightarrow t_2$ ）。これにより、容量制御信号値 I_c が下限信号値 I_{c_min} に決定され、吐出容量が下限容量になる。

[0104] 可変運転モードから断続運転モードに切り替わった後、吹出温度 T_E がオフ側閾値 T_{off} よりも低い温度になると、クラッチ MGC がオン状態からオフ状態に切り替わる（図 15 の $t_2 \rightarrow t_3$ ）。これにより、圧縮機構 12 の運転が停止することで、吹出温度 T_E が上昇する。

[0105] そして、吹出温度 T_E がオン側閾値 T_{on} よりも高い温度に上昇すると、クラッチ MGC がオフ状態からオン状態に切り替わる（図 15 の $t_3 \rightarrow t_4$ ）。これにより、圧縮機構 12 の運転が再開されることで、吹出温度 T_E が低下する。

[0106] 圧縮機構 12 の運転が再開され、吹出温度 T_E が基準時間 t_{set} よりも短い時間で再びオフ側閾値 T_{off} よりも低い温度になると、クラッチ MGC がオン状態からオフ状態に切り替わる（図 15 の $t_4 \rightarrow t_5$ ）。

[0107] このように、断続運転モード時には、吐出容量が下限容量となるように制御された状態で、クラッチ MGC のオンオフの切り替えによって、吹出温度 T_E が目標蒸発器温度 T_{EO} 付近に維持される。

[0108] そして、断続運転モード時に、クラッチ MGC がオン状態に維持された状態で、蒸発器 80 の冷却能力が不足する能力不足状態が所定時間継続された

場合に、運転モードが断続運転モードから可変運転モードに切り替わる。すなわち、クラッチMGCがオン状態に切り替わってから基準時間 t_{set} となるまで吹出温度 T_E が目標蒸発器温度 T_{EO} を上回っている場合、運転モードが断続運転モードから可変運転モードに切り替わる（図15の $t_n \rightarrow t_{n+1}$ ）。これにより、クラッチMGCがオン状態に維持された状態で、容量制御信号値 I_c が可変信号値 I_{c_cal} に決定されることで、吹出温度 T_E が目標蒸発器温度 T_{EO} に近づくように制御される。

[0109] 以上説明した本実施形態の圧縮機10は、圧縮機構12の吐出容量の下限容量が容量制限部である筒状部材27によって最小容量よりも大きい中間容量に制限されているので、圧縮効率の低い最小容量での圧縮機構12の運転を回避することができる。また、本実施形態の圧縮機10は、運転モードを可変運転モードおよび断続運転モードに切替可能となっているので、運転モードの切り替えによって吐出容量の可変域が小さくなることによる生ずる不具合を回避可能となる。すなわち、本実施形態の圧縮機10によれば、蒸発器80における冷却能力を適切に発揮させつつ圧縮効率の向上を図ることが可能となる。

[0110] 特に、本実施形態の圧縮機構12は、下限容量が圧縮機構12を運転させた際に成績係数が最小容量に設定した場合よりも大きくなる容量に設定されている。これによれば、最小容量で運転させる場合に比べて、断続運転モード時の成績係数を大きくすることができる。

[0111] また、本実施形態の制御装置100は、吐出容量を下限容量に設定したとしても蒸発器80における空気の冷却能力が蒸発器80に要求される要求冷却能力を満足する能力満足条件が成立した場合に、可変運転モードから断続運転モードに切り替える。これによると、蒸発器80における空気の冷却能力が過剰になることを回避することができるので、蒸発器80における冷却能力を適切に発揮させつつ、圧縮効率の向上を図ることが可能となる。

[0112] ここで、能力満足条件は、蒸発器80の吹出温度 T_E が目標蒸発器温度 T_{EO} よりも低く、且つ、可変信号値 I_{c_cal} が下限信号値 I_{c_min}

以下となる際に成立する条件となっている。但し、下限信号値 lc_min は、目標蒸発器温度 TEO の上昇に伴って小さくなる可変閾値となっている。これによると、蒸発器 80 の吹出温度 TE が目標蒸発器温度 TEO 以上となる場合、すなわち、蒸発器 80 の冷却能力が不足している状態で、可変運転モードから断続運転モードに切り替わることを回避することができる。

[0113] さらに、本実施形態の制御装置 100 は、吐出容量を下限容量に設定したとしても蒸発器 80 における空気の冷却能力が蒸発器 80 に要求される要求冷却能力に足りない能力不足条件が成立した場合に、断続運転モードから可変運転モードに切り替える。これによると、蒸発器における空気の冷却能力が不足することを回避することができるので、蒸発器における冷却能力を適切に発揮させつつ、圧縮効率の向上を図ることが可能となる。

[0114] ここで、能力不足条件は、クラッチ MGC によって接続状態を連結状態に制御した状態において、蒸発器 80 の吹出温度 TE が目標蒸発器温度 TEO より高くなる状態が所定期間継続された場合に成立する条件となっている。このように、能力不足条件を蒸発器 80 の吹出温度 TE が目標蒸発器温度 TEO よりも高くなる状態が所定期間継続された場合に成立する条件とすれば、断続運転モードから可変運転モードへの切り替わりの頻発を抑えることができる。

[0115] (第 2 実施形態)

次に、第 2 実施形態について、図 16～図 20 を参照して説明する。本実施形態では、容量制御機構 40 が、断続運転モード時に可変運転モード時に比べて、給気通路 140、制御圧室 18、および抽気通路 141 を介して循環する冷媒の循環量が少なくなるように構成されている点が第 1 実施形態と相違している。

[0116] 図 16～図 18 に示すように、本実施形態の容量制御機構 40 は、給気通路 140 の通路開度および抽気通路 141 の通路開度の双方を調整可能な容量制御弁 45 を有している。容量制御機構 40 は、容量制御弁 45 によって給気通路 140 の通路開度および抽気通路 141 の通路開度を調整して制御

圧室 18 の圧力を制御することで、圧縮機構 12 の吐出容量を変化させる構成になっている。

[0117] 容量制御弁 45 は、三方弁タイプの弁構造を有している。容量制御弁 45 は、給気通路 140 の通路開度および抽気通路 141 の通路開度を調整する弁体 451、吸入室 32 の圧力に応じた力を発生する吸入圧応動機構 452、吸入圧応動機構 452 の力に対向する電磁力を発生する電磁機構 453 を有している。なお、吸入圧応動機構 452 は、第 1 実施形態で説明した吸入圧応動機構 422 と同様に構成されている。また、電磁機構 453 は、第 1 実施形態で説明した電磁機構 423 と同様に構成されている。

[0118] 容量制御弁 45 は、給気通路 140 の通路開度が大きくなるにつれて抽気通路 141 の通路開度が小さくなり、給気通路 140 の通路開度が小さくなるにつれて抽気通路 141 の通路開度が大きくなるように構成されている。具体的には、容量制御弁 45 は、断続運転モード時に、給気通路 140 を開き、抽気通路 141 を閉じるように構成されている。

[0119] 電磁機構 453 に供給される容量制御信号値 I_c が減少して電磁力が吸入室 32 の圧力に応じた力よりも小さくなると、例えば、図 16 に示すように、容量制御弁 45 の弁体 451 が、抽気通路 141 を閉じ、給気通路 140 を開く位置に変位する。これにより、制御圧室 18 に供給される冷媒量が増加することで制御圧室 18 の圧力が上昇する。この結果、斜板 24 の傾斜角度が小さくなることで、吐出容量が減少する。

[0120] また、図 16 に示す状態から電磁機構 453 に供給される容量制御信号値 I_c が増加すると、例えば、図 17 に示すように、容量制御弁 45 の弁体 451 が、給気通路 140 および抽気通路 141 の双方を開く位置に変位する。

[0121] さらに、電磁機構 453 に供給される容量制御信号値 I_c が増加して電磁力が吸入室 32 の圧力に応じた力よりも大きくなると、例えば、図 18 に示すように、容量制御弁 45 の弁体 451 が、抽気通路 141 を開き、給気通路 140 を閉じる位置に変位する。これにより、制御圧室 18 に供給される

冷媒量が減少することで制御圧室 18 の圧力が低下する。この結果、斜板 24 の傾斜角度が大きくなることで、吐出容量が増加する。

[0122] その他の構成および作動については第 1 実施形態と同様である。本実施形態の圧縮機 10 は、第 1 実施形態と共通の構成および作動から奏される作用効果を第 1 実施形態と同様に得ることができる。

[0123] 特に、本実施形態では、容量制御機構 40 が断続運転モード時に、給気通路 140 を開き、抽気通路 141 を閉じる容量制御弁 45 を含んで構成されている。これによると、断続運転モード時にハウジング 14 内部における冷媒の循環を停止させることができるので、圧縮効率の更なる向上を図ることが可能となる。

[0124] ここで、図 19 は、可変運転モードだけで運転される圧縮機を比較例、第 1 実施形態の圧縮機 10 を第 1 実施例、本実施形態の圧縮機 10 を第 2 実施例とした際の圧縮機 10 の動力を示す図である。また、図 20 は、比較例、第 1 実施例、第 2 実施例の成績係数を示す図である。なお、図 19 に示す動力および図 20 に示す成績係数は、実際の使用を想定し、出現し得る熱負荷および圧縮機 10 の回転数の条件と当該条件の出現頻度を考慮したものを示している。

[0125] 第 1 実施例および第 2 実施例では、比較例と異なり、断続運転モード時に圧縮機 10 が停止することがある。このため、図 19 に示すように、圧縮機の動力は、比較例に比べて第 1 実施例および第 2 実施例の方が小さくなる。そして、成績係数は、図 20 に示すように、比較例に比べて第 1 実施例および第 2 実施例の方が高くなる。

[0126] また、第 2 実施例では、第 1 実施例と異なり、断続運転モード時に給気通路 140 が開いた状態で抽気通路 141 が閉鎖されるので、断続運転モード時にハウジング 14 内部における冷媒の循環に伴う損失が抑制される。このため、図 19 に示すように、圧縮機の動力は、第 1 実施例に比べて第 2 実施例の方が小さくなる。そして、成績係数は、図 20 に示すように、第 1 実施例に比べて第 2 実施例の方が高くなる。

[0127] (第3実施形態)

次に、第3実施形態について、図21を参照して説明する。本実施形態では、容量制御機構40が抽気通路141の通路開度を調整して制御圧室18の圧力を制御する構成になっている点が第1実施形態と相違している。

[0128] 図21に示すように、容量制御機構40は、給気通路140の通路開度を絞る固定絞り46および抽気通路141の通路開度を調整する開度調整弁47を有している。容量制御機構40は、開度調整弁47によって抽気通路141の通路開度を調整して制御圧室18の圧力を制御することで、圧縮機構12の吐出容量を変化させる構成になっている。本実施形態の容量制御機構40は、圧縮機構12に吸入される冷媒の圧力が目標圧力となるように開度調整弁47の通路開度が調整される構成になっている。

[0129] 図示しないが開度調整弁47は、抽気通路141の通路開度を調整する弁体、吸入室32の圧力に応じた力を発生する吸入圧応動機構、当該吸入圧応動機構の力に対向する電磁力を発生する電磁機構を有している。開度調整弁47は抽気通路141を閉鎖可能に構成されている。なお、吸入圧応動機構および電磁機構は、第1実施形態で説明した吸入圧応動機構422および電磁機構423と同様に構成されている。

[0130] 開度調整弁47は、電磁機構に供給される容量制御信号値Icが減少して電磁力が吸入室32の圧力に応じた力よりも小さくなると、例えば、弁体が抽気通路141を閉じる位置に変位する。これにより、制御圧室18から吸入室32に流れる冷媒量が減少することで制御圧室18の圧力が上昇する。この結果、斜板24の傾斜角度が小さくなることで、吐出容量が減少する。

[0131] また、開度調整弁47は、電磁機構453に供給される容量制御信号値Icが増加して電磁力が吸入室32の圧力に応じた力よりも大きくなると、弁体が抽気通路141を開く位置に変位する。これにより、制御圧室18から吸入室32に流れる冷媒量が増加することで制御圧室18の圧力が低下する。この結果、斜板24の傾斜角度が大きくなることで、吐出容量が増加する。

[0132] その他の構成および作動については第1実施形態と同様である。本実施形態の圧縮機10は、第1実施形態と共通の構成および作動から奏される作用効果を第1実施形態と同様に得ることができる。

[0133] 特に、本実施形態では、容量制御機構40が抽気通路141を閉鎖可能な開度調整弁47を含んで構成されている。これによると、断続運転モード時にハウジング14内部における冷媒の循環を停止させることができるので、圧縮効率の更なる向上を図ることが可能となる。

[0134] (第4実施形態)

次に、第4実施形態について、図22を参照して説明する。本実施形態では、抽気通路141に対して固定絞り44の代わりに圧力応動弁48が配置されている点が第1実施形態と相違している。

[0135] 図22に示すように、容量制御機構40は、開度調整弁42および圧力応動弁48といった2つの弁を備える構成になっている。圧力応動弁48は、吐出室34と制御圧室18との圧力差が小さくなるにつれて抽気通路141の通路開度を小さくするように構成されている。吐出室34と制御圧室18との圧力差は、給気通路140の通路開度が大きくなるにつれて小さくなり、給気通路140の通路開度が小さくなるにつれて大きくなる。このため、圧力応動弁48は、給気通路140の通路開度が大きくなるにつれて、抽気通路141の通路開度を小さくするように構成される。圧力応動弁48は抽気通路141を閉鎖可能に構成されている。

