

明 細 書

発明の名称： 冷凍装置及び温調システム

技術分野

[0001] 本発明の実施の形態は、複数の冷凍回路を備える多元式の冷凍装置及び温調システムに関する。

背景技術

[0002] 多元式の冷凍装置の例である二元冷凍装置は、高温側冷凍回路と低温側冷凍回路とを備え、高温側冷凍回路の蒸発器と低温側冷凍回路の凝縮器とで互いの冷媒を熱交換可能なカスケードコンデンサを構成する。カスケードコンデンサでは、高温側冷凍回路で凝縮後に膨張された高温側冷媒により低温側冷凍回路で圧縮された低温側冷媒を凝縮させる。凝縮された低温側冷媒は大きい過冷却度を付与され、その後、膨張されて降温する。これにより、二元冷凍装置によれば、温度制御対象を極めて低温の温度域まで冷却することができる（JP 6727422 B）。

発明の概要

[0003] 二元冷凍装置は2つの冷凍回路を備えるため、通常、単元の冷凍装置よりもサイズが大きくなる。また、高い冷凍能力を得るためには、高流量及び高圧縮比の圧縮機を使用する必要がある。この場合、サイズがさらに大きくなることに加えて、部品コストが高くなり、且つエネルギー消費量も多くなる。

[0004] 本件発明者は、低温側冷凍回路の圧縮機から流出する高温高圧の低温側冷媒を水を利用した冷却器（以下、水冷却器）で補助的に冷却することにより、装置全体のサイズ及びエネルギー消費量を抑えつつ、所望の冷凍能力を得ることを検討した。水冷却器を用いれば、装置が及ぼす環境負荷も抑制され得る。

[0005] しかしながら、例えば低温側冷凍回路にて -70°C 以下等の極低温で冷媒を蒸発させる場合や、高い冷凍能力の出力が望まれる場合には、高温側冷凍

回路の蒸発器でも大きい冷凍能力を確保する必要がある。言い換えると、低温側冷凍回路において大きい凝縮負荷が必要になる。この場合、水冷却器では、所望の凝縮負荷へ大きく貢献しない。そのため、極低温や高冷凍能力を要求される場合には、結局、大出力又は大型の高温側冷凍回路が必要となり、水冷却器を用いたとしても、有効に装置サイズ及びエネルギー消費量を抑制し難い。

[0006] また、水冷却器で使用する水は、季節に応じて温度変動が生じる。そのため、水冷却器で使用する水の温度変動に応じて、高温側冷凍回路に求められる冷凍能力を調整する必要性が生じ得る。このような場合における冷凍能力の調整幅は、制御の安定性を考慮すると、定常的な運転に対してなるべく小さい方がよい。

[0007] また、水冷却器を利用する際の所望の冷凍能力の安定的な出力、エネルギー消費量の抑制、圧縮機性能の合理的な設定、及び装置サイズには、高温側冷凍回路及び低温側冷凍回路の冷媒循環量の設定が大きく影響することも本件発明者は知見した。

[0008] そして、本件発明者は、上記の問題や知見を考慮しつつ鋭意研究を行い、水冷却器を用いて、大型化、エネルギー消費量及び環境負荷を抑えつつ多元式の冷凍装置において所望の冷凍能力を安定的に確保できる条件を見出すに至った。

[0009] 本発明の課題は、大型化、エネルギー消費量及び環境負荷を抑えつつ、所望の冷凍能力を安定的に得ることができる冷凍装置及び温調システムを提供することである。

[0010] 本発明の一実施の形態にかかる冷凍装置は、高温側冷凍回路と、低温側冷凍回路とを備え、前記高温側冷凍回路の蒸発器と前記低温側冷凍回路の凝縮器とがカスケードコンデンサを構成する冷凍装置であって、前記低温側冷凍回路における圧縮機と凝縮器との間で前記低温側冷凍回路が循環させる低温側冷媒を水で冷却する水冷却器を備え、

前記低温側冷凍回路の蒸発器の冷凍能力を C_L (Kw) とし、

前記低温側冷凍回路の圧縮機の圧縮動力を PA (Kw) とし、

前記水冷却器の冷却能力を CW (Kw) とし、

前記高温側冷凍回路の蒸発器の冷凍能力を CH (Kw) とし、

前記高温側冷凍回路の冷媒循環量を $F1$ (Kg/hour) とし、

前記低温側冷凍回路の冷媒循環量を $F2$ (Kg/hour) としたとき、

$0.25 \times (CL + PA) \leq CW \leq 0.4 \times (CL + PA)$ 、且つ、 $0.6 \times (CL + PA) \leq CH \leq 0.75 \times (CL + PA)$ 、且つ、 $0.5 \times PA \leq CW$ 、且つ、 $F1 \leq F2$ の関係で、運転を行う。

