

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4338539号
(P4338539)

(45) 発行日 平成21年10月7日(2009.10.7)

(24) 登録日 平成21年7月10日(2009.7.10)

(51) Int.Cl.	F I
B60H 1/32 (2006.01)	B60H 1/32 623K
F25B 1/00 (2006.01)	B60H 1/32 623H
	B60H 1/32 623J
	B60H 1/32 623Q
	B60H 1/32 623Z
請求項の数 21 (全 20 頁) 最終頁に続く	

(21) 出願番号 特願2004-28430 (P2004-28430)
 (22) 出願日 平成16年2月4日(2004.2.4)
 (65) 公開番号 特開2005-219576 (P2005-219576A)
 (43) 公開日 平成17年8月18日(2005.8.18)
 審査請求日 平成18年3月24日(2006.3.24)

(73) 特許権者 000004765
 カルソニックカンセイ株式会社
 埼玉県さいたま市北区日進町二丁目191
 7番地
 (74) 代理人 100083806
 弁理士 三好 秀和
 (74) 代理人 100100712
 弁理士 岩▲崎▼ 幸邦
 (74) 代理人 100100929
 弁理士 川又 澄雄
 (74) 代理人 100095500
 弁理士 伊藤 正和
 (74) 代理人 100101247
 弁理士 高橋 俊一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用空調装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジン(107)駆動され、外部からの電気信号により吐出冷媒容量を制御可能に構成されたコンプレッサ(102)と、このコンプレッサ(102)の容量調整用の差圧制御式コントロールバルブ(102a)と、前記コンプレッサ(102)で圧縮された冷媒を放熱する放熱器(103)と、この放熱器(103)で放熱した冷媒を減圧し、予め体積流量と圧損特性が既知の減圧手段(110)であるオリフィスと、この減圧手段(110)で減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器(105)と、前記エンジン(107)の回転数を検出するエンジン回転数検出手段(116)と、前記コンプレッサ(102)の吸入冷媒温度を検出する吸入冷媒温度検出手段(113)と、前記コンプレッサ(102)の吸入圧力を検出する吸入圧力検出手段(114)と、前記各検出手段からの検出値に基づいて前記コンプレッサ(102)の吐出冷媒容量を制御する制御装置(109)とを備えた車両用空調装置であって、

前記制御装置(109)は、前記吸入冷媒温度検出手段(113)で検出された吸入冷媒温度と、前記吸入圧力検出手段(114)で検出された吸入圧力と、前記差圧制御式コントロールバルブ(102a)の入力デューティ値から得られた高圧-低圧の圧力差を用いて推定された高圧圧力と、オリフィスの体積流量と圧損特性から求めた冷媒循環体積流量と、を用いて現行コンプレッサ駆動トルクを演算し、この現行コンプレッサ駆動トルクとトルク要求値に従って前記差圧制御式コントロールバルブ(102a)に与えるデューティ値を調整することにより前記現行コンプレッサ駆動トルクを制御することを特徴とす

る車両用空調装置。

【請求項 2】

前記吸入冷媒温度検出手段(113)に代えて、前記コンプレッサ(102)から供給される冷媒の吐出温度を検出する吐出温度検出手段(117)を備えた車両用空調装置であって、

前記制御装置(109)は、前記吐出温度検出手段(117)で検出された吐出温度と、前記吸入圧力検出手段(114)で検出された吸入圧力と、前記差圧制御式コントロールバルブ(102a)の入力デューティ値から得られた高圧-低圧の圧力差を用いて現行コンプレッサ駆動トルクを演算し、この現行コンプレッサ駆動トルクとトルク要求値に従って前記差圧制御式コントロールバルブ(102a)に与えるデューティ値を調整することにより前記現行コンプレッサ駆動トルクを制御することを特徴とする請求項1に記載の車両用空調装置。

10

【請求項 3】

前記吸入冷媒温度検出手段(113)、前記吸入圧力検出手段(114)に加えて、さらに前記コンプレッサ(102)から供給される冷媒の吐出温度を検出する吐出温度検出手段(117)を備えた車両用空調装置であって、

前記制御装置(109)は、前記吸入冷媒温度検出手段(113)で検出された吸入冷媒温度と、前記吸入圧力検出手段(114)で検出された吸入圧力と、前記吐出温度検出手段(117)で検出された吐出温度と、前記差圧制御式コントロールバルブ(102a)の入力デューティ値から得られた高圧-低圧の圧力差を用いて現行コンプレッサ駆動トルクを演算し、この現行コンプレッサ駆動トルクとトルク要求値に従って前記差圧制御式コントロールバルブ(102a)に与えるデューティ値を調整することにより前記現行コンプレッサ駆動トルクを制御することを特徴とする請求項1に記載の車両用空調装置。

20

【請求項 4】

前記吸入圧力検出手段(114)に代えて、前記蒸発器(105)の下流側における吹き出し温度を検出する吹き出し温度検出手段(115)を備え、

前記制御装置(109)は、前記吹き出し温度検出手段(115)で検出された吹き出し温度に基づいて前記コンプレッサ(102)の吸入圧力を演算することを特徴とする請求項1乃至3のいずれか一項に記載の車両用空調装置。

【請求項 5】

前記制御装置(109)は、前記コンプレッサ(102)のトルク制御において、要求コンプレッサ駆動トルクと演算により求めたコンプレッサ駆動トルクとのトルク差を演算するとともに、このトルク差が設定許容幅 \times (%)の範囲内に収まるように前記差圧制御式コントロールバルブ(102a)に与えるデューティ値を制御することを特徴とする請求項1乃至4のいずれか一項に記載の車両用空調装置。

30

【請求項 6】

前記差圧制御式コントロールバルブ(102a)は、入力デューティ値に対して高圧-低圧の差圧を制御できる特性を備え、入力デューティ値が低いときは前記差圧が小さくなり、入力デューティ値が高いときには前記差圧が大きくなることを特徴とする請求項1乃至5のいずれか一項に記載の車両用空調装置。

40

【請求項 7】

前記差圧制御式コントロールバルブ(102a)は、規定デューティ値以上の領域で最高制御圧を設けた特性を備えることを特徴とする請求項1乃至6のいずれか一項に記載の車両用空調装置。

【請求項 8】

前記制御装置(109)は、前記差圧制御式コントロールバルブ(102a)の入力デューティ値に対して高圧-低圧の差圧を演算することを特徴とする請求項1乃至7のいずれか一項に記載の車両用空調装置。

【請求項 9】

前記制御装置(109)は、前記コンプレッサ(102)の吸入圧力に基づいて前記蒸

50

発器（105）の蒸発温度を演算することを特徴とする請求項1乃至8のいずれか一項に記載の車両用空調装置。

【請求項10】

前記制御装置（109）は、前記コンプレッサ（102）の吸入圧力と、前記差圧制御式コントロールバルブ（102a）の入力デューティ値とに基づいて演算した高圧 - 低圧の差圧から、前記コンプレッサ（102）の高圧圧力を演算することを特徴とする請求項1乃至9のいずれか一項に記載の車両用空調装置。

【請求項11】

前記制御装置（109）は、演算した高圧圧力が所定の常用最大圧力を超えないように制御することを特徴とする請求項10に記載の車両用空調装置。

10

【請求項12】

前記制御装置（109）は、演算した高圧圧力が所定の許容最大圧力を超えたときは、請求項5の演算を用いて入力デューティ値を小さくして、一時的に最小差圧に制御することを特徴とする請求項10に記載の車両用空調装置。

【請求項13】

前記制御装置（109）は、前記減圧手段（110）の前後圧力差と冷媒循環体積流量との相関式または相関マップを用いて、前記コンプレッサ（102）の冷媒循環体積流量を演算することを特徴とする請求項1乃至12のいずれか一項に記載の車両用空調装置。

【請求項14】

前記制御装置（109）は、前記コンプレッサ（102）の吸入温度と吸入圧力とから吸入冷媒密度を演算することを特徴とする請求項1乃至13のいずれか一項に記載の車両用空調装置。

20

【請求項15】

前記制御装置（109）は、請求項13で演算した前記冷媒循環体積流量と、請求項14で演算した吸入冷媒密度とを用いて冷媒循環重量流量を演算することを特徴とする請求項14に記載の車両用空調装置。