[0136] その他の構成および作動については第1実施形態と同様である。本実施形態の圧縮機10は、第1実施形態と共通の構成および作動から奏される作用効果を第1実施形態と同様に得ることができる。

[0137] 特に、本実施形態では、容量制御機構40が抽気通路141を閉鎖可能な圧力応動弁48を含んで構成されている。これによると、断続運転モード時にハウジング14内部における冷媒の循環を停止させることができるので、圧縮効率の更なる向上を図ることが可能となる。

[0138] (第5実施形態)

次に、第5実施形態について、図23、図24を参照して説明する。本実施形態では、容量制御機構40が、圧縮機構12から吐出される冷媒の流量 G_r が目標流量 G_{ro} となるように給気通路140の通路開度が調整される構成になっている点が第1実施形態と相違している。

[0139] 図23に示すように、容量制御機構40は、給気通路140の通路開度を調整する開度調整弁49および抽気通路141の通路開度を絞る固定絞り44を有している。開度調整弁49は、弁体491、吐出室34の出口側を絞る絞り部492、絞り部492の前後に生ずる差圧 ΔP に応じた力を発生する差圧応動機構493、差圧応動機構493の力に対向する電磁力を発生する電磁機構494を有している。電磁機構494は、第1実施形態の電磁機構423と同様に構成される。

[0140] ここで、絞り部492の前後に生ずる差圧 ΔP は、圧縮機構12から吐出される冷媒の流量と比例関係にある。このため、差圧 ΔP を制御することによって圧縮機構12から吐出される冷媒の流量を制御することが可能となる。

[0141] 差圧応動機構493は、バルブハウジング490内に形成された差圧導入室490aに收容され、弁体491の移動方向に弾性的に伸縮可能なベローズ493aを有している。差圧導入室490aには、絞り部492の下流側の圧力が第1圧力導入通路490bを介して導入される。ベローズ493aは、差圧導入室490aの内壁面に固定される部位が固定端493bを構成し、固定端493bの反対側の部位が弾性的な伸縮により変位する可動端493cを構成する。ベローズ493aの固定端493bには、第2圧力導入通路490cを介して絞り部492の上流側の圧力が作用する。また、ベローズ493aの可動端493cには、プッシュロッド493dが一体に連結されている。なお、図示しないが、ベローズ493aの内部には、ベローズ493aを伸長方向に押圧するバネが設けられている。

[0142] 開度調整弁49は、電磁力が一定となる場合、差圧 ΔP が大きくなるともなるとベローズ493aが縮小し、これにともなう弁体491が給気通

路 140 の通路開度を小さくする方向に変位する。これにより、制御圧室 18 に供給される冷媒量が減少することで制御圧室 18 の圧力が低下する。

[0143] 一方、開度調整弁 49 は、電磁力が一定となる場合、差圧 ΔP が小さくなるにともなってベローズ 493a が伸長し、これにともなって弁体 491 が給気通路 140 の通路開度を大きくする方向に変位する。これにより、制御圧室 18 に供給される冷媒量が増加することで制御圧室 18 の圧力が上昇する。

[0144] ここで、給気通路 140 の通路開度は、差圧 ΔP に応じた力 F_1 、電磁力 F_2 等のバランスによって決まる。すなわち、電磁機構 494 に供給される容量制御信号値 I_c が増加して電磁力 F_2 が差圧 ΔP に応じた力 F_1 よりも大きくなると、弁体 491 は、給気通路 140 の通路開度を小さくする方向に変位する。これにより、制御圧室 18 に供給される冷媒量が減少することで制御圧室 18 の圧力が低下する。この結果、斜板 24 の傾斜角度が大きくなることで、吐出容量が大きくなる。

[0145] 一方、電磁機構 494 に供給される容量制御信号値 I_c が減少して電磁力 F_2 が差圧 ΔP に応じた力 F_1 よりも小さくなると、弁体 421 は、給気通路 140 の通路開度を大きくする方向に変位する。これにより、制御圧室 18 に供給される冷媒量が増加することで制御圧室 18 の圧力が上昇する。この結果、斜板 24 の傾斜角度が小さくなることで、吐出容量が小さくなる。

[0146] 次に、本実施形態の制御装置 100 が実行する可変運転処理について、図 24 を参照して説明する。図 24 は第 1 実施形態の図 6 に対応している。図 24 では、図 6 と同様の処理となるステップについて第 1 実施形態と同様の符号を付している。

[0147] 図 6 に示すように、制御装置 100 は、ステップ S102 にて圧縮機構 12 から吐出される冷媒の流量 G_{r_cal} を算出する。冷媒の流量 G_r は、容量制御信号値 I_c に比例して変化する。このため、制御装置 100 は、可変信号値 I_{c_cal} と冷媒の流量 G_{r_cal} との対応関係を規定した制御マップを参照し、図 5 のステップ S40 で算出した可変信号値 I_{c_ca}

1に基づいて、冷媒の流量 G_{r_cal} を算出する。

[0148] 続いて、制御装置100は、ステップS104にて圧縮機構12に吸入される冷媒の密度 ρ_{cal} を算出する。圧縮機構12に吸入される冷媒の密度 ρ_{cal} は、圧縮機構12に吸入される冷媒の温度および圧力により決まる。そして、圧縮機構12に吸入される冷媒の温度および圧力は、蒸発器80の吹出温度 T_E と相関性を有する。このため、制御装置100は、蒸発器80の吹出温度 T_E と圧縮機構12に吸入される冷媒の密度 ρ_{cal} との対応関係を規定した制御マップを参照し、蒸発器80の吹出温度 T_E に基づいて、圧縮機構12に吸入される冷媒の密度 ρ_{cal} を算出する。

[0149] 続いて、制御装置100は、ステップS106にて冷媒の流量 G_{r_cal} 、圧縮機構12に吸入される冷媒の密度 ρ_{cal} 、および圧縮機構12の回転数 N_e に基づいて、圧縮機構12の吐出容量の推定容量 V を算出する。

[0150] 制御装置100は、例えば、以下の数式F2を用いて推定容量 V を推定する。

$$[0151] \quad V = G_{r_cal} / (\rho_{cal} \times N_e \times \eta) \cdots (F2)$$

但し、数式F2に示す η は、圧縮機構12における体積効率であり、予め定められた値に設定されている。なお、体積効率 η は、圧縮機構12の回転数 N_e の影響が大きいので、回転数 N_e に基づいて決定してもよい。

[0152] 続いて、制御装置100は、ステップS108にて推定容量 V が下限容量 V_{min} 以下であるか否かを判定する。この結果、圧縮機構12の推定容量 V が下限容量 V_{min} より大きくなる場合、制御装置100は、ステップS110にてクラッチMGCをオン状態に維持する。また、制御装置100は、ステップS120にて、容量制御信号値 I_c を可変信号値 I_{c_cal} に決定する。そして、制御装置100は、ステップS130にて、圧縮機構12を可変運転モードで運転させる。すなわち、制御装置100は、容量制御信号値 I_c として可変信号値 I_{c_cal} を容量制御機構40に出力する。

[0153] 一方、圧縮機構 12 の推定容量 V が下限容量 $V_{\min}$ 以下となる場合、制御装置 100 は、ステップ S150 に移行してクラッチ MGC をオン状態に維持する。また、制御装置 100 は、ステップ S160 にて、容量制御信号値 I_c を下限信号値 $I_{c\min}$ に決定する。そして、制御装置 100 は、ステップ S170 にて、圧縮機構 12 を断続運転モードで運転させる。すなわち、制御装置 100 は、容量制御信号値 I_c として下限信号値 $I_{c\min}$ を容量制御機構 40 に出力する。

[0154] 以上までが可変運転処理に関する説明である。本実施形態の断続運転処理は、第 1 実施形態で説明した断続運転処理と同様である。このため、本実施形態の断続運転処理の説明については省略する。

[0155] その他の構成および作動については第 1 実施形態と同様である。本実施形態の圧縮機 10 は、第 1 実施形態と共通の構成および作動から奏される作用効果を第 1 実施形態と同様に得ることができる。

[0156] 本実施形態の圧縮機 10 は、容量制御機構 40 が圧縮機構 12 から吐出される冷媒の流量 G_r が目標流量 G_{ro} となるように容量制御信号値 I_c に応じて吐出容量を変化させる構成になっている。本実施形態の制御装置 100 は、吐出容量を下限容量に設定したとしても蒸発器 80 における空気の冷却能力が蒸発器 80 に要求される要求冷却能力を満足する能力満足条件が成立した場合に、可変運転モードから断続運転モードに切り替える。そして、能力満足条件は、圧縮機構 12 の吐出容量を推定した推定容量 V が下限容量 $V_{\min}$ 以下となる際に成立する条件となっている。これによると、蒸発器 80 における空気の冷却能力が過剰になることを回避することができるので、蒸発器 80 における冷却能力を適切に発揮させつつ、圧縮効率の向上を図ることが可能となる。

[0157] (第 6 実施形態)

次に、第 6 実施形態について、図 25～図 29 を参照して説明する。本実施形態では、圧縮機構 12 の運転モードとして遷移運転モードが設けられている点が第 1 実施形態と相違している。各図面のうち、図 25 が第 1 実施形

態の図5に対応し、図26が第1実施形態の図6に対応している。図25、図26では、図5、図6と同様の処理となるステップについて第1実施形態と同様の符号を付している。

[0158] 図25に示すように、制御装置100は、ステップS50Aにて、現状の圧縮機構12の運転モードが可変運転モード、断続運転モード、遷移運転モードのいずれかであるかを判定する。この判定処理の結果、運転モードが可変運転モードである場合、制御装置100は、ステップS60に移行して可変運転処理を実行する。また、運転モードが断続運転モードである場合、制御装置100は、ステップS70に移行して断続運転処理を実行する。さらに、運転モードが遷移運転モードである場合、制御装置100は、ステップS80に移行して遷移運転処理を実行する。

[0159] まず、図26のフローチャートを参照して可変運転処理の流れについて説明する。図26に示すように、制御装置100は、ステップS100Aにて、蒸発器80の吹出温度TEが第1判定閾値Tth1よりも小さいか否かを判定する。第1判定閾値Tth1は、図27に示すように、目標蒸発器温度TE0よりも低い温度に設定されている。

[0160] 蒸発器80の吹出温度TEが第1判定閾値Tth1以上となる場合、制御装置100は、ステップS110にて、クラッチMGCをオン状態に維持し、ステップS120にて、容量制御信号値Icを可変信号値Ic__calに決定する。そして、制御装置100は、ステップS130にて、圧縮機構12を可変運転モードで運転させる。

[0161] 一方、蒸発器80の吹出温度TEが第1判定閾値Tth1よりも小さい場合、制御装置100は、ステップS150に移行してクラッチMGCをオン状態に維持し、ステップS160にて、容量制御信号値Icを下限信号値Ic__minに決定する。そして、制御装置100は、ステップS180にて、圧縮機構12を遷移運転モードで運転させる。すなわち、制御装置100は、クラッチMGCをオン状態に維持した状態で、容量制御信号値Icとして下限信号値Ic__minを容量制御機構40に出力する。

[0162] 次に、図28のフローチャートを参照して遷移運転処理の流れについて説明する。遷移運転モードは、クラッチMGCをオン状態に維持した状態で、容量制御信号値 I_c として下限信号値 I_{c_min} に維持する運転モードである。

[0163] 図28に示すように、制御装置100は、ステップS500にて、蒸発器80の吹出温度 T_E が目標蒸発器温度 T_{EO} よりも大きいかなんかを判定する。この結果、蒸発器80の吹出温度 T_E が目標蒸発器温度 T_{EO} よりも大きい場合、蒸発器80の冷却能力が不足した能力不足状態であると考えられる。このため、蒸発器80の吹出温度 T_E が目標蒸発器温度 T_{EO} よりも大きくなる場合、制御装置100は、ステップS510にてクラッチMGCをオン状態に維持し、ステップS520にて、容量制御信号値 I_c を可変信号値 I_{c_cal} に決定する。そして、制御装置100は、ステップS530にて、圧縮機構12を可変運転モードで運転させる。

[0164] これに対して、蒸発器80の吹出温度 T_E が目標蒸発器温度 T_{EO} 以下となる場合、制御装置100は、ステップS540にて、蒸発器80の吹出温度 T_E が第2判定閾値 T_{th2} よりも低い温度であるかなんかを判定する。第2判定閾値 T_{th2} は、図27に示すように、第1判定閾値 T_{th1} よりも低い温度に設定されている。

[0165] 蒸発器80の吹出温度 T_E が第2判定閾値 T_{th2} よりも低い温度となる場合、蒸発器80の冷却能力が要求される要求冷却能力に対して過剰になっている状態と考えられる。このため、蒸発器80の吹出温度 T_E が第2判定閾値 T_{th2} よりも低い温度となる場合、制御装置100は、ステップS550にてクラッチMGCをオフ状態に切り替え、ステップS560にて、容量制御信号値 I_c を下限信号値 I_{c_min} に決定する。そして、制御装置100は、ステップS570にて、圧縮機構12を断続運転モードで運転させる。

[0166] 一方、蒸発器80の吹出温度 T_E が第2判定閾値 T_{th2} 以上の温度となる場合、制御装置100は、ステップS580にてクラッチMGCをオン状

態に維持し、ステップS590にて、容量制御信号値 I_c を下限信号値 I_{c_min} に決定する。そして、制御装置100は、ステップS600にて、圧縮機構12を遷移運転モードで運転させる。