[0011] 一実施の形態にかかる冷凍装置は、 $0.5 \times F2 < F1 \leq 0.7 \times F2$ の関係で、運転を行ってもよい。

[0012] 一実施の形態にかかる冷凍装置は、前記高温側冷凍回路の冷媒循環量 $F1$ を 470 Kg/hour 以上 600 Kg/hour 以下とし、前記低温側冷凍回路の冷媒循環量 $F2$ を 880 Kg/hour 以上 920 Kg/hour 以下として、運転を行ってもよい。

[0013] 前記水冷却器は、 5°C 以上 28°C 以下の範囲の水で前記低温側冷媒を冷却してもよい。

[0014] 前記水冷却器は、水源からの水を温調せずに通流させて前記低温側冷媒を冷却してもよい。

[0015] 前記低温側冷凍回路の蒸発器の冷凍能力 CL は、 30 Kw 以下でもよい。

[0016] 前記低温側冷凍回路の蒸発器の冷凍能力 CL は、 20 Kw 以上 30 Kw 以下でもよい。

[0017] 前記低温側冷凍回路の蒸発器の冷凍能力 CL は、前記水冷却器の冷却能力 CW の下限値の2倍以上3倍以下でもよい。

[0018] また、一実施の形態にかかる冷凍装置には、前記低温側冷凍回路の圧縮機から流出し、前記水冷却器及び前記低温側冷凍回路の凝縮器を通過する前の低温側冷媒を、前記低温側冷凍回路の膨張弁の下流側で且つ蒸発器の上流側の部分に送る低温側ホットガス回路がさらに設けられてもよい。

[0019] また、一実施の形態にかかる温調システムは、前記の冷凍装置と、前記低

温側冷凍回路の蒸発器で冷却される流体を通流させる流体通流装置と、を備える。

[0020] 本発明によれば、大型化、エネルギー消費量及び環境負荷を抑えつつ、所望の冷凍能力を安定的に得ることができる。

図面の簡単な説明

[0021] [図1]一実施の形態に係る冷凍装置を備える温調システムを概略的に示す図である。

[図2]図1に示す冷凍装置を構成する低温側冷凍回路の運転状態を説明するモリエル線図である。

発明を実施するための形態

[0022] 以下、添付の図面を参照しつつ一実施の形態を詳細に説明する。

[0023] <温調システム及び冷凍装置の構成>

図1は、一実施の形態に係る冷凍装置10を備える温調システムSを概略的に示す図である。図1に示される温調システムSは、冷凍装置10と、水供給装置100と、流体通流装置200と、コントローラ300と、を備える。

[0024] 冷凍装置10は、二元冷凍装置である。冷凍装置10は、高温側冷凍回路20と、低温側冷凍回路30とを備える。冷凍装置10は、高温側冷凍回路20と低温側冷凍回路30との間に構成されるカスケードコンデンサCCで高温側冷凍回路20が循環させる高温側冷媒と低温側冷凍回路30が循環させる低温側冷媒とを熱交換させる。

[0025] 高温側冷凍回路20は、高温側圧縮機21、高温側凝縮器22、高温側膨張弁23及び高温側蒸発器24とがこの順で高温側冷媒を循環させるように接続された高温側冷媒循環部25と、過冷却回路部26と、高温側ホットガス回路部27と、を備える。

[0026] 過冷却回路部26は、過冷却流路26Aと、過冷却流路26Aに設けられる過冷却制御弁26Bと、過冷却流路26Aにおける過冷却制御弁26Bの下流側の位置に設けられる過冷却熱交換器26Cと、を有する。過冷却流路

26Aは、高温側冷媒循環部25における高温側凝縮器22の下流側で且つ高温側膨張弁23の上流側の部分と、高温側圧縮機21とを接続している。

[0027] 過冷却流路26Aは、高温側凝縮器22から流出する高温側冷媒の一部を高温側圧縮機21に送ることができる。過冷却制御弁26Bは、開状態になることにより、過冷却流路26Aを通流する高温側冷媒を膨張させて降温し、その後、過冷却熱交換器26Cに送る。

[0028] 過冷却熱交換器26Cは、高温側凝縮器22から高温側膨張弁23に流れる高温側冷媒を、過冷却制御弁26Bから流出した高温側冷媒で冷却する。これにより、高温側凝縮器22から高温側膨張弁23に流れる高温側冷媒に過冷却度を付与できる。

[0029] 高温側ホットガス回路部27は、高温側冷媒循環部25における高温側圧縮機21の下流側で且つ高温側凝縮器22の上流側の部分と、高温側冷媒循環部25における高温側膨張弁23の下流側で且つ高温側蒸発器24の上流側の部分とを接続する高温側ホットガス流路27Aと、高温側ホットガス流路27Aに設けられる高温側ホットガス制御弁27Bと、を有する。