【請求項16】

前記制御装置（109）は、請求項15で演算した冷媒循環重量流量と、吸入冷媒エンタルピーおよび吐出冷媒エンタルピーから演算したコンプレッサ投入エンタルピーとを用いてコンプレッサ消費動力を演算することを特徴とする請求項15に記載の車両用空調装置。

30

【請求項17】

前記制御装置（109）は、請求項16で演算したコンプレッサ消費動力と、前記エンジン回転数検出手段（116）で検出した前記エンジン（107）の回転数から演算した前記コンプレッサ（102）の実回転数とを用いて現行コンプレッサ駆動トルクを演算することを特徴とする請求項16に記載の車両用空調装置。

【請求項18】

前記減圧手段（110）に内部リリーフ機構を設けたことを特徴とする請求項1乃至17のいずれか一項に記載の車両用空調装置。

【請求項19】

前記制御装置（109）による圧力制御、前記差圧制御式コントロールバルブ（102a）の P_{ecv} 特性、 P_{ecvmax} 特性、および前記減圧手段（110）の内部リリーフ機構により、高圧圧力の上昇を防止することを特徴とする請求項1乃至18のいずれか一項に記載の車両用空調装置。

40

【請求項20】

前記制御装置（109）は、前記吸入圧力検出手段（114）で検出した吸入圧力と、前記吸入冷媒温度検出手段（113）で検出した吸入冷媒温度と、炭酸ガスモリエル線図の冷媒密度関係式とを用いてコンプレッサ入口過熱度を演算することを特徴とする請求項1乃至19のいずれか一項に記載の車両用空調装置。

【請求項21】

50

前記制御装置(109)は、請求項10で演算した高圧圧力と、請求項20で演算したコンプレッサ入口過熱度と、炭酸ガスモリエル線図の冷媒密度関係式とを用いてコンプレッサ吐出温度を演算するとともに、このコンプレッサ吐出温度が設定許容許容吐出温度の範囲内に収まるように前記差圧制御式コントロールバルブ(102a)に与えるデューティ値を制御することを特徴とする請求項20に記載の車両用空調装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、超臨界冷媒の冷凍サイクルを使用した車両用空調装置に関する。

【背景技術】

10

【0002】

近年の車両用空調装置においては、気液臨界温度・圧力以上に保持された超臨界流体である炭酸ガスを冷媒とした冷凍サイクルを用いて、冷媒が外部に漏れた場合にも環境への影響を少なくする対策が採られている。

【0003】

このような炭酸ガスの冷凍サイクルを使用した車両用空調装置として、コンプレッサ、ガスクーラ(放熱器)、内部熱交換器、膨張弁、エバポレータ(蒸発器)、アキュムレータを備え、絞り弁の開度を調節して循環冷媒量や高圧圧力を制御して最適な蒸発圧力で冷力を得るようにしたものが知られている(例えば、特許文献1参照)。

【特許文献1】特許第2931668号公報

20

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら、上記従来例においては、以下のような技術的課題の解決には至っていない。

【0005】

(1)おもに絞り弁で冷媒流量、圧力を制御しているため、可変容量コンプレッサを用いた場合はコンプレッサも同様に冷媒流量、圧力を制御できることから、その同調(流量と圧力差、または冷力重視と効率重視)が難しいものとなっていた。

【0006】

30

(2)高圧圧力を検知するために高圧圧力センサを必要とし、これに伴って、高圧、高温に耐えうる構造が必要となるため、信頼性確保のためにコストが高くなる。とくに、高圧圧力センサが誤認識または故障した場合は、高圧の検知またはコントロールが困難であった。また、高圧圧力センサを高圧部に取り付けるため、ガス漏れ等のシール性確保が必要となる。さらに、高圧圧力を検知してから、サイクル(コンプレッサ容量調整)の制御をするため、圧力検知してから制御判断をして、制御機器が作動するまで時間ロスが発生する。

【0007】

(3)冷凍能力をエバポレータの吹き出し温度で判定するしかないため、エバポレータの熱容量、温度センサの熱容量分を正確にセンシングするまでの間は過剰性能となり、コンプレッサトルクの過大消費につながるだけでなく、燃費の低下、加速性の低下、吹き出し温度のハンチング等を引き起こすことになる。また、所要動力、所要トルクを算出することはできなかった。

40

【0008】

本発明の目的は、高圧圧力センサを用いることなしに、コンプレッサ駆動トルクを適切に制御することができる車両用空調装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0009】

請求項1に係わる発明は、エンジン駆動され、外部からの電気信号により吐出冷媒容量を制御可能に構成されたコンプレッサと、このコンプレッサの容量調整用の差圧制御式コ

50

ントロールバルブと、前記コンプレッサで圧縮された冷媒を放熱する放熱器と、この放熱器で放熱した冷媒を減圧し、予め体積流量と圧損特性が既知の減圧手段であるオリフィスと、この減圧手段で減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器と、前記エンジンの回転数を検出するエンジン回転数検出手段と、前記コンプレッサの吸入冷媒温度を検出する吸入冷媒温度検出手段と、前記コンプレッサの吸入圧力を検出する吸入圧力検出手段と、前記各検出手段からの検出値に基づいて前記コンプレッサの吐出冷媒容量を制御する制御装置とを備えた車両用空調装置であって、前記制御装置は、前記吸入冷媒温度検出手段で検出された吸入冷媒温度と、前記吸入圧力検出手段で検出された吸入圧力と、前記差圧制御式コントロールバルブの入力デューティ値から得られた高圧 - 低圧の圧力差を用いて推定された高圧圧力と、オリフィスの体積流量と圧損特性から求めた冷媒循環体積流量と、を用いて現行コンプレッサ駆動トルクを演算し、この現行コンプレッサ駆動トルクとトルク要求値に従って前記差圧制御式コントロールバルブに与えるデューティ値を調整することにより前記現行コンプレッサ駆動トルクを制御することを特徴とする。

10

【0010】

請求項2の発明は、請求項1において、前記吸入冷媒温度検出手段に代えて、前記コンプレッサから供給される冷媒の吐出温度を検出する吐出温度検出手段を備えた車両用空調装置であって、前記制御装置は、前記吐出温度検出手段で検出された吐出温度と、前記吸入圧力検出手段で検出された吸入圧力と、前記差圧制御式コントロールバルブの入力デューティ値から得られた高圧 - 低圧の圧力差を用いて現行コンプレッサ駆動トルクを演算し、この現行コンプレッサ駆動トルクとトルク要求値に従って前記差圧制御式コントロールバルブに与えるデューティ値を調整することにより前記現行コンプレッサ駆動トルクを制御することを特徴とする。

20

【0011】

請求項3の発明は、請求項1において、前記吸入冷媒温度検出手段、前記吸入圧力検出手段に加えて、さらに前記コンプレッサから供給される冷媒の吐出温度を検出する吐出温度検出手段を備えた車両用空調装置であって、前記制御装置は、前記吸入冷媒温度検出手段で検出された吸入冷媒温度と、前記吸入圧力検出手段で検出された吸入圧力と、前記吐出温度検出手段で検出された吐出温度と、前記差圧制御式コントロールバルブの入力デューティ値から得られた高圧 - 低圧の圧力差を用いて現行コンプレッサ駆動トルクを演算し、この現行コンプレッサ駆動トルクとトルク要求値に従って前記差圧制御式コントロールバルブに与えるデューティ値を調整することにより前記現行コンプレッサ駆動トルクを制御することを特徴とする。

30

【0012】

請求項4の発明は、請求項1乃至3のいずれか一項において、前記吸入圧力検出手段に代えて、前記蒸発器の下流側における吹き出し温度を検出する吹き出し温度検出手段を備え、前記制御装置は、前記吹き出し温度検出手段で検出された吹き出し温度に基づいて前記コンプレッサの吸入圧力を演算することを特徴とする。