[0167] 次に、図29のフローチャートを参照して断続運転処理の流れについて説明する。図29に示すように、制御装置100は、ステップS700にて、クラッチMGCがオン状態であるか否かを判定する。この結果、クラッチMGCがオン状態であると判定された場合、制御装置100は、ステップS710にて、蒸発器80の吹出温度 T_E が目標蒸発器温度 T_{EO} よりも大きいか否かを判定する。

[0168] 蒸発器80の吹出温度 T_E が目標蒸発器温度 T_{EO} 以下となる場合、制御装置100は、ステップS720にて、蒸発器80の吹出温度 T_E が第1判定閾値 T_{th1} 以上であるか否かを判定する。

[0169] この結果、蒸発器80の吹出温度 T_E が第1判定閾値 T_{th1} よりも低い温度となる場合、制御装置100は、ステップS730にてクラッチMGCをオフ状態に設定する。一方、蒸発器80の吹出温度 T_E が第1判定閾値 T_{th1} 以上となる場合、制御装置100は、ステップS740にてクラッチMGCをオン状態に維持する。そして、制御装置100は、ステップS750にて、容量制御信号値 I_c を下限信号値 I_{c_min} に決定し、ステップS760にて、圧縮機構12の運転モードを断続運転モードに維持する。

[0170] また、ステップS710の判定処理にて蒸発器80の吹出温度 T_E が目標蒸発器温度 T_{EO} より大きくなる場合、制御装置100は、制御装置100は、ステップS770にて吹出温度 T_E と目標蒸発器温度 T_{EO} との温度差 ΔE の積算値 $\Sigma \Delta E$ を算出する。積算値 $\Sigma \Delta E$ は、断続運転モードにおいて、蒸発器80の冷却能力が要求される要求冷却能力に対して不足する能力不足状態を把握するために用いられる。

[0171] 続いて、制御装置100は、ステップS780にて、蒸発器80の吹出温度 T_E が第4判定閾値 T_{th4} 以上であるか否かを判定する。第4判定閾値 T_{th4} は、図27に示すように、目標蒸発器温度 T_{EO} よりも高い温度に

設定されている。

[0172] 蒸発器 80 の吹出温度 T_E が第 4 判定閾値 T_{th4} 以上である場合、断続運転モードを継続しても蒸発器 80 の能力不足状態が回避できないと考えられる。このため、制御装置 100 は、ステップ S 790 にてクラッチ MGC をオン状態に維持するとともに、ステップ S 800 にて容量制御信号値を可変信号値 I_{c_ca} に決定する。そして、制御装置 100 は、ステップ S 810 にて、圧縮機構 12 の運転モードを可変運転モードに切り替える。

[0173] また、ステップ S 780 の判定処理にて蒸発器 80 の吹出温度 T_E が第 4 判定閾値 T_{th4} よりも低い温度となる場合、制御装置 100 は、ステップ S 820 にて積算値 $\Sigma \Delta E$ が予め設定された積算閾値以上であるか否かを判定する。

[0174] 積算値 $\Sigma \Delta E$ が積算閾値以上となる場合、断続運転モードを継続しても蒸発器 80 の能力不足状態が回避できないと考えられる。このため、制御装置 100 は、ステップ S 790 に移行し、運転モードを可変運転モードに切り替える。

[0175] 一方、積算値 $\Sigma \Delta E$ が積算閾値より小さい場合、断続運転モードを継続において蒸発器 80 の能力不足状態が継続して発生していないと考えられる。このため、制御装置 100 は、ステップ S 740 に移行し、クラッチ MGC をオン状態にした状態で運転モードを断続運転モードに維持する。

[0176] これに対して、ステップ S 700 の判定処理にて、クラッチ MGC がオフ状態であると判定された場合、制御装置 100 は、ステップ S 830 にて、蒸発器 80 の吹出温度 T_E が第 3 判定閾値 T_{th3} よりも大きいかな否かを判定する。第 3 判定閾値 T_{th3} は、図 27 に示すように、目標蒸発器温度 T_{EO} よりも高く、且つ、第 4 判定閾値 T_{th4} よりも低い温度に設定されている。

[0177] この結果、蒸発器 80 の吹出温度 T_E が第 3 判定閾値 T_{th3} よりも大きい場合、制御装置 100 は、ステップ S 840 にて積算値 $\Sigma \Delta E$ をリセットし、ステップ S 850 にてクラッチ MGC をオン状態に切り替える。一方、

蒸発器 80 の吹出温度 T_E が第 3 判定閾値 T_{th3} 以下となる場合、制御装置 100 は、ステップ S860 にてクラッチ MGC をオフ状態に維持する。そして、制御装置 100 は、ステップ S870 にて容量制御信号値 I_c を下限信号値 I_{c_min} に決定し、ステップ S880 にて圧縮機構 12 の運転モードを断続運転モードに維持する。

[0178] その他の構成および作動は、第 1 実施形態と同様である。本実施形態の圧縮機 10 は、第 1 実施形態と共通の構成および作動から奏される作用効果を第 1 実施形態と同様に得ることができる。

[0179] 本実施形態の圧縮機 10 は、吐出容量を下限容量に設定したとしても蒸発器 80 における空気の冷却能力が要求冷却能力を満足する能力満足条件が成立した場合に、可変運転モード→遷移運転モード→断続運転モードの順序で運転モードが切り替わる。このように、可変運転モードから断続運転モードに切り替わる前に遷移運転モードを介在させることで、可変運転モードから断続運転モードへの切り替わりの頻発を抑えることができる。

[0180] また、本実施形態の圧縮機 10 では、吐出容量を下限容量に設定したとしても蒸発器 80 における空気の冷却能力が要求冷却能力に足りない能力不足条件が成立した場合に、断続運転モードから可変運転モードに切り替える。そして、能力不足条件は、クラッチ MGC がオン状態となっている期間で積算値 $\Sigma \Delta E$ が所定の積算閾値を上回った際に成立する条件となっている。これによれば、断続運転モードから可変運転モードへの切り替わりの頻発を抑えることができる。

[0181] (他の実施形態)

以上、本開示の代表的な実施形態について説明したが、本開示は、上述の実施形態に限定されることなく、例えば、以下のように種々変形可能である。

[0182] 上述の各実施形態では、ハウジング 14 内における斜板 24 が収容された空間が制御圧室 18 となっている例について説明したが、これに限定されない。圧縮機構 12 は、特開 2016-98679 号公報に記載されているよ

うに、斜板 24 の傾斜角度を変更する移動体、回転軸 20、ラグプレート 22 等により区画形成される空間を制御圧室 18 として機能させる構成になっていてもよい。

[0183] 上述の各実施形態では、圧縮機構 12 として片頭型のピストン 29 を有するものを例示したが、これに限定されない。圧縮機構 12 は、例えば、両頭型のピストンを有するもので構成されていてもよい。

[0184] 上述の各実施形態では、車室内を空調するための冷凍サイクル装置 1 に対して本開示の圧縮機 10 を適用する例について説明したが、これに限定されない。本開示の圧縮機 10 は、例えば、トレーラの庫内を冷却するための冷凍サイクル装置等にも広く適用可能である。

[0185] 上述の実施形態において、実施形態を構成する要素は、特に必須であると明示した場合および原理的に明らかに必須であると考えられる場合等を除き、必ずしも必須のものではないことは言うまでもない。

[0186] 上述の実施形態において、実施形態の構成要素の個数、数値、量、範囲等の数値が言及されている場合、特に必須であると明示した場合および原理的に明らかに特定の数に限定される場合等を除き、その特定の数に限定されない。

[0187] 上述の実施形態において、構成要素等の形状、位置関係等に言及するときは、特に明示した場合および原理的に特定の形状、位置関係等に限定される場合等を除き、その形状、位置関係等に限定されない。

[0188] (まとめ)

上述の実施形態の一部または全部で示された第 1 の観点によれば、可変容量型圧縮機は、圧縮機構に対して、吐出容量の下限容量を最小容量よりも大きく最大容量よりも小さい中間容量に制限する容量制限部が設けられている。そして、制御装置は、運転モードを可変運転モードおよび断続運転モードに切替可能に構成されている。但し、可変運転モードは、クラッチを連結状態に制御した状態で容量制御機構によって吐出容量を下限容量から最大容量までの範囲で変化させる運転モードである。断続運転モードは、容量制御機

構によって吐出容量を下限容量に制御した状態で、クラッチによって連結状態と遮断状態とに断続的に切り替える運転モードである。

[0189] 第2の観点によれば、可変容量型圧縮機は、下限容量が最小容量から最大容量までの範囲で圧縮機構を運転させた際の成績係数が最小容量に設定した場合よりも大きくなる容量に設定されている。これによれば、最小容量で運転させる場合に比べて、断続運転モード時の成績係数を大きくすることができる。

[0190] 第3の観点によれば、可変容量型圧縮機の圧縮機構は、冷媒を圧縮するための圧縮室に冷媒を導入するための吸入室、圧縮室で圧縮された冷媒を導出するための吐出室、吐出容量を変化させるための制御圧室が設けられたハウジングを有する。圧縮機構は、制御圧室の圧力が小さくなるにつれて吐出容量が大きくなる構成となっている。ハウジングには、吐出室の冷媒を制御圧室に導く給気通路、制御圧室の冷媒を吸入室に導く抽気通路が形成されている。そして、容量制御機構は、断続運転モード時に、可変運転モード時に比べて、給気通路、制御圧室、および抽気通路を介して循環する冷媒の循環量が少なくなるように構成されている。これによれば、断続運転モード時にハウジング内部における冷媒の循環に伴う損失が抑制されるので、圧縮効率の更なる向上を図ることが可能となる。

[0191] 第4の観点によれば、可変容量型圧縮機の容量制御機構は、断続運転モード時に、給気通路を開き、抽気通路を閉じるように構成されている。これによれば、断続運転モード時にハウジング内部における冷媒の循環を停止させることができるので、圧縮効率の更なる向上を図ることが可能となる。

[0192] 第5の観点によれば、可変容量型圧縮機の容量制御機構は、給気通路の通路開度が大きくなるにつれて抽気通路の通路開度が小さくなり、給気通路の通路開度が小さくなるにつれて抽気通路の通路開度が大きくなるように構成された容量制御弁を含んでいる。これによると、制御圧室の圧力が大きくなるように給気通路の通路開度を大きくすると、抽気通路の通路開度が小さくなるので、早急に吐出容量を小さくすることができる。また、本開示の可変

容量型圧縮機は、制御圧室の圧力が小さくなるように給気通路の通路開度を小さくすると、抽気通路の通路開度が大きくなるので、早急に吐出容量を大きくすることができる。

[0193] 加えて、本開示の可変容量型圧縮機は、吐出容量が小さくなる際に抽気通路の通過開度が小さくなり、ハウジング内部における冷媒の循環量が少なくなるので、圧縮効率の向上を図ることができる。

[0194] 第6の観点によれば、可変容量型圧縮機の容量制御機構は、給気通路の通路開度を調整する開度調整弁、および吐出室と制御圧室との圧力差が小さくなるにつれて抽気通路の通路開度を小さくする圧力応動弁を含んでいる。このように、容量制御機構は、二つの弁を備える構成になっていてもよい。本構成によっても、吐出容量が小さくなる際に抽気通路の通過開度が小さくなり、ハウジング内部における冷媒の循環量が少なくなるので、圧縮効率の向上を図ることができる。

[0195] 第7の観点によれば、可変容量型圧縮機の制御装置は、吐出容量を下限容量に設定したとしても蒸発器における空気の冷却能力が蒸発器に要求される要求冷却能力を満足する能力満足条件が成立した場合に、可変運転モードから断続運転モードに切り替える。これによると、蒸発器における空気の冷却能力が過剰になることを回避することができるので、蒸発器における冷却能力を適切に発揮させつつ、圧縮効率の向上を図ることが可能となる。

[0196] 第8の観点によれば、可変容量型圧縮機の制御装置は、吹出温度と目標蒸発器温度との差が小さくなるように容量制御機構に対して出力する容量制御信号値を算出する。容量制御機構は、圧縮機構に吸入される冷媒の圧力が目標圧力となるように容量制御信号値に応じて吐出容量を変化させる構成になっている。そして、能力満足条件は、吹出温度が目標蒸発器温度よりも低く、且つ、容量制御信号値が所定の判定閾値以下となる際に成立する条件になっている。これによると、吹出温度が目標蒸発器温度以上となる場合、すなわち、蒸発器の冷却能力が不足している状態で、可変運転モードから断続運転モードに切り替わることを回避することができる。