[0030] 高温側ホットガス流路27Aは、高温側圧縮機21から流出する高温側冷媒を、高温側膨張弁23の下流側で且つ高温側蒸発器24の上流側の部分に送ることができる。高温側ホットガス制御弁27Bは、開状態になることにより、高温側ホットガス流路27Aを通流する高温側冷媒を高温側膨張弁23から流出する高温側冷媒と混ぜることができる。

[0031] 低温側冷凍回路30は、低温側圧縮機31、低温側凝縮器32、低温側膨張弁33及び低温側蒸発器34とがこの順で低温側冷媒を循環させるように接続された低温側冷媒循環部35と、低温側ホットガス回路部36と、インジェクション回路部37と、を備える。

[0032] 低温側ホットガス回路部36は、低温側冷媒循環部35における低温側圧縮機31の下流側で且つ低温側凝縮器32の上流側の部分と、低温側冷媒循環部35における低温側膨張弁33の下流側で且つ低温側蒸発器34の上流側の部分とを接続する低温側ホットガス流路36Aと、低温側ホットガス流

路 3 6 A に設けられる低温側ホットガス制御弁 3 6 B と、を有する。

[0033] 低温側ホットガス流路 3 6 A は、低温側圧縮機 3 1 から流出する低温側冷媒を、低温側膨張弁 3 3 の下流側で且つ低温側蒸発器 3 4 の上流側の部分に送ることができる。低温側ホットガス制御弁 3 6 B は、開状態になることにより、低温側ホットガス流路 3 6 A を通流する低温側冷媒を低温側膨張弁 3 3 から流出する低温側冷媒と混ぜることができる。

[0034] インジェクション回路部 3 7 は、低温側冷媒循環部 3 5 における低温側凝縮器 3 2 の下流側で且つ低温側膨張弁 3 3 の上流側の部分と、低温側冷媒循環部 3 5 における低温側蒸発器 3 4 の下流側で且つ低温側圧縮機 3 1 の上流側の部分とを接続するインジェクション流路 3 7 A と、インジェクション流路 3 7 A に設けられるインジェクション制御弁 3 7 B と、を有する。

[0035] インジェクション流路 3 7 A は、低温側凝縮器 3 2 から流出する低温側冷媒を、低温側蒸発器 3 4 の下流側で且つ低温側圧縮機 3 1 の上流側の部分に送ることができる。インジェクション制御弁 3 7 B は、開状態になることにより、インジェクション流路 3 7 A を通流する低温側冷媒を、低温側蒸発器 3 4 から流出した低温側冷媒と混ぜることができる。

[0036] 上述のカスケードコンデンサ C C は、高温側冷凍回路 2 0 の高温側蒸発器 2 4 と、低温側冷凍回路 3 0 の低温側凝縮器 3 2 と、で構成されている。カスケードコンデンサ C C では、高温側膨張弁 2 3 で膨張されて低温低圧になった高温側冷媒と、低温側圧縮機 3 1 から流出した低温側冷媒とが熱交換する。これにより、カスケードコンデンサ C C から流出する低温側冷媒が凝縮する。その後、凝縮した低温側冷媒は、低温側膨張弁 3 3 で膨張されて低温低圧になり、低温側蒸発器 3 4 に流入する。高温側冷媒と低温側冷媒との種類は特に限られるものではない。例えば高温側冷媒は、R 4 4 9 A でもよく、低温側冷媒は、R 5 0 8 B でもよい。

[0037] また、低温側冷凍回路 3 0 は水冷却器 3 8 を備える。水冷却器 3 8 は熱交換器であり、内部に水と低温側冷媒とを受け入れる。そして、水冷却器 3 8 は、内部に流通させる水により、カスケードコンデンサ C C (低温側凝縮器

32) に流入する前の低温側冷媒を冷却する。すなわち、冷凍装置10では、低温側圧縮機31から流出した低温側冷媒が、まず、水冷却器38で冷却され、つづいて、カスケードコンデンサCCで冷却される。これにより、低温側冷媒には、大きい過冷却度が付与される。なお、低温側ホットガス流路36Aは、低温側圧縮機31から流出し、水冷却器38及び低温側凝縮器32（カスケードコンデンサCC）を通過する前の低温側冷媒を、低温側膨張弁33の下流側で且つ低温側蒸発器34の上流側の部分に送るように構成されている。

[0038] 水冷却器38が使用する水は、水供給装置100から供給される。水供給装置100は、水源101と接続し、水源101の水を、水冷却器38と高温側凝縮器22とに送る。水供給装置100は、水ポンプ102を有し、水ポンプ102の駆動により、水が水冷却器38と高温側凝縮器22とに送られる。