【0013】

請求項5の発明は、請求項1乃至4のいずれか一項において、前記制御装置は、前記コンプレッサのトルク制御において、要求コンプレッサ駆動トルクと演算により求めたコンプレッサ駆動トルクとのトルク差を演算するとともに、このトルク差が設定許容幅 \times (%)の範囲内に収まるように前記差圧制御式コントロールバルブに与えるデューティ値を制御することを特徴とする。

40

【0014】

請求項6の発明は、請求項1乃至5のいずれか一項において、前記差圧制御式コントロールバルブは、入力デューティ値に対して高圧 - 低圧の差圧を制御できる特性を備え、入力デューティ値が低いときは前記差圧が小さくなり、入力デューティ値が高いときには前記差圧が大きくなることを特徴とする。

【0015】

請求項7の発明は、請求項1乃至6のいずれか一項において、前記差圧制御式コントロ

50

ールバルブは、規定デューティ値以上の領域で最高制御圧を設けた特性を備えることを特徴とする。

【 0 0 1 6 】

請求項 8 の発明は、請求項 1 乃至 7 のいずれか一項において、前記制御装置は、前記差圧制御式コントロールバルブの入力デューティ値に対して高圧 - 低圧の差圧を演算することを特徴とする。

【 0 0 1 7 】

請求項 9 の発明は、請求項 1 乃至 8 のいずれか一項において、前記制御装置は、前記コンプレッサの吸入圧力に基づいて前記蒸発器の蒸発温度を演算することを特徴とする。

【 0 0 1 8 】

請求項 1 0 の発明は、請求項 1 乃至 9 のいずれか一項において、前記制御装置は、前記コンプレッサの吸入圧力と、前記差圧制御式コントロールバルブの入力デューティ値とに基づいて演算した高圧 - 低圧の差圧から、前記コンプレッサの高圧圧力を演算することを特徴とする。

【 0 0 1 9 】

請求項 1 1 の発明は、請求項 1 0 において、前記制御装置は、演算した高圧圧力が所定の常用最大圧力を超えないように制御することを特徴とする。

【 0 0 2 0 】

請求項 1 2 の発明は、請求項 1 0 において、前記制御装置は、演算した高圧圧力が所定の許容最大圧力を超えたときは、請求項 5 の演算を用いて入力デューティ値を小さくして、一時的に最小差圧に制御することを特徴とする。

【 0 0 2 1 】

請求項 1 3 の発明は、請求項 1 乃至 1 2 のいずれか一項において、前記制御装置は、前記減圧手段の前後圧力差と冷媒循環体積流量との相関式または相関マップを用いて、前記コンプレッサの冷媒循環体積流量を演算することを特徴とする。

【 0 0 2 2 】

請求項 1 4 の発明は、請求項 1 乃至 1 3 のいずれか一項において、前記制御装置は、前記コンプレッサの吸入温度と吸入圧力とから吸入冷媒密度を演算することを特徴とする。

【 0 0 2 3 】

請求項 1 5 の発明は、請求項 1 4 において、前記制御装置は、請求項 1 3 で演算した前記冷媒循環体積流量と、請求項 1 4 で演算した吸入冷媒密度とを用いて冷媒循環重量流量を演算することを特徴とする。

【 0 0 2 4 】

請求項 1 6 の発明は、請求項 1 5 において、前記制御装置は、請求項 1 5 で演算した冷媒循環重量流量と、吸入冷媒エンタルピーおよび吐出冷媒エンタルピーから演算したコンプレッサ投入エンタルピーとを用いてコンプレッサ消費動力を演算することを特徴とする。

【 0 0 2 5 】

請求項 1 7 の発明は、請求項 1 6 において、前記制御装置は、請求項 1 6 で演算したコンプレッサ消費動力と、前記エンジン回転数検出手段で検出した前記エンジンの回転数から演算した前記コンプレッサの実回転数とを用いて現行のコンプレッサ駆動トルクを演算することを特徴とする。

【 0 0 2 6 】

請求項 1 8 の発明は、請求項 1 乃至 1 7 のいずれか一項において、前記減圧手段に内部リリーフ機構を設けたことを特徴とする。

【 0 0 2 7 】

請求項 1 9 の発明は、請求項 1 乃至 1 8 のいずれか一項において、前記制御装置による圧力制御、前記差圧制御式コントロールバルブの P_{ecv} 特性、 P_{ecvmax} 特性、および前記減圧手段の内部リリーフ機構により、高圧圧力の上昇を防止することを特徴とする。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 8 】

請求項 2 0 の発明は、請求項 1 乃至 1 9 のいずれか一項において、前記制御装置は、前記吸入圧力検出手段で検出した吸入圧力と、前記吸入冷媒温度検出手段で検出した吸入冷媒温度と、炭酸ガスモリエル線図の冷媒密度関係式とを用いてコンプレッサ入口過熱度を演算することを特徴とする。

【 0 0 2 9 】

請求項 2 1 の発明は、請求項 2 0 において、前記制御装置は、請求項 1 0 で演算した高圧圧力と、請求項 2 0 で演算したコンプレッサ入口過熱度と、炭酸ガスモリエル線図の冷媒密度関係式とを用いてコンプレッサ吐出温度を演算するとともに、このコンプレッサ吐出温度が設定許容許容吐出温度の範囲内に収まるように前記差圧制御式コントロールバルブに与えるデューティ値を制御することを特徴とする。

10

【発明の効果】

【 0 0 3 0 】

本発明による車両用空調装置によれば、コンプレッサ吸入側に設けた圧力センサや温度センサの検出値を用いてコンプレッサ駆動トルクを演算し、このコンプレッサ駆動トルクに従ってコンプレッサの吐出冷媒容量を制御するようにしたので、高圧圧力センサを用いることなしにコンプレッサ駆動トルクを適切に制御することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【 0 0 3 1 】

以下、本発明に係わる車両用空調装置を実施するための最良の形態として、炭酸ガスを冷媒とする冷凍サイクルを使用した車両用空調装置の実施例について説明する。

20

【実施例 1】

【 0 0 3 2 】

図 1 は、実施例 1 に係わる車両用空調装置のシステム構成図である。

【 0 0 3 3 】

本実施例における車両用空調装置は、冷媒となる炭酸ガスを循環させて冷媒と空気との間で熱交換を行う冷凍サイクル 1 0 1 を備えている。

【 0 0 3 4 】

冷凍サイクル 1 0 1 は、外部容量可変コンプレッサ 1 0 2、ガスクーラ 1 0 3、内部熱交換器 1 0 4、エバポレータ 1 0 5、アキュムレータ 1 0 6 とを配管により接続し、外部容量可変コンプレッサ 1 0 2 により運動エネルギーが与えられた冷媒が、これらの間を循環するように構成したものである。

30

【 0 0 3 5 】

外部容量可変コンプレッサ（以下、コンプレッサという）1 0 2 は、エンジンルームのような車室外に配置され、内部熱交換器 1 0 4 から吸入した低圧のガス状冷媒を圧縮して高圧のガス状冷媒としてガスクーラ 1 0 3 へ吐出する。このコンプレッサ 1 0 2 は、エンジン 1 0 7 の動力がベルト 1 0 8 を介して伝達されることで駆動される。このコンプレッサ 1 0 2 は斜板式のもので、その斜板の傾きが外部から電気信号で制御される。

【 0 0 3 6 】

このため、コンプレッサ 1 0 2 は、外部から電気信号による制御が可能な電磁弁等の差圧式制御コントロールバルブ（以下、ECVという）1 0 2 a を備えている。例えば、この ECV 1 0 2 a として、高圧側と通じている電磁弁を用いた場合、クランクケース内と低圧側とは所定の開度の通路で連通しており、クランクケース内の圧力は低圧側へ逃げるようになっている。したがって、この電磁弁の開度調整により高圧側圧力を導入・遮断することでクランクケース内の圧力を制御することにより、ピストンに加わる圧力のバランスを変化させて斜板の傾きを変化させ、これによってコンプレッサ 1 0 2 の吐出冷媒容量を制御することができる。このとき、電磁弁には外部からの電気信号として、システム全体の動作を制御するコントロール装置 1 0 9 から所定のデューティ比（デューティ値）をもつデューティ信号が与えられる。このときのデューティ比の大きさに応じて電磁弁の開弁時間が決まり、それに応じてコンプレッサ 1 0 2 からの吐出冷媒容量が設定される。