- [0197] 第9の観点によれば、可変容量型圧縮機は、判定閾値が、目標蒸発器温度の上昇に伴って小さくなる可変閾値となっている。圧縮機の吐出容量は、容量制御信号値によらず蒸発器の空気側の熱負荷に応じて変化することがある。このため、容量制御信号値と比較する判定閾値は、蒸発器の空気側の熱負荷に関連して変化する目標蒸発器温度に応じた可変閾値とすることが望ましい。
- [0198] 第10の観点によれば、可変容量型圧縮機の制御装置は、吹出温度と目標蒸発器温度との差が小さくなるように容量制御機構に対して出力する容量制御信号値を算出する。容量制御機構は、圧縮機構から吐出される冷媒の流量が目標流量となるように容量制御信号値に応じて吐出容量を変化させる構成になっている。そして、能力満足条件は、圧縮機構から吐出される冷媒の流量、圧縮機構の回転数、および吹出温度に基づいて推定された吐出容量の推定容量が、下限容量よりも小さくなる場合に成立する条件になっている。これによると、蒸発器における空気の冷却能力が過剰になることを回避することができるので、蒸発器における冷却能力を適切に発揮させつつ、圧縮効率の向上を図ることが可能となる。
- [0199] 第11の観点によれば、可変容量型圧縮機の制御装置は、吐出容量を下限容量に設定したとしても蒸発器における空気の冷却能力が蒸発器に要求される要求冷却能力に足りない能力不足条件が成立した場合に、断続運転モードから可変運転モードに切り替える。これによると、蒸発器における空気の冷却能力が不足することを回避することができるので、蒸発器における冷却能力を適切に発揮させつつ、圧縮効率の向上を図ることが可能となる。
- [0200] 第12の観点によれば、可変容量型圧縮機は、能力不足条件が、クラッチによって接続状態を連結状態に制御した状態において、吹出温度が目標蒸発器温度より高くなる状態が所定期間継続された場合に成立する条件になっている。
- [0201] ここで、能力不足条件として、圧縮機構がエンジンに連結された状態において、吹出温度が目標蒸発器温度よりも高くなる場合に成立する条件とする

ことが考えられる。ところが、この場合は、吹出温度が目標蒸発器温度付近となる際に、断続運転モードから可変運転モードへの切り替わりの頻発が懸念される。

[0202] これに対して、能力不足条件を吹出温度が目標蒸発器温度よりも高くなる状態が所定期間継続された場合に成立する条件とすれば、断続運転モードから可変運転モードへの切り替わりの頻発を抑えることができる。

[0203] 第13の観点によれば、可変容量型圧縮機は、能力不足条件が、断続運転モードにおいてクラッチが連結状態となっている期間に積算した吹出温度と目標蒸発器温度との差の積算値が、所定の積算閾値を上回った場合に成立する条件になっている。このように、能力不足条件を断続運転モード時における吹出温度と目標蒸発器温度との差の積算値が所定の積算閾値を上回った場合に成立する条件とすれば、断続運転モードから可変運転モードへの切り替わりの頻発を抑えることができる。

[0204] 第14の観点によれば、可変容量型圧縮機の制御装置は、クラッチによって接続状態を連結状態に制御した状態で、容量制御機構によって吐出容量を下限容量に制御する遷移運転モードに切替可能に構成されている。そして、制御装置は、吐出容量を下限容量に設定したとしても蒸発器における空気の冷却能力が蒸発器に要求される要求冷却能力を満足する能力満足条件が成立した場合に、可変運転モード→遷移運転モード→断続運転モードの順序で運転モードを切り替える。このように、可変運転モードから断続運転モードに切り替わる前に遷移運転モードを介在させることで、可変運転モードから断続運転モードへの切り替わりの頻発を抑えることができる。

請求の範囲

[請求項1]

冷媒の蒸発潜熱によって空調対象空間に吹き出す空気を冷却する蒸発器（80）を備える冷凍サイクル装置（1）に適用され、冷媒の吐出容量を最小容量から最大容量までの範囲で変更可能な可変容量型圧縮機であって、

エンジン（EG）により駆動され、冷媒を圧縮して吐出する圧縮機構（12）と、

前記圧縮機構から吐出される冷媒の前記吐出容量を制御する容量制御機構（40）と、

前記圧縮機構と前記エンジンとの接続状態を、前記エンジンの駆動力が前記圧縮機構に伝達される連結状態と前記圧縮機構に伝達されない遮断状態とに切り替えるクラッチ（MGC）と、

前記容量制御機構および前記クラッチを制御して運転モードを切り替える制御装置（100）と、を備え、

前記圧縮機構には、前記吐出容量の下限容量を前記最小容量よりも大きく前記最大容量よりも小さい中間容量に制限する容量制限部（27）が設けられており、

前記制御装置は、

前記クラッチによって前記接続状態を前記連結状態に制御した状態で、前記容量制御機構によって前記吐出容量を前記下限容量から前記最大容量までの範囲で変化させることで、前記蒸発器から吹き出す空気の吹出温度を目標蒸発器温度に近づける可変運転モードと、

前記容量制御機構によって前記吐出容量を前記下限容量に制御した状態で、前記クラッチによって前記接続状態を前記連結状態と前記遮断状態とに断続的に切り替えることで、前記吹出温度を前記目標蒸発器温度に近づける断続運転モードと、

に切替可能な可変容量型圧縮機。

[請求項2]

前記下限容量は、前記最小容量から前記最大容量までの範囲で前記

圧縮機構を運転させた際の成績係数が前記最小容量に設定した場合よりも大きくなる容量に設定される請求項 1 に記載の可変容量型圧縮機。

[請求項3] 前記圧縮機構は、冷媒を圧縮するための圧縮室（28）に冷媒を導入するための吸入室（32）、前記圧縮室で圧縮された冷媒を導出するための吐出室（34）、前記吐出容量を変化させるための制御圧室（18）が設けられたハウジング（14）を有し、前記制御圧室の圧力が小さくなるにつれて前記吐出容量が大きくなる構成となっており、

前記ハウジングには、前記吐出室の冷媒を前記制御圧室に導く給気通路（140）、前記制御圧室の冷媒を前記吸入室に導く抽気通路（141）が形成されており、

前記容量制御機構は、前記断続運転モード時に、前記可変運転モード時に比べて、前記給気通路、前記制御圧室、および前記抽気通路を介して循環する冷媒の循環量が少なくなるように構成されている請求項 1 または 2 に記載の可変容量型圧縮機。

[請求項4] 前記容量制御機構は、前記断続運転モード時に、前記給気通路を開き、前記抽気通路を閉じるように構成されている請求項 3 に記載の可変容量型圧縮機。

[請求項5] 前記容量制御機構は、前記給気通路の通路開度が大きくなるにつれて前記抽気通路の通路開度が小さくなり、前記給気通路の通路開度が小さくなるにつれて前記抽気通路の通路開度が大きくなるように構成された容量制御弁（45）を含んで構成されている請求項 3 または 4 に記載の可変容量型圧縮機。

[請求項6] 前記容量制御機構は、前記給気通路の通路開度を調整する開度調整弁（42）、および前記吐出室と前記制御圧室との圧力差が小さくなるにつれて前記抽気通路の通路開度を小さくする圧力応動弁（48）を含んで構成されている請求項 3 または 4 に記載の可変容量型圧縮機

。

[請求項7] 前記制御装置は、前記吐出容量を前記下限容量に設定したとしても前記蒸発器における空気の冷却能力が前記蒸発器に要求される要求冷却能力を満足する能力満足条件が成立した場合に、前記可変運転モードから前記断続運転モードに切り替える請求項1ないし6のいずれか1つに記載の可変容量型圧縮機。

[請求項8] 前記制御装置は、前記吹出温度と前記目標蒸発器温度との差が小さくなるように前記容量制御機構に対して出力する容量制御信号値を算出し、

前記容量制御機構は、前記圧縮機構に吸入される冷媒の圧力が所定の目標圧力となるように前記容量制御信号値に応じて前記吐出容量を変化させる構成になっており、

前記能力満足条件は、前記吹出温度が前記目標蒸発器温度よりも低く、且つ、前記容量制御信号値が所定の判定閾値以下となる際に成立する条件である請求項7に記載の可変容量型圧縮機。

[請求項9] 前記判定閾値は、前記目標蒸発器温度の上昇に伴って小さくなる可変閾値となっている請求項8に記載の可変容量型圧縮機。

[請求項10] 前記制御装置は、前記吹出温度と前記目標蒸発器温度との差が小さくなるように前記容量制御機構に対して出力する容量制御信号値を算出し、

前記容量制御機構は、前記圧縮機構から吐出される冷媒の流量が所定の目標流量となるように前記容量制御信号値に応じて前記吐出容量を変化させる構成になっており、

前記能力満足条件は、前記圧縮機構から吐出される冷媒の流量、前記圧縮機構の回転数、および前記吹出温度に基づいて推定された前記吐出容量の推定容量が、前記下限容量よりも小さくなる場合に成立する条件である請求項7に記載の可変容量型圧縮機。

[請求項11] 前記制御装置は、前記吐出容量を前記下限容量に設定したとしても

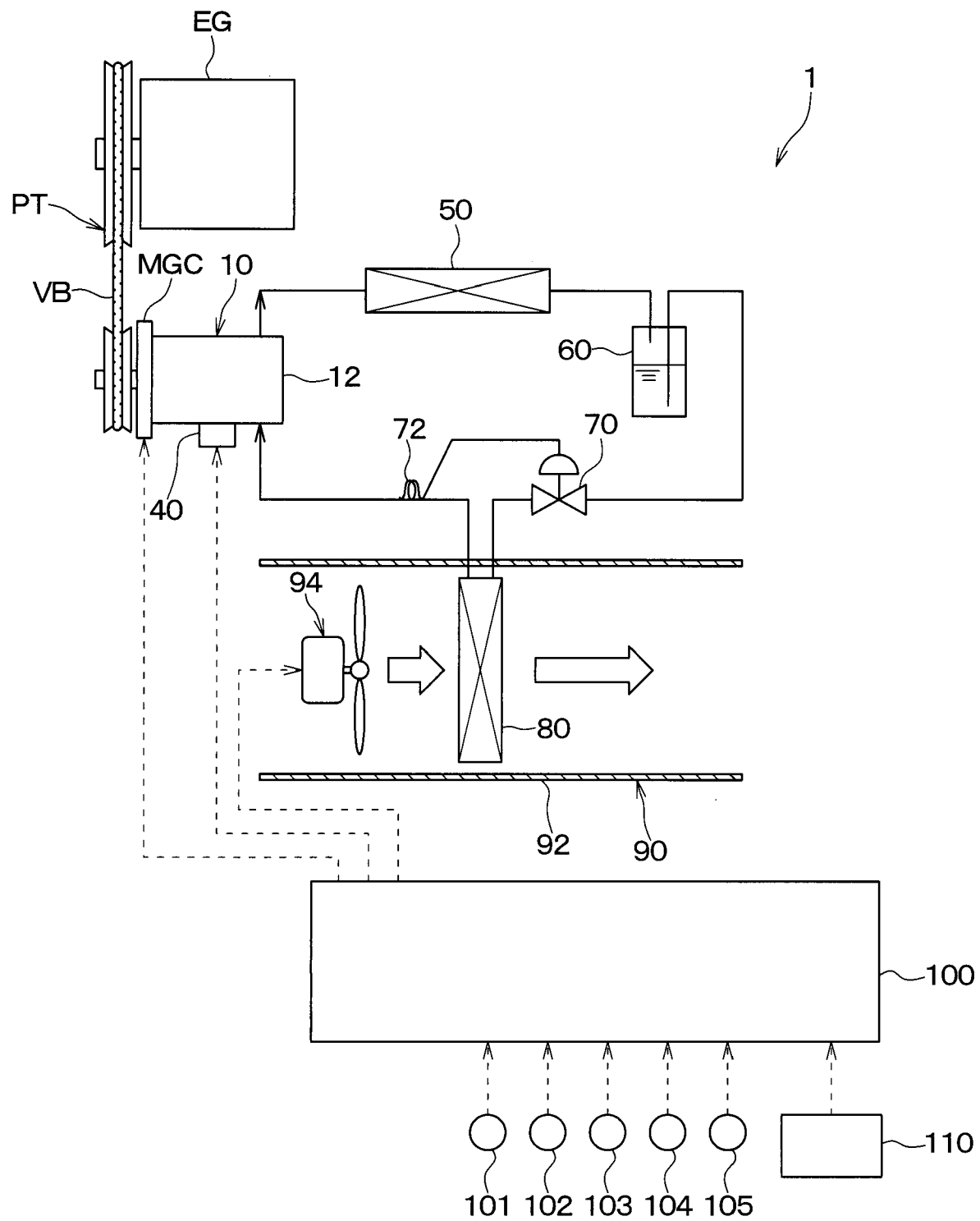
前記蒸発器における空気の冷却能力が前記蒸発器に要求される要求冷却能力に足りない能力不足条件が成立した場合に、前記断続運転モードから前記可変運転モードに切り替える請求項 1 ないし 10 のいずれか 1 つに記載の可変容量型圧縮機。

[請求項12] 前記能力不足条件は、前記クラッチによって前記接続状態を前記連結状態に制御した状態において、前記吹出温度が前記目標蒸発器温度より高くなる状態が所定期間継続された場合に成立する条件である請求項 11 に記載の可変容量型圧縮機。