[0039] 水源101は、例えば水道水の供給部でもよいし、工場用水の供給部でもよいし、井戸でもよいし、水を溜めたタンクでもよい。本実施の形態における水供給装置100は、省エネルギー化を考慮して水を温調する機器を備えていない。すなわち、水冷却器38は、水源101からの水を温調せずに通流させ、低温側冷媒を冷却する。ただし、水の温調機器が用いられてもよい。

[0040] 水源101が水道水の供給部、工場用水の供給部、井戸、水を溜めたタンクなどである場合、水供給装置100が供給する水の温度は、多くの地域で、季節に応じて5℃以上28℃以下の範囲で変動し得る。ここで、水供給装置100は、10L/min以上25L/min以下の範囲で水を通流させてもよい。この場合、水ポンプ102の動力が比較的抑えられるため、エネルギー消費量が抑えられる。そして、上述の流量範囲である場合、水供給装置100の冷却能力(Kw)は、季節要因で概ね10Kw以下16Kwの範囲で変動し得る。

[0041] 図示の水供給装置100は、共通の水源101から二又に分岐する第1供

給路 103A 及び第 2 供給路 103B を有する。第 1 供給路 103A からの水が水冷却器 38 に供給され、第 2 供給路 103B からの水が高温側凝縮器 22 に供給される。また、水冷却器 38 における水の排出口の下流側には定流量弁 104 が設けられる。これにより、水冷却器 38 に流入する水の流量は所定の値に制御される。なお、水の流量を弁によって調整可能とする構成が採用されてもよい。

[0042] 流体通流装置 200 は、低温側冷凍回路 30 の低温側蒸発器 34 で低温側冷媒によって冷却される流体を通流させる。通流させる流体は、ブライン等でもよいが特に限られるものではない。

[0043] 流体通流装置 200 は、低温側蒸発器 34 に接続される循環用流路 201 と、循環用流路 201 の一部を構成する三方弁 202 と、バイパス流路 203 と、循環用ポンプ 204 と、を有する。低温側蒸発器 34 は、低温側冷媒の通過部分と、流体の通過部分と、を有する。循環用流路 201 は、低温側蒸発器 34 における流体の通過部分の一方の開口に接続される上流側流路 201U と、低温側蒸発器 34 における流体の通過部分の他方の開口に接続される下流側流路 201D と、を有する。

[0044] 三方弁 202 は、3 つのポートのうちの 2 つのポート間の部分で下流側流路 201D の一部を構成し、三方弁 202 の残りのポートには、バイパス流路 203 が接続されている。バイパス流路 203 は、三方弁 202 と上流側流路 201U とを接続している。循環用ポンプ 204 は、上流側流路 201U に設けられる。循環用ポンプ 204 が駆動することによって、流体が通流する。

[0045] 流体通流装置 200 では、循環用ポンプ 204 の駆動に応じて通流する流体が低温側蒸発器 34 で低温側冷媒によって冷却され、低温側蒸発器 34 から流出した流体が下流側流路 201D を介して図示しない温度制御対象に送られる。そして、温度制御対象を通過した流体は、上流側流路 201U を介して低温側蒸発器 34 に戻る。また、三方弁 202 は、低温側蒸発器 34 に戻る流体の流量と、低温側蒸発器 34 に戻らずに低温側蒸発器 34 の下流側

にバイパスされる流体の流量とを調節できる。これにより、低温側蒸発器 34 で冷却された流体と、低温側蒸発器 34 に戻らずに低温側蒸発器 34 の下流側にバイパスされる流体との混合比が調節可能となり、温度制御対象に送る流体の温度を迅速に調節することが可能となっている。

[0046] コントローラ 300 は、冷凍装置 10 の構成機器及び流体通流装置 200 の構成機器を制御する。具体的には、コントローラ 300 は、高温側圧縮機 21 の駆動状態（回転数）を制御することで、高温側冷媒の循環量（ Kg/hour ）を制御できる。また、コントローラ 300 は、高温側ホットガス制御弁 27B の開閉及び開度を制御できる。また、コントローラ 300 は、低温側圧縮機 31 の駆動状態（回転数）を制御することで、低温側冷媒の循環量（ Kg/hour ）を制御できる。また、コントローラ 300 は、低温側ホットガス制御弁 36B の開閉及び開度を制御できる。また、コントローラ 300 は、インジェクション制御弁 37B の開閉及び開度を制御できる。

[0047] コントローラ 300 は、例えば CPU, ROM, RAM 等を備えるコンピュータで構成され、記憶されたプログラムに従って上記各部の動作を制御してもよい。また、コントローラ 300 は、その他のプロセッサや電気回路（例えば FPGA (Field Programmable Gate Array) 等）で構成されてもよい。