40

50

【 0 0 3 7 】

ガスクーラ 1 0 3 は、車室外に配置され、コンプレッサ 1 0 2 から吐出された高温高圧のガス状冷媒の熱を外気に放熱させる。このガスクーラ 1 0 3 には、例えば電動ファン等の送風手段が駆動されることで、外気が吹き付けられるようになっている。そして、このガスクーラ 1 0 3 内を通る高温高圧のガス状冷媒と、吹き付けられる外気との間で熱交換を行わせることで、高温高圧のガス状冷媒の熱を外気に放熱させている。

【 0 0 3 8 】

内部熱交換器 1 0 4 は、ガスクーラ 1 0 3 で放熱された高温高圧のガス状冷媒と後述するエバポレータ 1 0 5 で蒸発した低温低圧のガス状冷媒との間で熱交換を行わせる。

【 0 0 3 9 】

オリフィス 1 1 0 は、内部熱交換器 1 0 4 から出力された高温高圧のガス状冷媒を減圧（膨張）して低温低圧の霧状冷媒とする。

【 0 0 4 0 】

エバポレータ 1 0 5 は、空調ダクト 1 1 1 内に配置され、空調ファン 1 1 2 により発生した空調風の熱を、内部熱交換器 1 0 4 からオリフィス 1 1 0 を経て供給された低温低圧の霧状冷媒に吸熱させるものである。オリフィス 1 1 0 で低温低圧の霧状冷媒となってエバポレータ 1 0 5 に供給された冷媒は、エバポレータ 1 0 5 を通過する際に、空調ダクト 1 1 1 内を流れる空調風の熱を奪って気化する。エバポレータ 1 0 5 内の冷媒により吸熱された空調風は除湿されて冷房風となり、吹き出し口 1 1 1 a から車室内に吹き出すようになっている。

【 0 0 4 1 】

アキュムレータ 1 0 6 は、エバポレータ 1 0 5 から吐出された冷媒を気液分離する。このうち液状冷媒を貯留し、液状冷媒から分離されたガス状冷媒は内部熱交換器 1 0 4 へ送られる。

【 0 0 4 2 】

また、コンプレッサ 1 0 2 の低圧側（吸入側）に、コンプレッサ吸入温度センサ 1 1 3、およびコンプレッサ吸入圧力センサ 1 1 4 が配置されている。コンプレッサ吸入温度センサ 1 1 3 は、コンプレッサ 1 0 2 の吸入側における冷媒のコンプレッサ吸入温度 T_s を検出するセンサである。また、コンプレッサ吸入圧力センサ 1 1 4 は、コンプレッサ 1 0 2 の吸入側における冷媒の吸入圧力（以下、低圧圧力という） P_s を検出するセンサである。このコンプレッサ吸入圧力センサ 1 1 4 の代わりに、エバポレータ 1 0 5 の下流側に吹き出し温度センサ 1 1 5 を設けるようにしてもよい。これらのセンサで検出された冷媒温度、冷媒圧力などは、コントロール装置 1 0 9 に供給される。

【 0 0 4 3 】

コントロール装置 1 0 9 は、CPU、ROM、RAMを含むマイクロコンピュータにより構成され、コンプレッサ吸入温度センサ 1 1 3、コンプレッサ吸入圧力センサ 1 1 4 などの各種センサからの検出値や、エンジン 1 0 7 に設けられた回転数検出センサ 1 1 6 で検出されたエンジン回転数などに基づいて後述する演算処理を行い、ECV 1 0 2 a に与えるデューティ比を算出して、ECV 1 0 2 a を制御する。

【 0 0 4 4 】

次に、実施例 1 における冷凍サイクルの制御について説明する。まず、コンプレッサ駆動トルク演算について説明する。

【 0 0 4 5 】

図 2 は、実施例 1 のコントロール装置 1 0 9 において、コンプレッサ 1 0 2 のコンプレッサ駆動トルクを演算する場合の処理手順を示すフローチャートである。図 2 において、ステップ S 1 0 1 ~ S 1 0 6 の処理は各列ごとに並列的に実行されるものとする。

【 0 0 4 6 】

ステップ S 1 0 1 では、回転数検出センサ 1 1 6 からエンジン回転数を入力し、ステップ S 1 0 2 では、エンジン回転数とプーリーレシオとからコンプレッサ実回転数 N_c を演算する。

10

20

30

40

50

【 0 0 4 7 】

ステップ S 1 0 3 では、コンプレッサ吸入圧力センサ 1 1 4 から低圧圧力 P_s を入力（または吹き出し温度センサ 1 1 5 から入力した吹き出し温度から低圧圧力を演算）し、コンプレッサ吸入温度センサ 1 1 3 からコンプレッサ吸入温度 T_s を入力する。ステップ S 1 0 4 では、低圧圧力 P_s とコンプレッサ吸入温度 T_s とを用い、図 3 に示す炭酸ガスモリエル線図において、後述する関係（ 1 ）、関係（ 2 ）、関係（ 3 ）で説明される冷媒密度関係を用いて吸入冷媒密度を演算する。

【 0 0 4 8 】

コントロール装置 1 0 9 には、図 3 に示す炭酸ガスモリエル線図の関数式（飽和線、等温度線、比体積線、等エントロピ線）がプログラムとして記憶されている。コントロール装置 1 0 9 は、このプログラムと入力データとを用いて以下のような演算を実行する。

10

【 0 0 4 9 】

関係（ 1 ）...コンプレッサの低圧圧力 P_s をもとにエバポレータの蒸発温度を演算する。

【 0 0 5 0 】

関係（ 2 ）...エバポレータの蒸発温度をもとにコンプレッサの低圧圧力 P_s を演算する。

【 0 0 5 1 】

関係（ 3 ）...コンプレッサ吸入温度 T_s と低圧圧力 P_s をもとにコンプレッサ入口過熱度 SH を演算する。また同時に等比体積線から吸入冷媒密度を演算する。

20

【 0 0 5 2 】

関係（ 4 ）...上記関係（ 3 ）の演算を行い、ECV特性から高低差圧を予測することによりコンプレッサの高圧圧力 P_d を演算する。

【 0 0 5 3 】

関係（ 5 ）...上記関係（ 4 ）とコンプレッサの断熱効率がプログラムとして記憶されている場合に、等温度線からコンプレッサ吐出温度 T_d を演算する。すなわち、図 3 において、コンプレッサ断熱効率で太線 A の傾きが計算されるので、高圧圧力 P_d と太線 A との交点がコンプレッサの高圧圧力 P_d とコンプレッサ吐出温度 T_d との交点となる。したがって、この交点と等温度線からコンプレッサ吐出温度 T_d を演算することができる。

【 0 0 5 4 】

ステップ S 1 0 5 では、ECV 1 0 2 a のデューティ比を入力し、ステップ S 1 0 6 では、このデューティ比をもとに、図 4 に示す ECV 特性図の高低差圧関係から高低差圧 P_{comp} を演算する。

30

【 0 0 5 5 】

ステップ S 1 0 7 では、ステップ S 1 0 4 で求めた吸入冷媒密度と、ステップ S 1 0 3 で入力した低圧圧力 P_s と、ステップ S 1 0 6 で求めた高低差圧 P_{comp} とから高圧圧力 P_d を演算する（ $P_d = P_{comp} + P_s$ ）。ステップ S 1 0 8 では、ステップ S 1 0 4 で求めた吸入冷媒密度と、図 3 において上記関係（ 5 ）で説明されるコンプレッサ断熱効率とからコンプレッサ吐出温度 T_d を演算する。

【 0 0 5 6 】

ステップ S 1 0 9 では、ステップ S 1 0 4 で求めた吸入冷媒密度から吸入冷媒エンタルピー I_{compin} を演算する。また、ステップ S 1 0 7 で求めた高圧圧力 P_d と、ステップ S 1 0 8 で求めたコンプレッサ吐出温度 T_d から吐出冷媒エンタルピー $I_{compout}$ を演算する。そして、吸入冷媒エンタルピー I_{compin} と吐出冷媒エンタルピー $I_{compout}$ からコンプレッサ投入エンタルピー I_{comp} を演算する（ $I_{comp} = I_{compout} - I_{compin}$ ）。