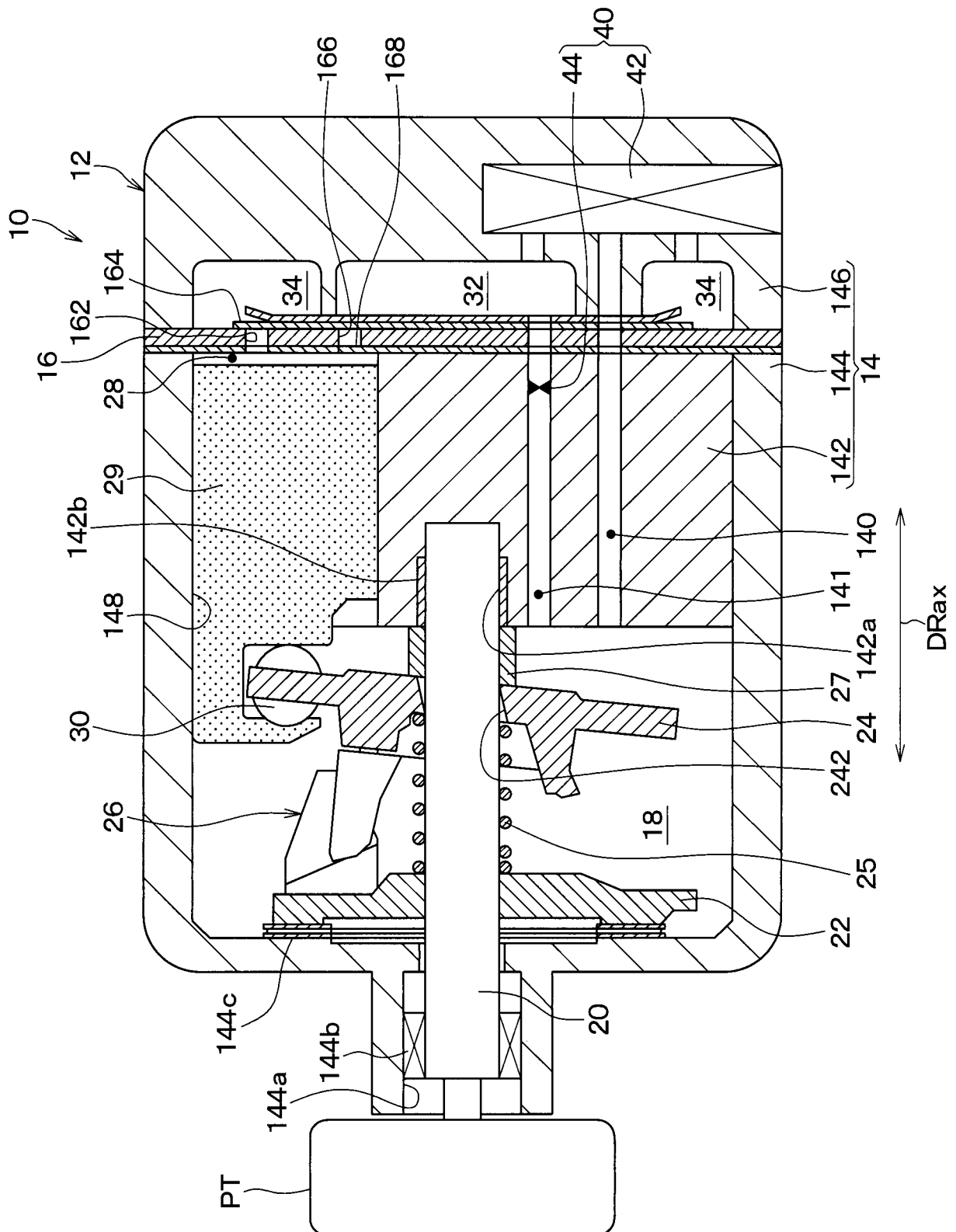
[請求項13] 前記能力不足条件は、前記断続運転モードにおいて前記クラッチが前記連結状態となっている期間に積算した前記吹出温度と前記目標蒸発器温度との差の積算値が、所定の積算閾値を上回った場合に成立する条件である請求項 11 に記載の可変容量型圧縮機。

[請求項14] 前記制御装置は、
前記クラッチによって前記接続状態を前記連結状態に制御した状態で、前記容量制御機構によって前記吐出容量を前記下限容量に制御する遷移運転モードに切替可能に構成され、
前記吐出容量を前記下限容量に設定したとしても前記蒸発器における空気の冷却能力が前記蒸発器に要求される要求冷却能力を満足する能力満足条件が成立した場合に、前記可変運転モード→前記遷移運転モード→前記断続運転モードの順序で前記運転モードを切り替える請求項 1 ないし 6 のいずれか 1 つに記載の可変容量型圧縮機。

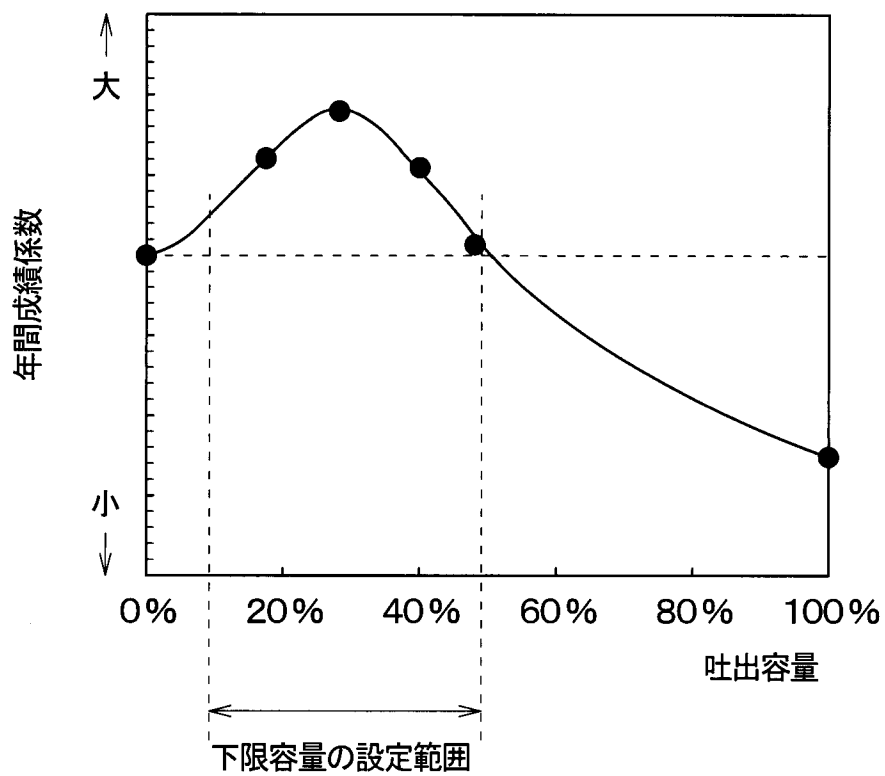
[図1]



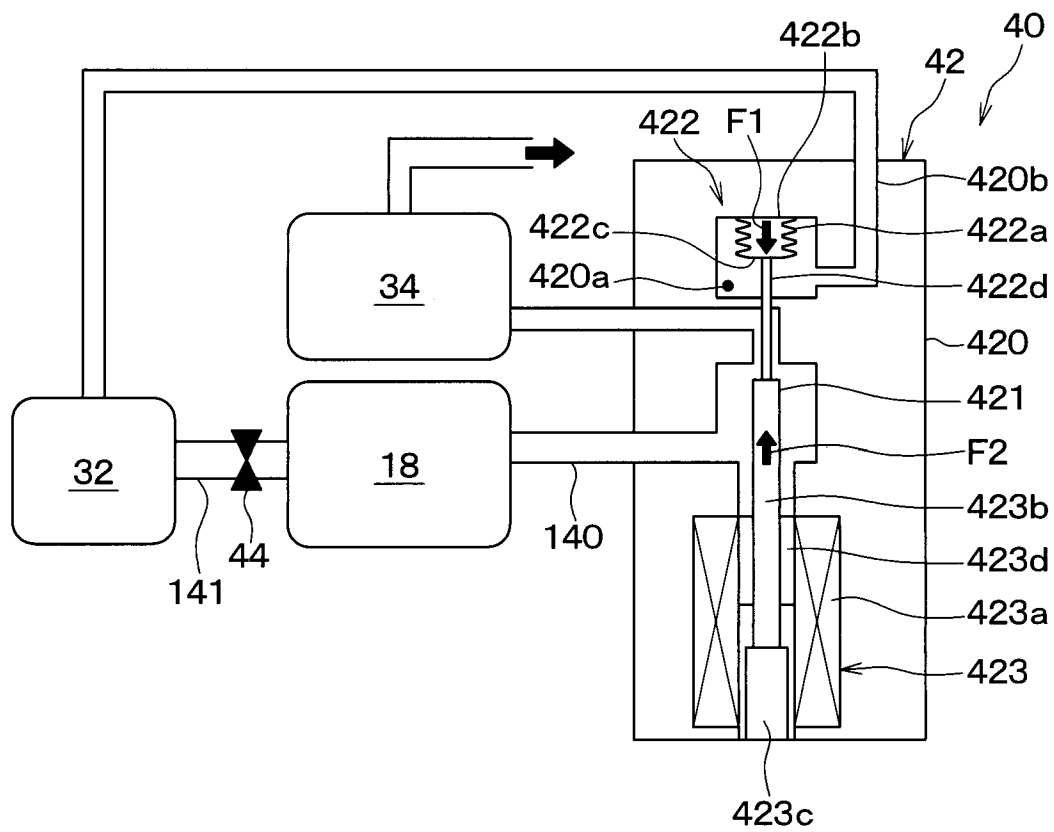
[図2]



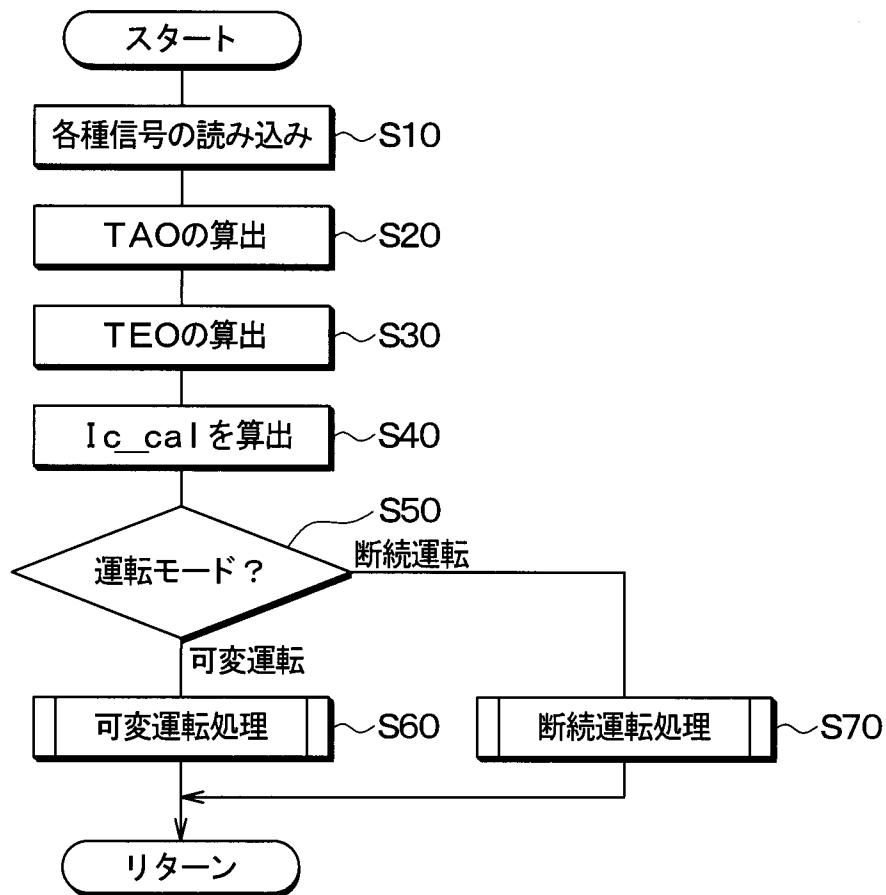
[図3]



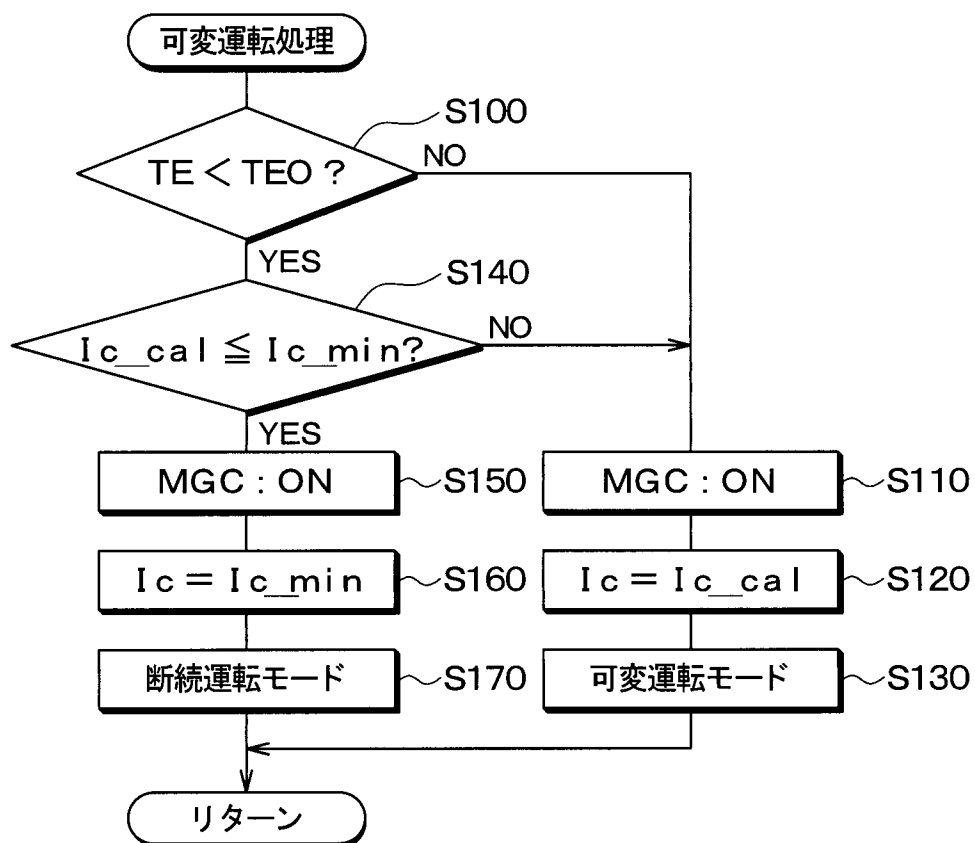
[図4]