[0048] <運転条件>

次に、本実施の形態における冷凍装置 10 の運転条件について説明する。

すなわち、本実施の形態における冷凍装置 10 は、低温側冷凍回路 30 の低温側蒸発器 34 の冷凍能力を CL (Kw) とし、低温側冷凍回路 30 の低温側圧縮機 31 の圧縮動力を PA (Kw) とし、水冷却器 38 の冷却能力を CW (Kw) とし、高温側冷凍回路 20 の高温側蒸発器 24 の冷凍能力を CH (Kw) とし、高温側冷凍回路 20 の冷媒循環量を $F1$ (Kg/hour) とし、低温側冷凍回路 30 の冷媒循環量を $F2$ (Kg/hour) としたとき、 $0.25 \times (CL + PA) \leq CW \leq 0.4 \times (CL + PA)$ 、且つ、 $0.6 \times (CL + PA) \leq CH \leq 0.75 \times (CL + PA)$ 、且つ、 $0.$

$5 \times PA \leq CW$ 、且つ、 $F1 \leq F2$ 」の関係で、運転を行う。

[0049] 特に、高温側冷凍回路20の冷媒循環量 $F1$ 及び低温側冷凍回路30の冷媒循環量 $F2$ に関しては、 $0.5 \times F2 < F1 \leq 0.7 \times F2$ の関係で、運転を行うことが望ましい。具体的には、例えば低温側冷凍回路30の低温側蒸発器34の冷凍能力 CL が30Kw以下である場合、詳しくは20Kw以上30Kw以下である場合に、高温側冷凍回路20の冷媒循環量 $F1$ を400Kg/hour以上800Kg/hour以下とし、低温側冷凍回路30の冷媒循環量 $F2$ を780Kg/hour以上1400Kg/hour以下として、運転を行ってもよい。

[0050] より具体的には、例えば低温側蒸発器34の冷凍能力 CL が20Kw以上24Kwである場合に、「 $0.5 \times F2 < F1 \leq 0.7 \times F2$ の関係」において、高温側冷凍回路20の冷媒循環量 $F1$ を470Kg/hour以上600Kg/hour以下とし、低温側冷凍回路30の冷媒循環量 $F2$ を880Kg/hour以上920Kg/hour以下として、運転を行ってもよい。なお、このような数値条件は一例であり、本発明はこのような条件に限られるものでないことは言うまでもない。

[0051] 図2は、低温側冷凍回路30の運転状態を説明するモリエル線図である。図2を参照し、低温側冷凍回路30では、1→2に示す移行で、低温側圧縮機31が低温側冷媒を圧縮する。2→3に示す移行で、低温側冷媒が水冷却器38により冷却される。3→4に示す移行で、低温側冷媒がカスケードコンデンサCCで高温側冷媒により冷却される。4→5に示す移行で、低温側冷媒は、低温側膨張弁33により膨張され、気液混合状態になって低圧低温になる。そして、5→1に示す移行で、低温側冷媒は、流体通流装置200が通流させる流体と熱交換する。

[0052] 図2には、運転条件で用いた低温側冷凍回路30の低温側蒸発器34の冷凍能力 CL (Kw)と、低温側冷凍回路30の低温側圧縮機31の圧縮動力 PA (Kw)と、水冷却器38の冷却能力 CW (Kw)と、高温側冷凍回路20の蒸発器の冷凍能力 CH (Kw)とのそれぞれに対応する範囲が示され

ている。

圧縮動力 P_A は、低温側冷媒の冷媒循環量 $F_2 \times (h_2 - h_1)$ で計算される。 h_1 は、図 2 における「1」点での比エンタルピーである。 h_2 は、図 2 における「2」点での比エンタルピーである。

本明細書での圧縮動力 P_A を求める際、比エンタルピー h_1 は、低温側冷媒の種類と、低温側蒸発器 34 から流出して低温側圧縮機 31 に流入する前の低温側冷媒の圧力及び温度をセンサにより測定し、測定した低温側冷媒の圧力及び温度に対応する位置を低温側冷媒に対応するモリエル線図 ($p-h$ 線図、冷媒物性データ) 上で特定することにより、求めることができる。

比エンタルピー 2 は、低温側冷媒の種類と、低温側圧縮機 31 から流出して水冷却器 38 に流入する前の低温側冷媒の圧力及び温度のセンサにより測定し、測定した低温側冷媒の圧力及び温度に対応する位置を低温側冷媒に対応するモリエル線図 ($p-h$ 線図、冷媒物性データ) 上で特定することにより、求めることができる。