40

【 0 0 5 7 】

ステップ S 1 1 0 では、ステップ S 1 0 9 で求めたコンプレッサ投入エンタルピー I_{comp} と、図 5 に示すオリフィスの体積流量圧損特性図の圧力 - 流量特性から、コンプレッサ 1 0 2 の冷媒循環体積流量 G_{rv} を演算する。そして、この冷媒循環体積流量 G_r

50

vと、ステップS104で求めた吸入冷媒密度から冷媒循環重量流量 G_{rw} を演算する($G_{rw} = G_{rv} \times$ 吸入密度)。

【0058】

ステップS111では、ステップS110で求めた冷媒循環重量流量 G_{rw} とステップS109で求めたコンプレッサ投入エンタルピー I_{comp} からコンプレッサ消費動力 $Power$ を演算する($Power = G_{rw} \times I_{comp}$)。そして、ステップS102で求めたコンプレッサ実回転数 N_c とコンプレッサ消費動力 $Power$ からコンプレッサ駆動トルク(値) $Torque$ を演算する($Torque = Power \div (N_c \cdot 1.027)$)。

【0059】

次に、コンプレッサ102のトルク制御について説明する。

【0060】

図6は、コントロール装置109において、演算したコンプレッサ駆動トルクを用いてコンプレッサ102のトルク制御を行う場合の処理手順を示すフローチャートである。

【0061】

ステップS201では、コンプレッサ102へのコンプレッサトルク要求値 Trq を入力し、ステップS202では、現在のコンプレッサ102の現行コンプレッサ駆動トルク T_{cur} (= $Torque$)を演算する(図2のフローチャートによる)。ステップS203では、コンプレッサトルク要求値 Trq と現行コンプレッサ駆動トルク T_{cur} とのトルク差 $torque$ を演算する($torque = Trq - T_{cur}$)。そして、ステップS204では、トルク差 $torque$ が設定された許容幅 X (%)の範囲内にあるかどうかを判断し、超えない場合は現状維持として、ステップS201へリターンする。また、許容幅 X (%)の範囲を超える場合は、ステップS205として、コンプレッサトルク要求値 Trq と図2のコンプレッサ駆動トルクを演算するフローチャートの処理を逆演算して必要な高低差圧 P_{comp} を求める。続いて、ステップS206では、必要な高低差圧 P_{comp} と、図4に示すECV特性図の高低差圧関係とからデューティ比を演算する。ステップS207では、ECV102aに上記デューティ比をもつ指示値を供給する。

【0062】

したがって、本実施例によれば、高圧圧力センサを使用することなしに、コンプレッサ駆動トルクを演算することができる。そして、この値をもとに演算したデューティ比をもつ指示値によりECV102aを制御することにより、コンプレッサ102のコンプレッサ駆動トルクをコンプレッサトルク要求値となるように制御することができる。

【0063】

次に、コンプレッサ102の過熱度制御について説明する。

【0064】

図7は、コントロール装置109において、コンプレッサ入口過熱度(SH)制御を行う場合の処理手順を示すフローチャートである。

【0065】

ステップS301では、コンプレッサ吸入圧力センサ114から入力した低圧圧力 P_s (または吹き出し温度センサ115から入力した吹き出し温度から演算した低圧圧力)と、コンプレッサ吸入温度センサ113から入力したコンプレッサ吸入温度 T_s を用い、図3において上記関係(3)で説明される冷媒密度関係により現行のコンプレッサ入口過熱度 SH_{cur} を演算する。

【0066】

ステップS302では、ステップS301で求めたコンプレッサ入口過熱度 SH_{cur} が設定許容過熱度 SH_{lim} 内にあるかどうかを判断し、超えない場合は現状維持として、ステップS301へリターンする。

【0067】

また、ステップS302において、コンプレッサ入口過熱度 SH_{cur} が設定許容過熱

10

20

30

40

50

度 $SHlim$ を超える場合は、ステップ $S303$ において、 $ECV102a$ に与えるデューティ比の指示値を所定量だけ低下させる。以下、コンプレッサ入口過熱度 $SHcur$ が設定許容過熱度 $SHlim$ 内になるまでデューティ比の指示値を段階的に低下させることにより、コンプレッサ入口過熱度 $SHcur$ を適切に制御することができる。

【0068】

次に、コンプレッサ 102 の吐出温度制御について説明する。

【0069】

図8は、コントロール装置 109 において、コンプレッサ吐出温度制御を行う場合の処理手順を示すフローチャートである。

【0070】

ステップ $S401$ では、コンプレッサ吸入圧力センサ 114 から入力した低圧圧力 P_s (または吹き出し温度センサ 115 から入力した吹き出し温度から演算した低圧圧力) と、コンプレッサ吸入温度センサ 113 から入力したコンプレッサ吸入温度 T_s を用い、図3において上記関係(3)で説明される冷媒密度関係により現行のコンプレッサ入口過熱度 $SHcur$ を演算する。

【0071】

ステップ $S402$ では、ステップ $S401$ で求めたコンプレッサ入口過熱度 $SHcur$ と、図2のステップ $S106$ で求めた高低差圧 P_{comp} を用い、図3において上記関係(5)で説明される冷媒密度関係により現行のコンプレッサ吐出温度 T_{dcur} を演算する。

【0072】

ステップ $S403$ では、コンプレッサ吐出温度 T_{dcur} が設定許容吐出温度 T_{dlim} 内にあるかどうかを判断し、超えない場合は現状維持として、ステップ $S401$ へリターンする。

【0073】

また、ステップ $S403$ において、コンプレッサ吐出温度 T_{dcur} が設定許容吐出温度 T_{dlim} を超える場合は、ステップ $S404$ において、 $ECV102a$ に与えるデューティ比の指示値を所定量だけ低下させる。以下、コンプレッサ吐出温度 T_{dcur} が設定許容吐出温度 T_{dlim} 内になるまでデューティ比の指示値を段階的に低下させることにより、コンプレッサ吐出温度 T_{dcur} を適切に制御することができる。

【0074】

次に、エバポレータ 105 の蒸発温度制御について説明する。

【0075】

図9は、コントロール装置 109 において、蒸発温度制御を行う場合の処理手順を示すフローチャートである。

【0076】

ステップ $S501$ では、コンプレッサ吸入圧力センサ 114 から入力した低圧圧力 P_s (または吹き出し温度センサ 115 から入力した吹き出し温度から演算した低圧圧力) を用い、図3において上記関係(1)で説明される冷媒密度関係によりエバポレータ 105 の現行の蒸発圧力 P_{ecur} を演算する。

【0077】

ステップ $S502$ では、蒸発圧力 P_{ecur} が設定蒸発圧力 P_{elim} 内にあるかどうかを判断し、超えない場合は現状維持として、ステップ $S501$ へリターンする。

【0078】

また、ステップ $S502$ において、蒸発圧力 P_{ecur} が設定蒸発圧力 P_{elim} を超える場合は、ステップ $S503$ において、 $ECV102a$ に与えるデューティ比の指示値を所定量だけ低下させる。以下、エバポレータ 105 の蒸発圧力 P_{ecur} が設定蒸発圧力 P_{elim} 内になるまでデューティ比の指示値を段階的に低下させて蒸発圧力 P_{ecur} を調整することにより、エバポレータ 105 の蒸発温度を制御することができる。

【0079】

10

20

30

40

50

本実施例によれば、差圧式のECV102aと、コンプレッサ吸入温度センサ113、コンプレッサ吸入圧力センサ114を用いることにより、高圧圧力センサを用いるなしに高圧圧力、コンプレッサ消費動力、コンプレッサ駆動トルクなどの適切な圧力制御を行うことができる。

【0080】

また、ECV102aの通信ケーブルや制御回路に異常が発生した場合でも、図4に示す P_{ecv} 特性と、 P_{ecvmax} 特性値により、所定の圧力差異異常になることを防止することができる。