[図5]

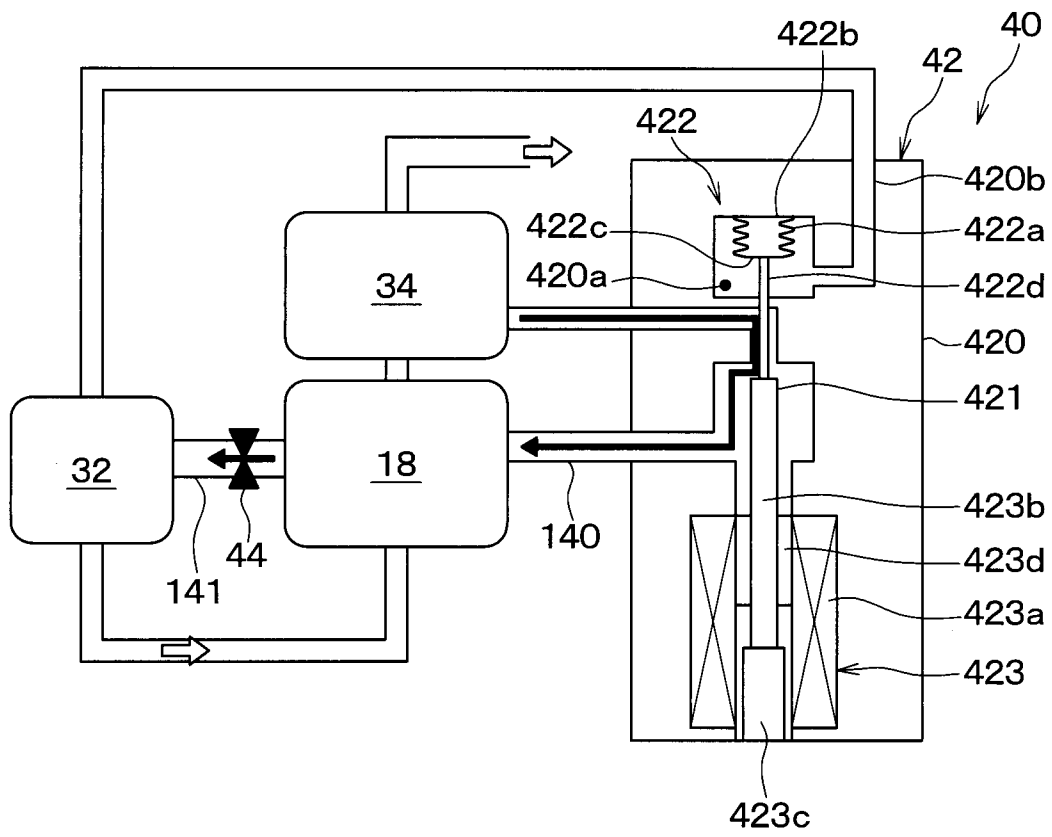


[図6]

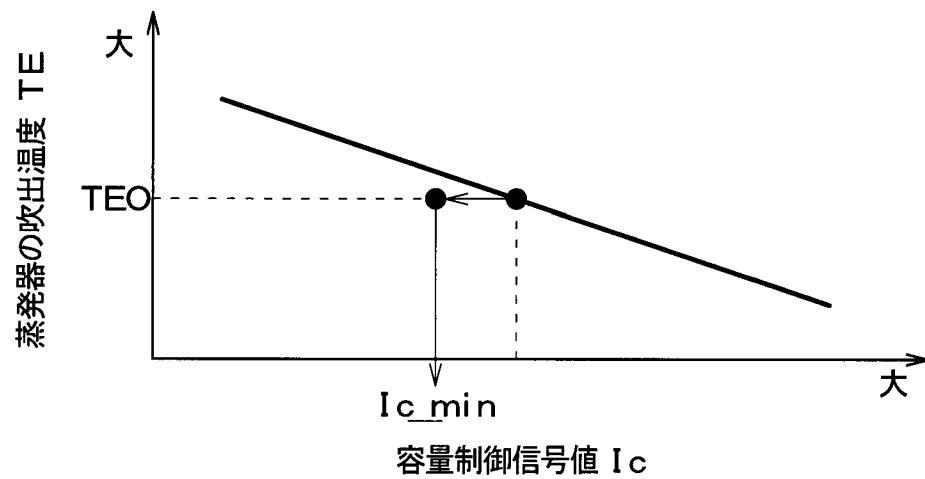


[illegible]

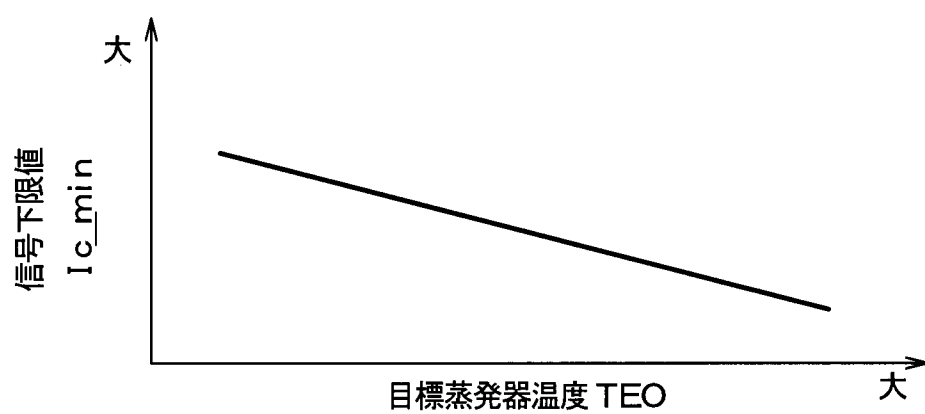
[図9]



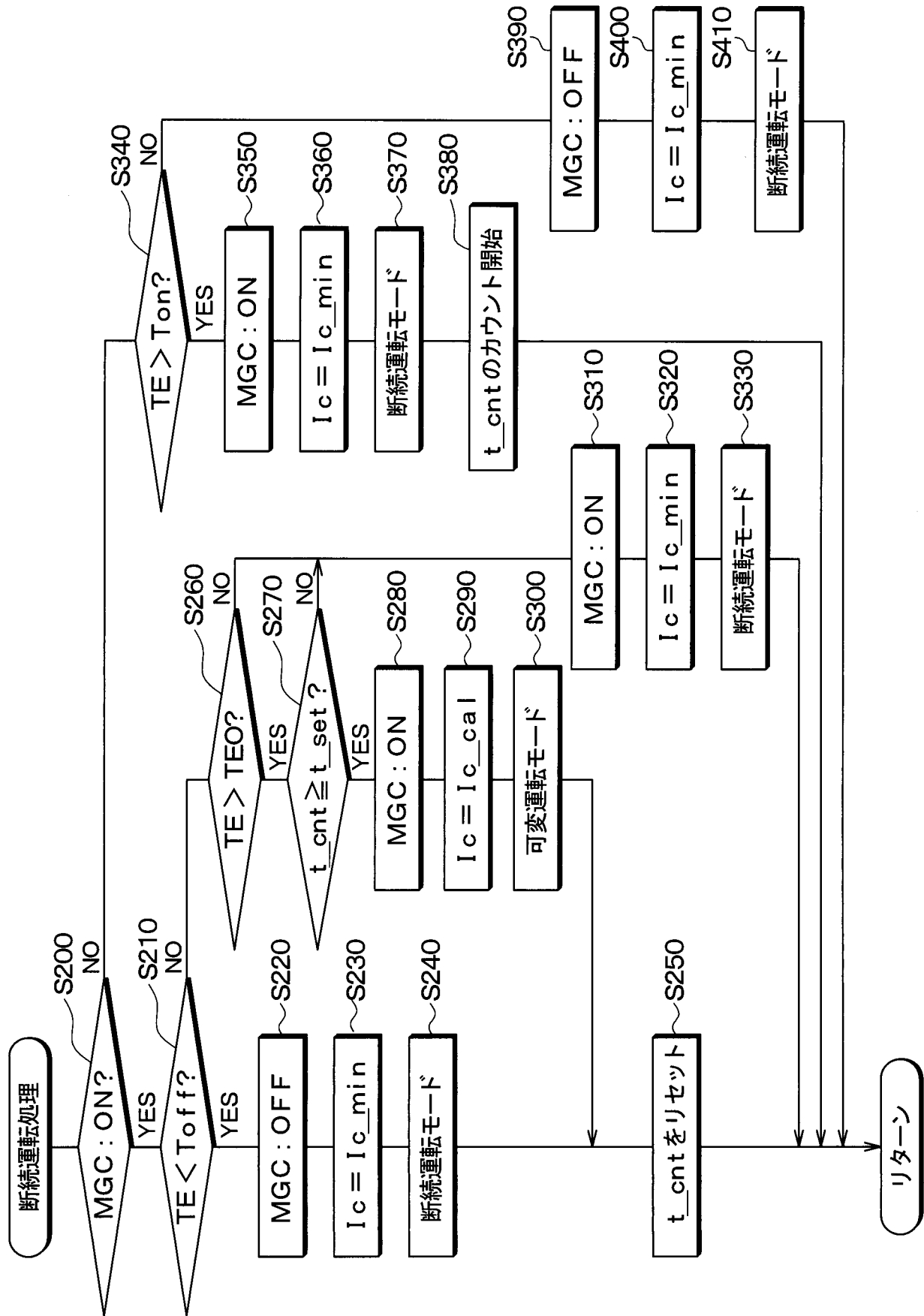
[図11]



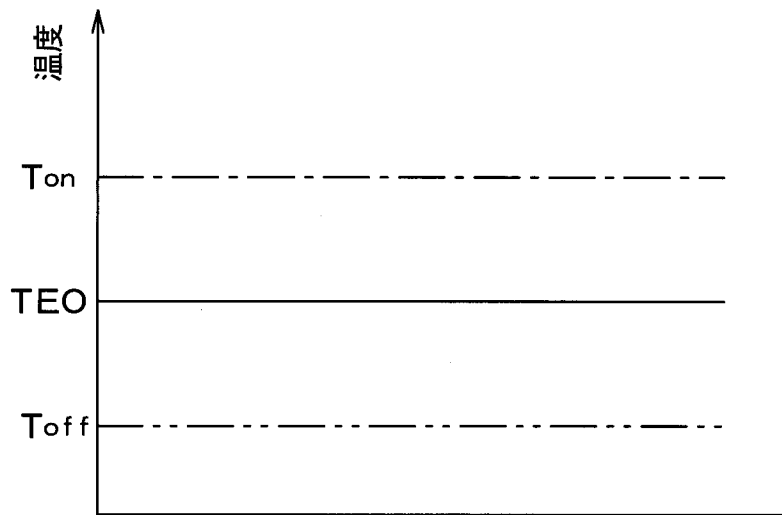
[図12]



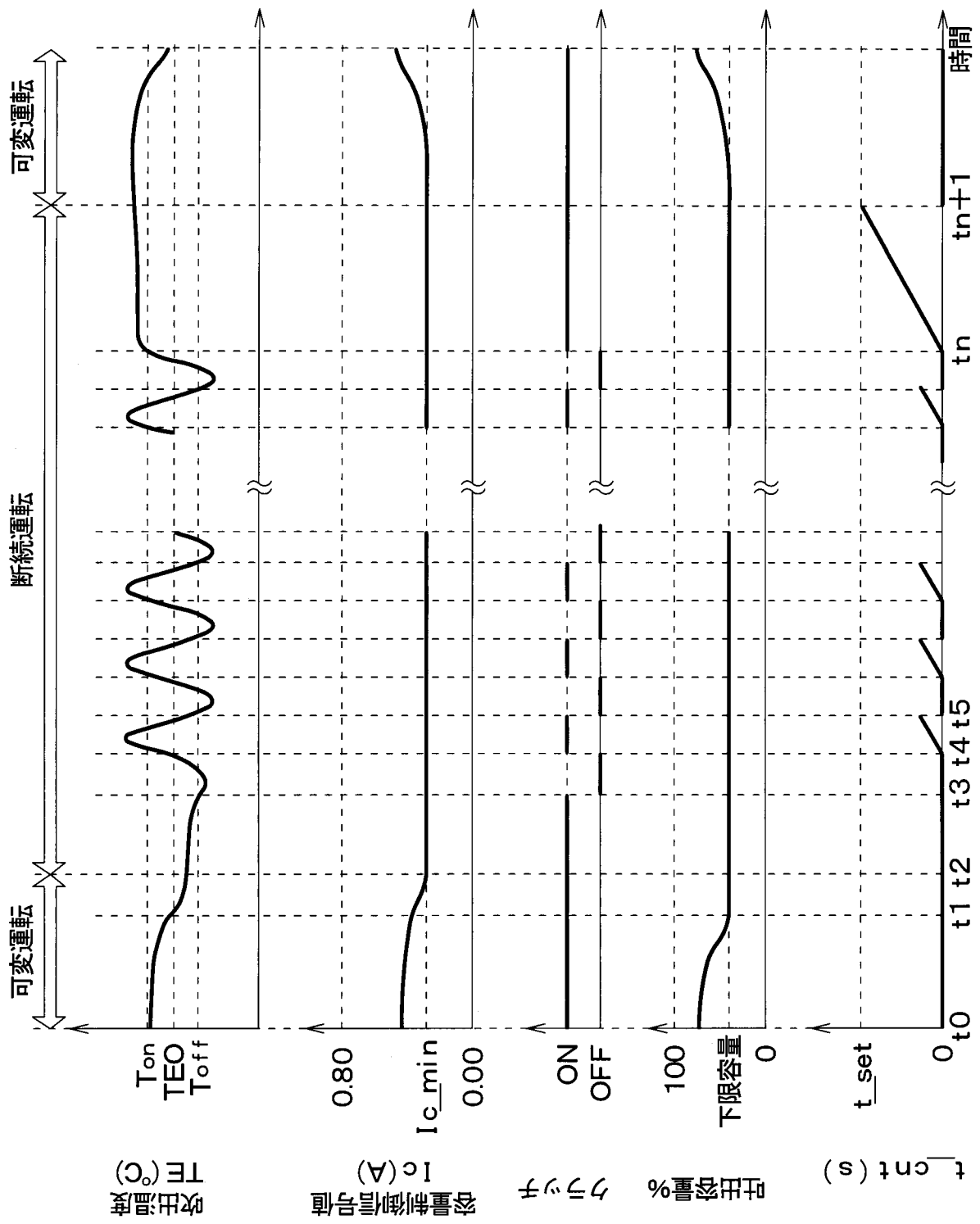
[図13]