[0053] 以上に説明した運転条件は、コントローラ 300 が、主に、高温側圧縮機 21 の駆動状態 (回転数) 及び低温側圧縮機 31 の駆動状態 (回転数) を制御することで実現される。そして、この運転条件で運転を行う場合、冷凍装置 10 は、大型化、エネルギー消費量及び環境負荷を抑えつつ、所望の冷凍能力が得られるようになる。以下、このことについて詳述する。

[0054] まず、「 $0.25 \times (C_L + P_A) \leq C_W \leq 0.4 \times (C_L + P_A)$ 」、且つ、「 $0.6 \times (C_L + P_A) \leq C_H \leq 0.75 \times (C_L + P_A)$ 」の関係では、低温側蒸発器 34 の冷凍能力 C_L + 低温側圧縮機 31 の圧縮動力 P_A により、低温側冷凍回路 30 が要求する凝縮負荷 ($C_L + P_A$) が特定される。そして、上記関係では、凝縮負荷 ($C_L + P_A$) における水冷却器 38 の冷却能力 C_W (Kw) の負担割合が、25%~40%になることが特定される。そして、この水冷却器 38 の冷却能力 C_W (Kw) の負担割合は、低温側蒸発器 34 の冷凍能力 C_L を極力大きくしつつ高温側圧縮機 21 のサイズ及び高温側冷凍回路 20 の全体サイズ、並びにエネルギー消費量及び環境負

荷を抑制し、且つ温度制御の安定性を向上させる観点で有効な条件となる。

[0055] すなわち、水冷却器 38 の冷却能力 CW (Kw) の負担割合が例えば 60 % 以上などのように大き過ぎる場合には、凝縮させる低温側冷媒を十分に過冷却できず、低温側蒸発器 34 の冷凍能力 CL を大きくし難くなる。一方で、水冷却器 38 の冷却能力 CW (Kw) の負担割合が例えば 10 % 以下などのように小さ過ぎる場合には、水冷却器 38 の冷却が有効に機能せず、高い性能の高温側圧縮機の使用の必要性が生じ得る。このような観点から、水冷却器 38 の冷却能力 CW (Kw) の負担割合が 25 % ~ 40 % であることは、低温側蒸発器 34 の冷凍能力 CL を極力大きくしつつ高温側圧縮機 21 のサイズ及び高温側冷凍回路 20 の全体サイズを抑制する観点で良好となる。また、水冷却器 38 の冷却能力 CW は、圧縮動力を必要とすることなく要求される凝縮負荷における比較的大きい範囲を負担するため、エネルギー消費量及び環境負荷の抑制に関して有利になる。

[0056] また、水冷却器 38 の冷却能力 CW (Kw) の負担割合が 25 % ~ 40 % の範囲で変動する場合、高温側冷凍回路 20 の高温側蒸発器 24 の冷凍能力 CH は、凝縮負荷 ($CL + PA$) に対して 60 % ~ 75 % の範囲で変動する。このとき、例えば凝縮負荷 ($CL + PA$) に対して 60 % の冷凍能力を基準の運転状態として想定した場合、水冷却器 38 の冷却能力 CW の最大の変動に対する冷凍能力 CH の変化率は、25 % である。そのため、水冷却器 38 の冷却能力 CW (Kw) の負担割合が 25 % ~ 40 % である場合には、水冷却器 38 の冷却能力 CW (Kw) が変動したとしても、高温側冷凍回路 20 の高温側蒸発器 24 の冷凍能力 CH を大きく調整する必要がない。この場合、高温側圧縮機 21 の使用駆動範囲を比較的小さい範囲に抑えられるため、高温側圧縮機 21 を安定性に関して望ましい運転範囲に限定して運転することが可能となり、また、過剰に高い性能を圧縮機に確保しないで済むようになり得る。その結果、温度制御の安定性の観点で有利なる。

[0057] 次に、「 $0.5 \times PA \leq CW$ 」という関係では、低温側圧縮機 31 の圧縮動力 PA (Kw) に対する水冷却器 38 の冷却能力 CW (Kw) の割合が、

比較的大きいことが特定される。すなわち、低温側圧縮機 31 の圧縮動力 P_A (Kw) に対する水冷却器 38 の冷却能力 CW (Kw) の割合が、低温側圧縮機 31 の圧縮動力 P_A (Kw) の半分以上であることが特定される。この関係は、上述と同様に、水冷却器 38 の冷却能力 CW (Kw) が要求される凝縮負荷における比較的大きい範囲を負担することを意味するとともに、高温側冷凍回路 20 が故障や停止した際の装置保護機能を得ることが可能となる。すなわち、仮に高温側冷凍回路 20 が故障や停止した場合であっても、水冷却器 38 の冷却能力 CW (Kw) が「 $0.5 \times P_A$ 」以上である場合は、低温側圧縮機 31 の圧縮動力 P_A の半分以上を打ち消す能力を有することで、比較的早期に低温側冷媒が冷却され、配管などが保護され得る。このような観点で、「 $0.5 \times P_A \leq CW$ 」という関係は有効である。