【0081】

また、オリフィス110に内部リリーフ機構（リリーフバルブ）を付加することにより、より安全性を増すことができる。

10

【0082】

また、コンプレッサ入口過熱度SHを演算により求めて、所定のコンプレッサ入口過熱度SHを超えたときは、ECV102aによりコンプレッサ102の容量調整を行うことでコンプレッサ入口過熱度SHを制御することができるので、オイル戻り性を確保でき、コンプレッサの信頼性を向上させることができる。

【0083】

コンプレッサ吐出温度Tdを演算により求めて、所定のコンプレッサ吐出温度Tdを超えたときは、ECV102aによりコンプレッサ102の容量調整を行いコンプレッサ吐出温度Tdを制御することができるので、コンプレッサ吐出温度センサが不要になるだけでなく、コンプレッサの信頼性が向上するとともに、システム部品の熱信頼性も向上させることができる。

20

【0084】

ちなみに、特許第2931668号公報には、コンプレッサ吐出温度センサの記述はないが、炭酸ガスの冷凍サイクルは、その冷媒物性上の特性から、吐出温度が高温となるため、材料とくにアルミ材の強度信頼性が低下しないように、コンプレッサ吐出温度センサを設けて吐出温度を監視し、これを制御する必要がある。しかしながら、本実施例の構成ではコンプレッサ吐出温度センサが不要になるため、コンプレッサの信頼性向上や、システム部品の熱信頼性をも向上させることができる。

【0085】

また、実施例1においては、コンプレッサの低圧圧力Psからエバポレータ105の蒸発圧力温度Teを演算により求めて、所定のエバポレータ蒸発温度Teを下回ったらECV102aによりコンプレッサ102の容量調整を行うことでエバポレータ蒸発温度Teを制御することができる。このため、例えばエバポレータ蒸発温度Teが0を下回らないように制御することが可能となり、冷力の十分な確保とエバポレータの凍結防止を両立させることができる。

30

【0086】

また、実施例1の付随的な効果としては以下のようなものがある。

【0087】

ECV102aのデューティ比を制御することにより、瞬時にコンプレッサ102のトルクが低減し、加速性が向上する。また、そのトルク低減代もデューティ比により自在に制御することができる。具体的には、低速走行時からの加速時に瞬時にコンプレッサ102のトルクを低減することで加速性が飛躍的に向上する。逆に、エンジン回転数が低下するときに、コンプレッサ102のトルクを瞬時に低下させ、ゆっくりと回復させることで、アイドル付近低回転時のエンジンストール（またはエンスト）を防止することができる。

40

【0088】

高圧側が超臨界となる炭酸ガスを冷媒とする冷凍サイクルにおいては、コンプレッサの揚程仕事（高圧と低圧の差圧）と発生トルクとの間に相関関係がある。すなわち、圧力制御弁によりコンプレッサの揚程仕事を制御することにより、目標とする発生トルクが得ら

50

れるので、希薄燃焼（リーンバーン）エンジン、直噴エンジン等の精密な制御が必要となるエンジンや、軽自動車等のエンジン発生トルクの少ないエンジンとの協調制御も可能となる。

【実施例 2】

【0089】

図10は、実施例2に係わる車両用空調装置のシステム構成図である。図1と同等部分には同一符号を付している。

【0090】

本実施例における車両用空調装置は、コンプレッサ吸入温度センサ113の代わりに、コンプレッサ吐出温度センサ117をコンプレッサ102の高圧側（吐出側）に配置したものであり、他の構成は図1と同じである。本実施例において、吸入温度（ならびに過熱度、吸入冷媒密度）の算出は、コンプレッサ吐出温度から断熱効率を逆算し、演算により予測する。

10

【0091】

図11は、実施例2のコントロール装置109において、コンプレッサ102のコンプレッサ駆動トルクを演算する場合の処理手順を示すフローチャートである。図11において、ステップS601～S611の処理は各列ごとに並列的に実行されるものとする。

【0092】

ステップS601では、回転数検出センサ116からエンジン回転数を入力し、ステップS602では、エンジン回転数とプーリーレシオとからコンプレッサ実回転数 N_c を演算する。

20

【0093】

ステップS603では、ECV102aのデューティ比を入力し、ステップS604では、このデューティ比をもとに、図4に示すECV特性図の高低差圧関係から高低差圧 P_{comp} を演算する。

【0094】

ステップS605では、コンプレッサ吸入圧力センサ114から低圧圧力 P_s を入力（または吹き出し温度センサ115から入力した吹き出し温度から低圧圧力を演算）し、ステップS606では、ステップS604で求めた高低差圧 P_{comp} と、ステップS605で入力した低圧圧力 P_s から（吐出）高圧圧力 P_d を演算する（ $P_d = P_{comp} + P_s$ ）。

30

【0095】

ステップS607では、コンプレッサ吐出温度センサ117からコンプレッサ吐出温度 T_d を入力し、ステップS608では、ステップS606で求めた高圧圧力 P_d と、ステップS607で入力したコンプレッサ吐出温度 T_d と、図3に示す冷媒密度関係を用いて高圧冷媒密度を演算する。この高圧冷媒密度は、（吐出）高圧圧力とコンプレッサ吐出温度で求まる物理量であり、関係式で演算することができる。すなわち、図3に示す等比体積線が高圧冷媒密度の逆関数となり、コンプレッサ吐出温度と高圧圧力から比体積が求めれば、逆関数である高圧冷媒密度を求めることができる。

【0096】

ステップS609では、ステップS608で求めた高圧冷媒密度と、図3において上記関係（5）で説明されるコンプレッサ断熱効率を用いてコンプレッサ吸入温度 T_s を演算する。ステップS610では、ステップS609で求めたコンプレッサ吸入温度 T_s と、ステップS605で入力した低圧圧力 P_s と、図3において上記関係（1）、関係（2）、関係（3）で説明される冷媒密度関係を用いて吸入冷媒密度を演算する。

40

【0097】

ステップS611では、ステップS610で求めた吸入冷媒密度から吸入冷媒エンタルピー I_{compin} を演算する。また、ステップS606で求めた高圧圧力 P_d とステップS607で入力したコンプレッサ吐出温度 T_d から吐出冷媒エンタルピー $I_{compout}$ を演算する。そして、吸入冷媒エンタルピー I_{compin} と吐出冷媒エンタルピー

50

I c o m p o u t からコンプレッサ投入エンタルピー I c o m p を演算する ($I c o m p = I c o m p o u t - I c o m p i n$)。

【0098】

ステップS612では、ステップS611で求めたコンプレッサ投入エンタルピー I c o m p と、図5に示すオリフィスの体積流量圧損特性図の圧力 - 流量特性から、コンプレッサ102の冷媒循環体積流量G r v を演算する。そして、この冷媒循環体積流量G r v と、ステップS610で求めた吸入冷媒密度から冷媒循環重量流量G r w を演算する ($G r w = G r v \times$ 吸入密度)。

【0099】

ステップS613では、ステップS612で求めた冷媒循環重量流量G r w とステップS611で求めたコンプレッサ投入エンタルピー I c o m p からコンプレッサ消費動力P o w e r を演算する ($P o w e r = G r w \times I c o m p$)。そして、ステップS602で求めたコンプレッサ実回転数N c とコンプレッサ消費動力P o w e r からコンプレッサ駆動トルク(値)T o r q u e を演算する ($T o r q u e = P o w e r \div (N c \cdot 1.027)$)。

10

【0100】

本実施例において、コンプレッサ102のトルク制御、コンプレッサ入口過熱度(S H)制御、ならびに蒸発温度制御は、実施例1の図6、図7ならびに図9と同じである。

【0101】

本実施例によれば、差圧式のE C V 1 0 2 a と、コンプレッサ吸入圧力センサ114およびコンプレッサ吐出温度センサ117とを用いることにより、高圧圧力センサを用いるなしに高圧圧力、コンプレッサ消費動力、コンプレッサ駆動トルクなどの適切な圧力制御を行うことができる。

20

【0102】

とくに実施例2においては、コンプレッサ吐出温度センサにより吐出温度を直接に監視しているので、吐出温度を正確に監視することができ、また正確に制御することができる。したがって、コンプレッサの信頼性が向上するだけでなく、システム部品の熱信頼性も向上させることができる。