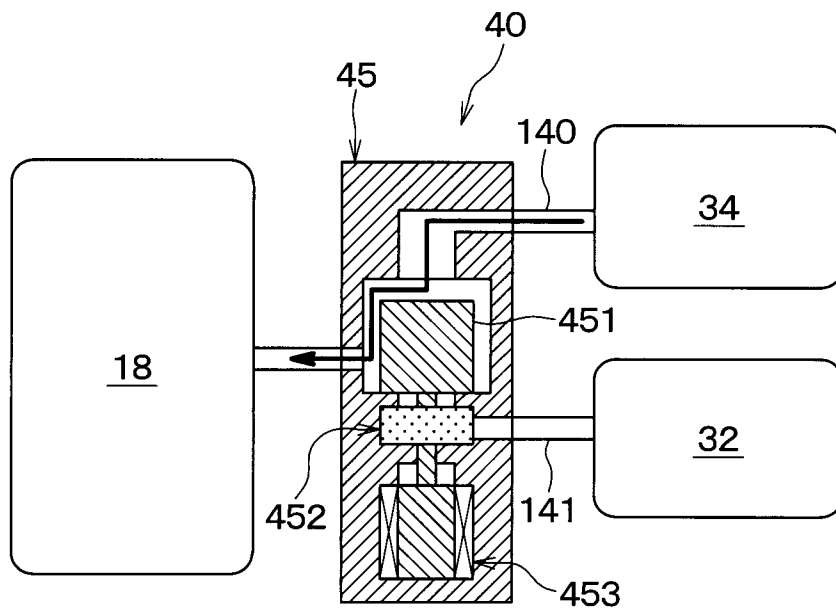
[図14]



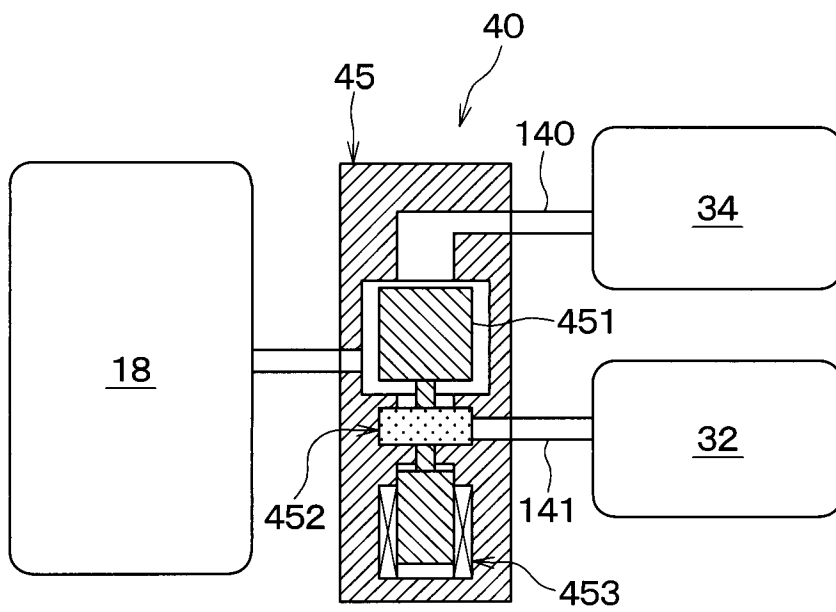
[図15]



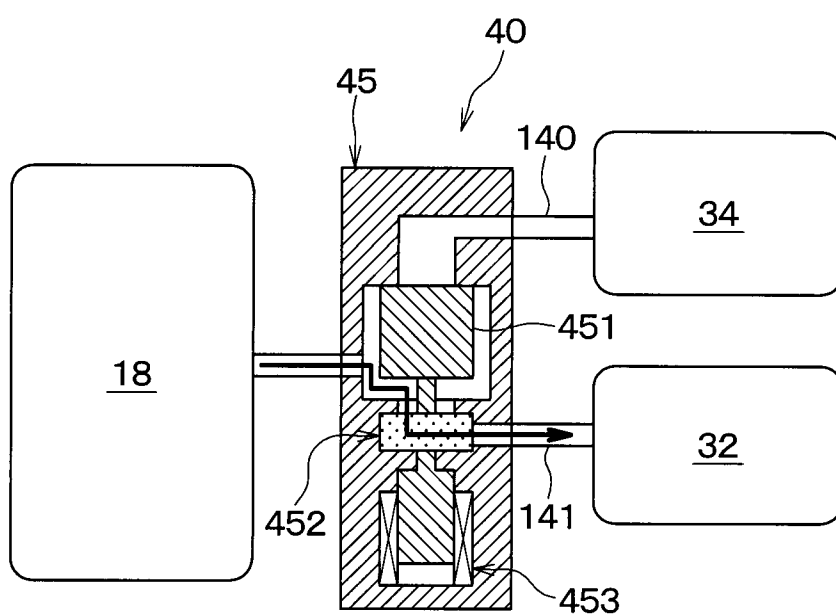
[図16]



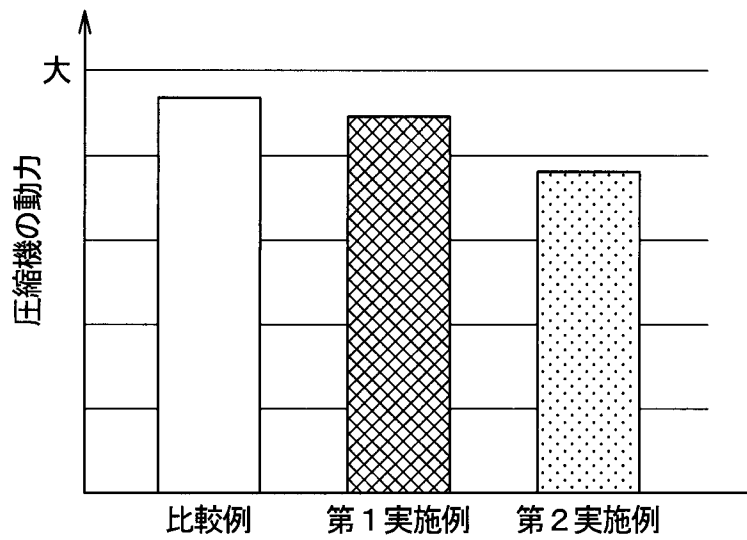
[図17]



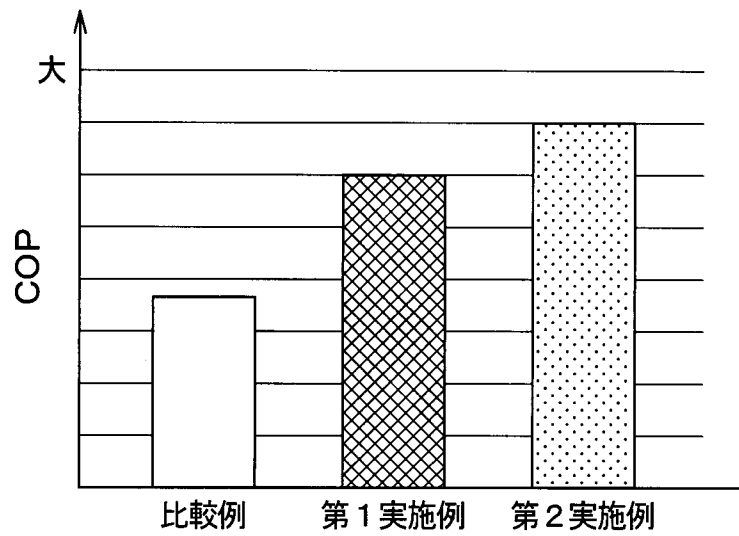
[図18]



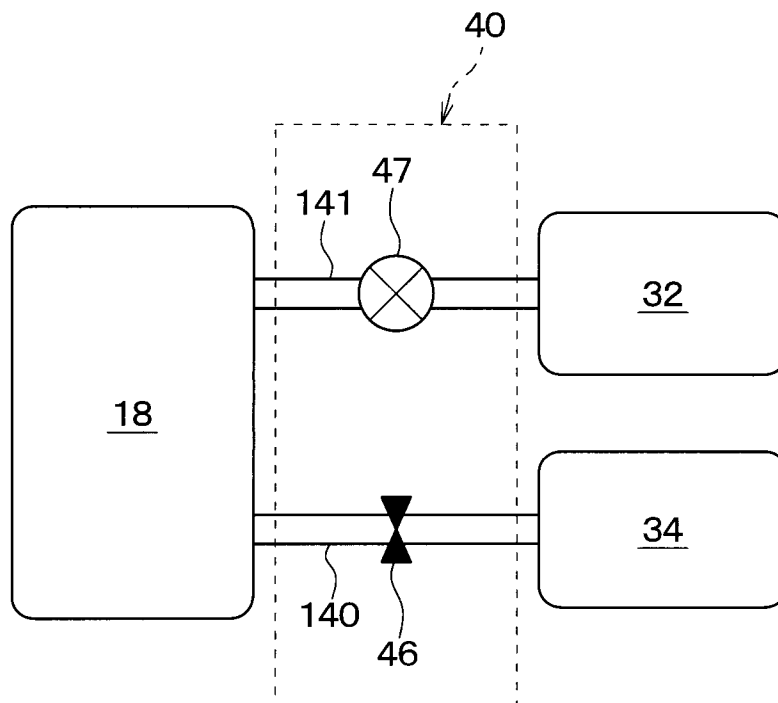
[図19]



[図20]

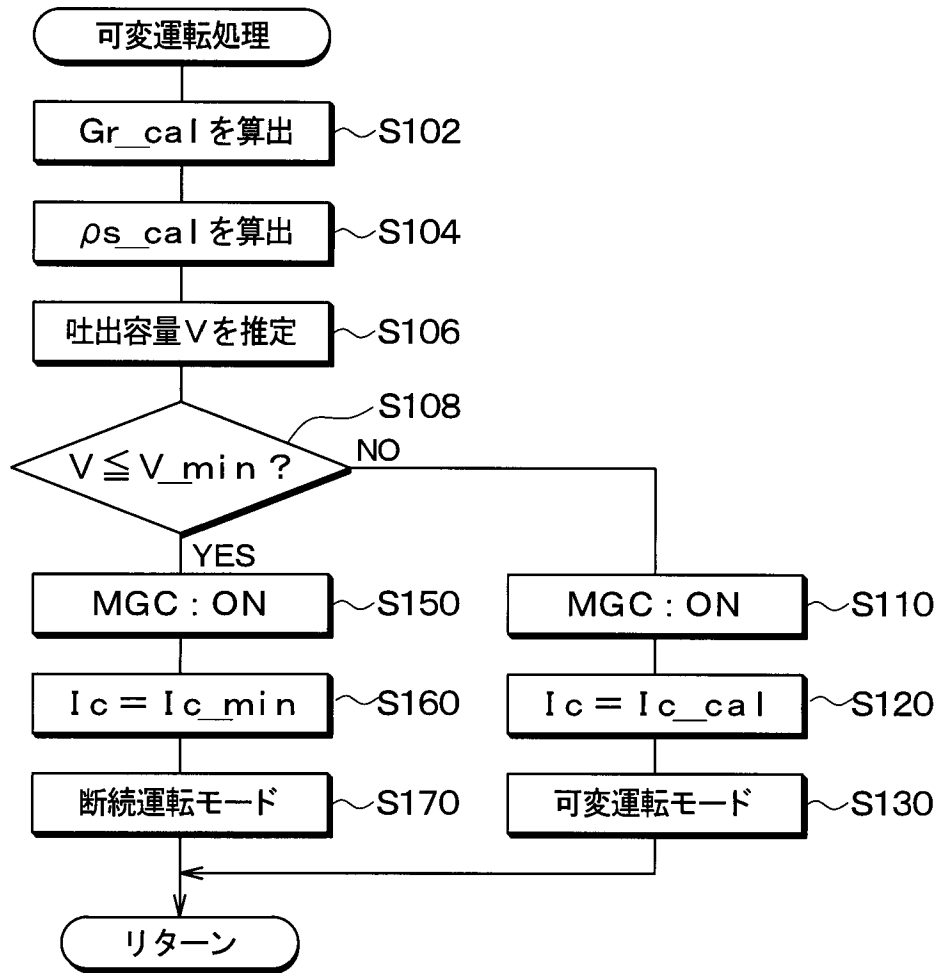


[図21]