[0058] また、「 $F_1 \leq F_2$ 」という関係では、高温側冷凍回路 20 の冷媒循環量 F_1 (Kg/hour) が、低温側冷凍回路 30 の冷媒循環量 F_2 (Kg/hour) 以下になる。一般に、二元冷凍装置では、高温側冷凍回路の冷媒循環量が低温側冷凍回路の冷媒循環量よりも大きい。これに対して、本実施の形態では、高温側冷凍回路 20 の冷媒循環量 F_1 (Kg/hour) が、低温側冷凍回路 30 の冷媒循環量 F_2 (Kg/hour) 以下になる。この場合には、高温側冷凍回路 20 の小型化や低コスト化の点で有利となる。特に $0.5 \times F_2 < F_1 \leq 0.7 \times F_2$ の関係で運転するように冷凍装置 10 を構成する場合には、小型化や低コスト化の点で極めて有利となる。

[0059] 例えば、上述したように低温側蒸発器 34 の冷凍能力 CL が 20 Kw 以上 24 Kw 以下である場合に、高温側冷凍回路 20 の冷媒循環量 F_1 を 470 Kg/hour 以上 600 Kg/hour 以下とし、低温側冷凍回路 30 の冷媒循環量 F_2 を 880 Kg/hour 以上 920 Kg/hour 以下として、冷凍装置 10 の運転が行われてもよい。この数値条件における高温側冷凍回路 20 の冷媒循環量 F_1 は、20 Kw 以上 24 Kw 以下の一般的な二元冷凍装置の高温側冷凍回路においては通常採用されない極めて少ない設定である。本実施の形態では水冷却器 38 を使用することで、このような極めて

少ない循環量の値を設定可能となっている。そして、 $0.5 \times F_2 < F_1 \leq 0.7 \times F_2$ の関係、具体的には例えば上述のような極めて少ない高温側冷凍回路 20 の冷媒循環量 F_1 が設定される場合には、高温側冷凍回路 20 を効果的に小型化できる。例えば受液器を省略し得るか、受液器を使用したとしても小さい容量に抑えることができる。そのため、高温側冷凍回路 20 の小型化や低コスト化の点で有利となる。

また、一般に二元冷凍装置は一つの筐体に高温側冷凍回路及び低温側冷凍回路が収まるように構成される。この際、本実施の形態では水冷却器 38 に水を導入する水供給装置 100 の配管部材等も同じ筐体に収容され得る。この際に、高温側冷凍回路 20 が大型であると水供給装置 100 の配管部材等をスペース効率良く配置し難くなる。これに対して、本実施の形態では、高温側冷媒の使用量の抑制により高温側冷凍回路 20 をダウンサイズすることで、装置全体を小型化し易くなる。また、低温側冷凍回路 30 の低温側蒸発器 34 の冷凍能力 CL は、水冷却器 38 の冷却能力 CW の下限値の 2 倍以上 3 倍以下でもよい。この場合、水冷却器 38 を有効に機能させつつ、良好な運転性能及び温度制御性能が得られる。本件発明者は、種々のシミュレーション及び実験を通して、このような条件を見出すに至った。

[0060] 以上に説明したように本実施の形態における冷凍装置 10 は、低温側冷凍回路 30 の低温側蒸発器 34 の冷凍能力を CL (Kw) とし、低温側冷凍回路 30 の低温側圧縮機 31 の圧縮動力を PA (Kw) とし、水冷却器 38 の冷却能力を CW (Kw) とし、高温側冷凍回路 20 の高温側蒸発器 24 の冷凍能力を CH (Kw) とし、高温側冷凍回路 20 の冷媒循環量を F_1 (Kg/hour) とし、低温側冷凍回路 30 の冷媒循環量を F_2 (Kg/hour) としたとき、「 $0.25 \times (CL + PA) \leq CW \leq 0.4 \times (CL + PA)$ 、且つ、 $0.6 \times (CL + PA) \leq CH \leq 0.75 \times (CL + PA)$ 、且つ、 $0.5 \times PA \leq CW$ 、且つ、 $F_1 \leq F_2$ 」の関係で、運転を行う。これにより、大型化、エネルギー消費量及び環境負荷を抑えつつ、所望の冷凍能力を安定的に得ることができる。