【実施例3】

【0103】

図12は、実施例3に係わる車両用空調装置のシステム構成図である。図1および図10と同等部分には同一符号を付している。

30

【0104】

本実施例における車両用空調装置は、コンプレッサ102の低圧側(吸入側)にコンプレッサ吸入温度センサ113とコンプレッサ吸入圧力センサ114とを配置するとともに、コンプレッサ102の高圧側(吐出側)にコンプレッサ吐出温度センサ117を配置している。その他の構成は図1、図12と同じである。図13は、実施例3のコントロール装置109において、コンプレッサ102のコンプレッサ駆動トルクを演算する場合の処理手順を示すフローチャートである。図13において、ステップS701~S707の処理は各列ごとに並列的に実行されるものとする。

40

【0105】

ステップS701では、回転数検出センサ116からエンジン回転数を入力し、ステップS702では、エンジン回転数とプーリーレシオとからコンプレッサ実回転数N c を演算する。

【0106】

ステップS703では、コンプレッサ吸入圧力センサ114から低圧圧力P s を入力(または吹き出し温度センサ115から入力した吹き出し温度から低圧圧力を演算)し、コンプレッサ吸入温度センサ113からコンプレッサ吸入温度T s を入力する。ステップS704では、低圧圧力P s とコンプレッサ吸入温度T s とを用い、図3に示す炭酸ガスモリエル線図において、上記関係(1)、関係(2)、関係(3)で説明される冷媒密度関

50

係を用いて吸入冷媒密度を演算する。

【0107】

ステップS705では、ECV102aのデューティ比を入力し、ステップS706では、このデューティ比をもとに、図4に示すECV特性図の高低差圧関係から高低差圧 P_{comp} を演算する。

【0108】

ステップS707では、コンプレッサ吐出温度センサ117からコンプレッサ吐出温度 T_d を入力する。

【0109】

ステップS708では、ステップS704で求めた吸入冷媒密度と、ステップ703で入力した低圧圧力 P_s と、ステップS706で求めた高低差圧 P_{comp} とから高圧圧力 P_d を演算する ($P_d = P_{comp} + P_s$)。 10

【0110】

ステップS709では、ステップS704で求めた吸入冷媒密度から吸入冷媒エンタルピー I_{compin} を演算する。また、ステップS708で求めた高圧圧力 P_d と、ステップS707108で入力したコンプレッサ吐出温度 T_d から吐出冷媒エンタルピー $I_{compout}$ を演算する。そして、吸入冷媒エンタルピー I_{compin} と吐出冷媒エンタルピー $I_{compout}$ とからコンプレッサ投入エンタルピー I_{comp} を演算する ($I_{comp} = I_{compout} - I_{compin}$)。 20

【0111】

ステップS710では、ステップS709で求めたコンプレッサ投入エンタルピー I_{comp} と、図5に示すオリフィスの体積流量圧損特性図の圧力 - 流量特性から、コンプレッサ102の冷媒循環体積流量 G_{rv} を演算する。そして、この冷媒循環体積流量 G_{rv} と、ステップS104で求めた吸入冷媒密度から冷媒循環重量流量 G_{rw} を演算する ($G_{rw} = G_{rv} \times$ 吸入密度)。

【0112】

ステップS711では、ステップS710で求めた冷媒循環重量流量 G_{rw} とステップS709で求めたコンプレッサ投入エンタルピー I_{comp} からコンプレッサ消費動力 $Power$ を演算する ($Power = G_{rw} \times I_{comp}$)。そして、ステップS702で求めたコンプレッサ実回転数 N_c とコンプレッサ消費動力 $Power$ からコンプレッサ駆動トルク(値) $Torque$ を演算する ($Torque = Power \div (N_c \cdot 1.027)$)。 30

【0113】

本実施例において、コンプレッサ102のトルク制御、コンプレッサ入口過熱度(SH)制御、ならびに蒸発温度制御は、実施例1の図6、図7ならびに図9と同じである。

【0114】

本実施例によれば、差圧式のECV102aと、コンプレッサ吸入温度センサ113、コンプレッサ吸入圧力センサ114、およびコンプレッサ吐出温度センサ117を用いることにより、高圧圧力センサを用いるなしに高圧圧力、コンプレッサ消費動力、コンプレッサ駆動トルクなどの適切な圧力制御を行うことができる。 40

【0115】

とくに実施例3においては、コンプレッサ吸入温度センサ113、コンプレッサ吸入圧力センサ114、およびコンプレッサ吐出温度センサ117からのセンサ値を用いることにより、一部の値をダイレクトに求めることができるため、演算を簡略化することができる。具体的には、コンプレッサ吐出温度センサ117から入力したコンプレッサ吐出温度 T_d を用いることにより、実施例1の図2に示すステップS108の演算が不要となる。

【0116】

また、本実施例では、図3に示す炭酸ガスモリエル線図を用いることにより、吸入冷媒密度、高圧圧力 P_d 、コンプレッサ吐出温度 T_d からコンプレッサ断熱効率を演算することができる。このため、サイクル異常(冷媒抜け)、コンプレッサ異常(故障またはその 50