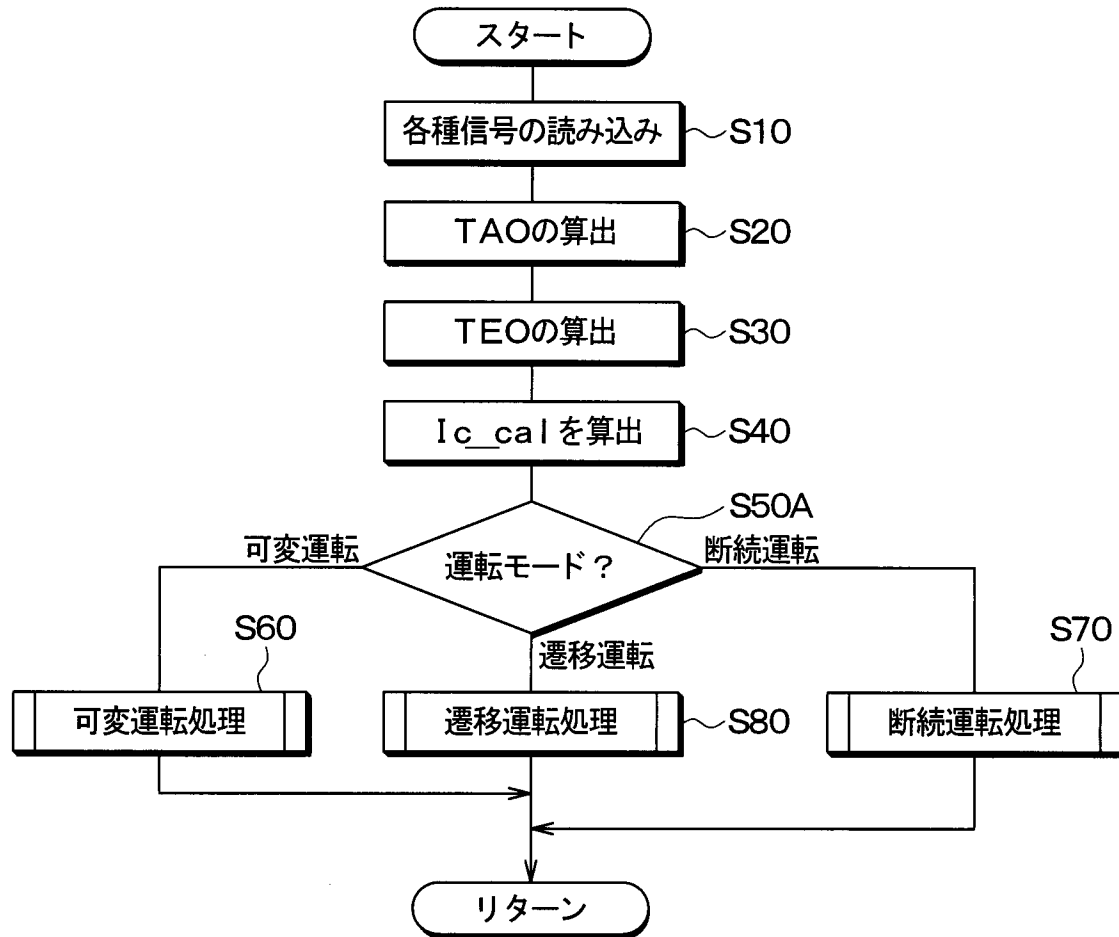


The diagram shows a control system architecture. A central unit 18 is connected to a top unit 32 via a vertical line 141. This vertical line terminates at a component 48, which is part of a dashed box 40. A horizontal line 140 connects unit 18 to a bottom unit 34. This horizontal line passes through a circular component 42 (represented by a circle with an 'X'). The bottom unit 34 has a feedback path that loops back to unit 18. The dashed box 40 also encloses the circular component 42.

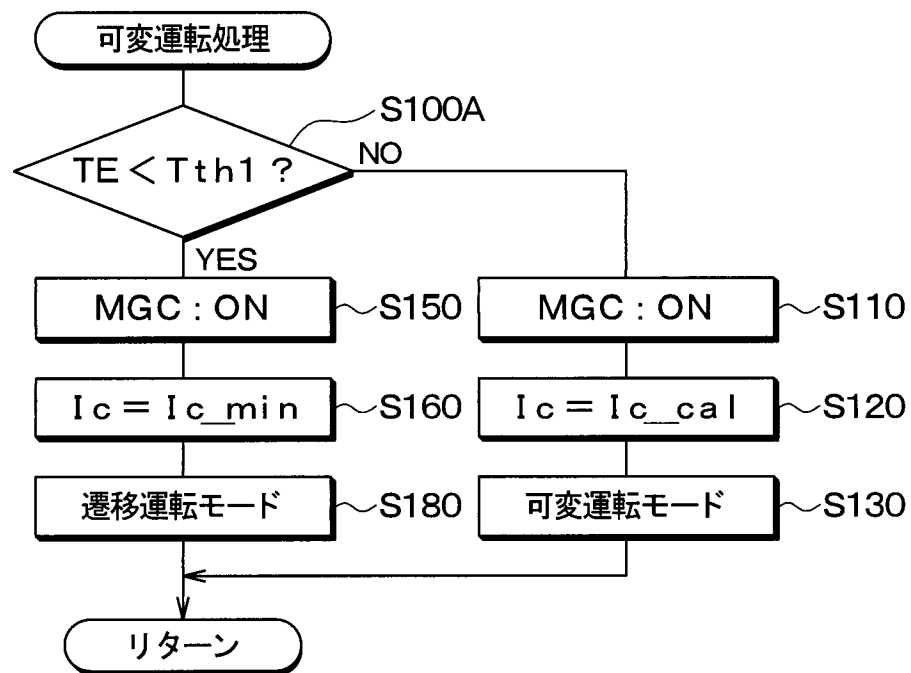
[図24]



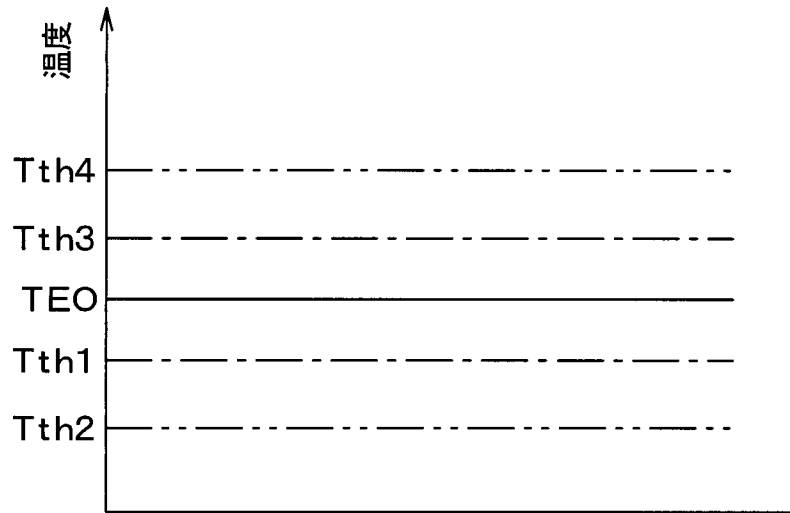
[図25]



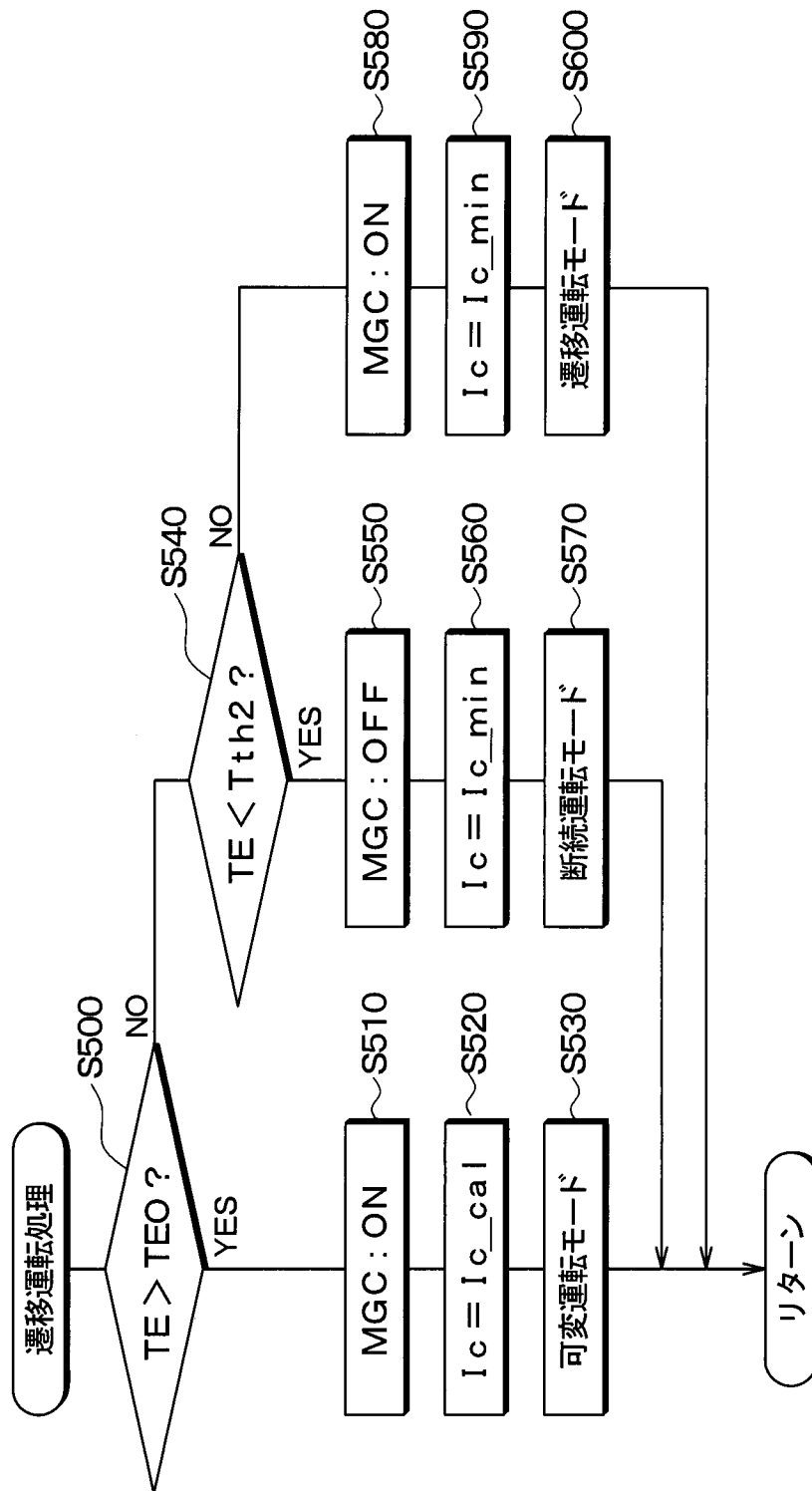
[図26]



[図27]



[図28]



[図29]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2018/029094

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl. F04B27/18 (2006.01) i, B60H1/32 (2006.01) i, F25B1/00 (2006.01) i, F25B27/00 (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)

Int. Cl. F04B27/18, B60H1/32, F25B1/00, F25B27/00

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

Published examined utility model applications of Japan 1922-1996

Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2018

Registered utility model specifications of Japan 1996-2018

Published registered utility model applications of Japan 1994-2018

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.
A	JP 2008-202480 A (SANDEN CORP.) 04 September 2008, paragraph [0026] & WO 2008/102599 A1	1-14
A	JP 2004-324543 A (DENSO CORP.) 18 November 2004, paragraph [0025] (Family: none)	1-14
A	JP 8-165987 A (TOYODA AUTOMATIC LOOM WORKS, LTD.) 25 June 1996, paragraph [0006] (Family: none)	1-14
A	JP 3-986 A (ZEXEL CORP.) 07 January 1991, page 2, lower right column, line 16, to page 4, upper left column, line 1 & US 5059097 A	1-14

☐

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
24.10.2018

Date of mailing of the international search report
06.11.2018

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F04B27/18(2006.01)i, B60H1/32(2006.01)i, F25B1/00(2006.01)i, F25B27/00(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. F04B27/18, B60H1/32, F25B1/00, F25B27/00

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	1971-2018年
日本国実用新案登録公報	1996-2018年
日本国登録実用新案公報	1994-2018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
A	JP 2008-202480 A（サンデン株式会社）2008.09.04, 段落 [0026] & WO 2008/102599 A1	1-14
A	JP 2004-324543 A（株式会社デンソー）2004.11.18, 段落 [0025]（ファミリーなし）	1-14
A	JP 8-165987 A（株式会社豊田自動織機製作所）1996.06.25, 段落 [0006]（ファミリーなし）	1-14

☒ 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

24.10.2018

国際調査報告の発送日

06.11.2018

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）

所村 陽一

30

9718

電話番号 03-3581-1101 内線 3358

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 3-986 A (株式会社ゼクセル) 1991.01.07, 第2 ページ右下欄第 1 6 行ー第4 ページ左上欄第1 行 & US 5059097 A	1-14