前の摺動熱発生)を検知することができる。

【図面の簡単な説明】

【0117】

【図1】実施例1に係わる車両用空調装置のシステム構成図。

【図2】実施例1において現行コンプレッサ駆動トルクを演算する場合の処理手順を示すフローチャート。

【図3】炭酸ガスモリエル線図と線図のサイクル制御図。

【図4】ECV特性図。

【図5】オリフィスの体積流量圧損特性図。

【図6】実施例1～3において現行コンプレッサ駆動トルクを用いてコンプレッサの要求トルク制御を行う場合の処理手順を示すフローチャート。 10

【図7】実施例1においてコンプレッサ入口過熱度(SH)制御を行う場合の処理手順を示すフローチャート。

【図8】実施例1においてコンプレッサ吐出温度制御を行う場合の処理手順を示すフローチャート。

【図9】実施例1～3において蒸発温度制御を行う場合の処理手順を示すフローチャート。

【図10】実施例2に係わる車両用空調装置のシステム構成図。

【図11】実施例2において現行コンプレッサ駆動トルクを演算する場合の処理手順を示すフローチャート。 20

【図12】実施例3に係わる車両用空調装置のシステム構成図。

【図13】実施例3において現行コンプレッサ駆動トルクを演算する場合の処理手順を示すフローチャート。

【符号の説明】

【0118】

101 ... 冷凍サイクル

102 ... 外部容量可変コンプレッサ

102 a ... ECV

103 ... ガスクーラ

104 ... 内部熱交換器 30

105 ... エバポレータ

106 ... アク्यूムレータ

107 ... エンジン

109 ... コントロール装置

110 ... オリフィス

111 ... 空調ダクト

112 ... 空調ファン

113 ... コンプレッサ吸入温度センサ

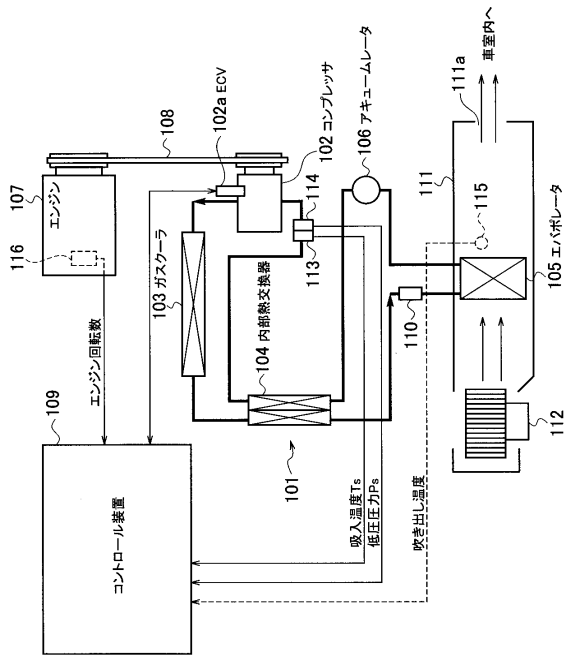
114 ... コンプレッサ吸入圧力センサ

115 ... 温度センサ 40

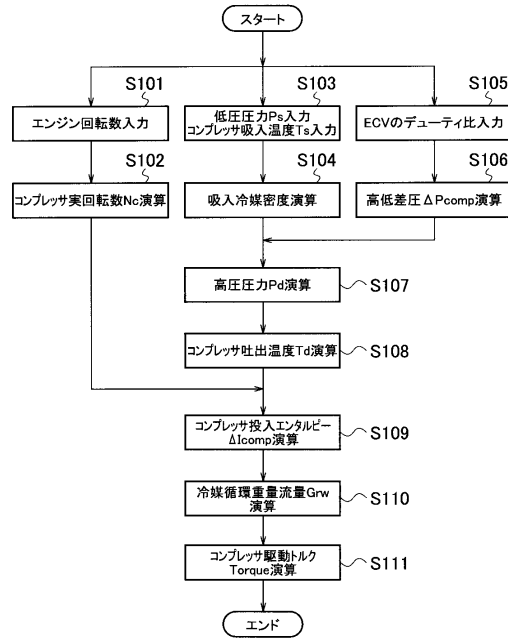
116 ... 回転数検出センサ

117 ... コンプレッサ吐出温度センサ

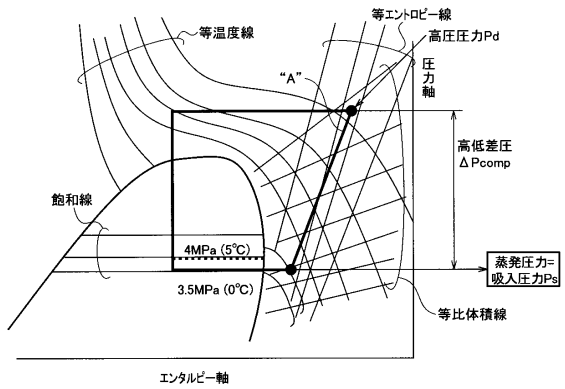
【図1】



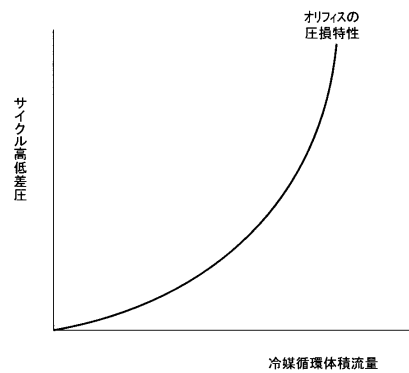
【図2】



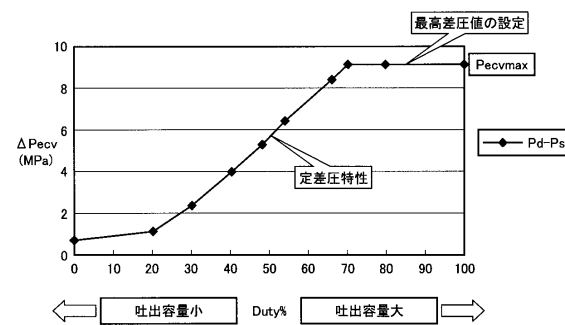
【図3】



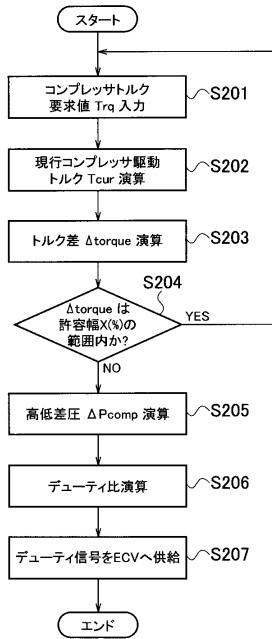
【図5】



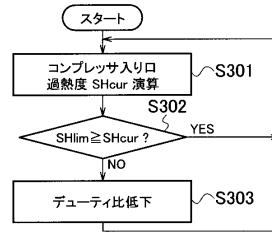
【図4】



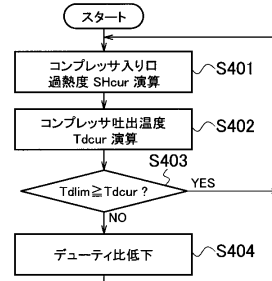
【図6】



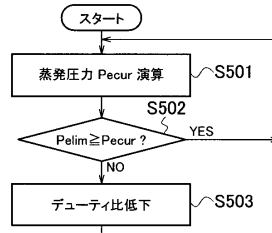
【図7】



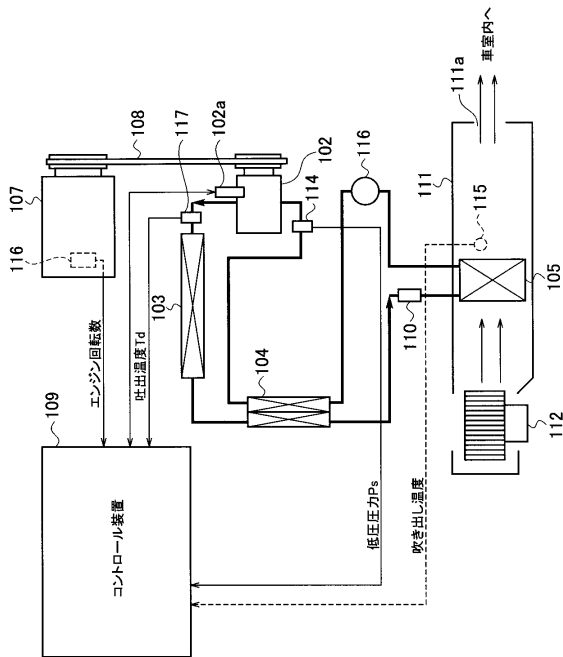
【図8】



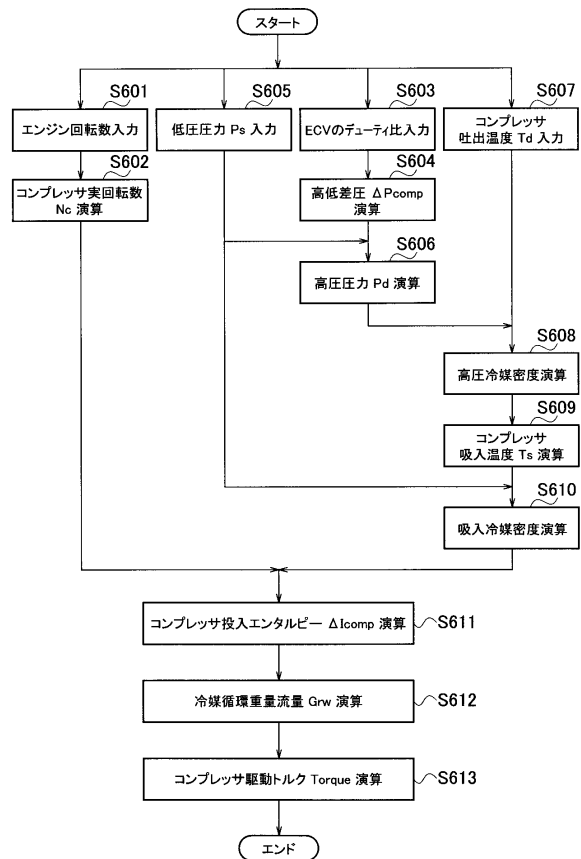
【図9】



【図10】



【図11】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 2 5 B 1/00 3 6 1 B
F 2 5 B 1/00 3 7 1 B
F 2 5 B 1/00 3 7 1 E
F 2 5 B 1/00 3 9 6 Z

(74)代理人 100098327

弁理士 高松 俊雄

(72)発明者 矢島 敏雄

東京都中野区南台5丁目24番15号 カルソニックカンセイ株式会社内

(72)発明者 大河原 靖仁

東京都中野区南台5丁目24番15号 カルソニックカンセイ株式会社内

審査官 磯部 賢

(56)参考文献 特開2001-317467(JP,A)

特開平11-291751(JP,A)

特開平06-307349(JP,A)

特開平08-086232(JP,A)

特開2004-026137(JP,A)

特開2004-010023(JP,A)

特開2001-116398(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B 6 0 H

F 2 5 B