[0061] 特に高温側冷凍回路20の冷媒循環量 F_1 及び低温側冷凍回路30の冷媒循環量 F_2 に関しては、 $0.5 \times F_2 < F_1 \leq 0.7 \times F_2$ の関係で、運転を行うことが望ましい。この場合、高温側冷凍回路20の小型化や低コスト化の点で有利となる。すなわち、本実施の形態では水冷却器38に水を導入する水供給装置100の配管部材等が、高温側冷凍回路20及び低温側冷凍回路30を収容する筐体に収容され得る。この際に、高温側冷凍回路20が大型であると水供給装置100の配管部材等をスペース効率良く配置し難くなる。これに対して、本実施の形態では、高温側冷媒の使用量の抑制により高温側冷凍回路20をダウンサイズすることで、装置全体を小型化し易くなる。詳しくは、高温側冷凍回路20及び低温側冷凍回路30はカスケードコンデンサCCの構成のために接続され、そこに近接して水冷却器38が配置される。高温側冷凍回路20及び低温側冷凍回路30における冷媒循環量が上記関係である場合、普通の設計では低温側冷凍回路30が高温側冷凍回路20よりも大きく設計され、この場合、低温側冷凍回路30に対して高温側冷凍回路20が凹むように位置するスペースに水供給装置100の配管等を配置できる。

[0062] 以上、本発明の実施の形態について説明したが、本発明は、上述の実施の形態に限定されるものではない。例えば上述の実施の形態における冷凍装置10は二元冷凍装置であるが、本発明は三元冷凍装置にも適用できる。この場合、水冷却器38により中温側冷凍回路が循環させる冷媒及び／又は低温側冷凍回路が循環させる冷媒が冷却される。

請求の範囲

- [請求項1] 高温側冷凍回路と、低温側冷凍回路とを備え、前記高温側冷凍回路の蒸発器と前記低温側冷凍回路の凝縮器とがカスケードコンデンサを構成する冷凍装置であって、
- 前記低温側冷凍回路における圧縮機と凝縮器との間で前記低温側冷凍回路が循環させる低温側冷媒を水で冷却する水冷却器を備え、
- 前記低温側冷凍回路の蒸発器の冷凍能力を CL (Kw) とし、
- 前記低温側冷凍回路の圧縮機の圧縮動力を PA (Kw) とし、
- 前記水冷却器の冷却能力を CW (Kw) とし、
- 前記高温側冷凍回路の蒸発器の冷凍能力を CH (Kw) とし、
- 前記高温側冷凍回路の冷媒循環量を $F1$ (Kg/hour) とし、
- 前記低温側冷凍回路の冷媒循環量を $F2$ (Kg/hour) としたとき、
- $0.25 \times (CL + PA) \leq CW \leq 0.4 \times (CL + PA)$ 、且つ、 $0.6 \times (CL + PA) \leq CH \leq 0.75 \times (CL + PA)$ 、且つ、 $0.5 \times PA \leq CW$ 、且つ、 $F1 \leq F2$ の関係で、運転を行う、冷凍装置。
- [請求項2] $0.5 \times F2 < F1 \leq 0.7 \times F2$ の関係で、運転を行う、請求項1に記載の冷凍装置。
- [請求項3] 前記高温側冷凍回路の冷媒循環量 $F1$ を 470 Kg/hour 以上 600 Kg/hour 以下とし、前記低温側冷凍回路の冷媒循環量 $F2$ を 880 Kg/hour 以上 920 Kg/hour 以下として、運転を行う、請求項2に記載の冷凍装置。
- [請求項4] 前記水冷却器は、 5°C 以上 28°C 以下の範囲の水で前記低温側冷媒を冷却する、請求項1乃至3のいずれかに記載の冷凍装置。
- [請求項5] 前記水冷却器は、水源からの水を温調せずに通流させて前記低温側冷媒を冷却する、請求項1に記載の冷凍装置。
- [請求項6] 前記低温側冷凍回路の蒸発器の冷凍能力 CL は、 30 Kw 以下であ

る、請求項 1 に記載の冷凍装置。

[請求項7] 前記低温側冷凍回路の蒸発器の冷凍能力 CL は、 20 Kw 以上 30 Kw 以下である、請求項 6 に記載の冷凍装置。

[請求項8] 前記低温側冷凍回路の蒸発器の冷凍能力 CL は、前記水冷却器の冷却能力 CW の下限値の 2 倍以上 3 倍以下である、請求項 1 に記載の冷凍装置。

[請求項9] 前記低温側冷凍回路の圧縮機から流出し、前記水冷却器及び前記低温側冷凍回路の凝縮器を通過する前の低温側冷媒を、前記低温側冷凍回路の膨張弁の下流側で且つ蒸発器の上流側の部分に送る低温側ホットガス回路がさらに設けられる、請求項 1 に記載の冷凍装置。

[請求項10] 請求項 1 に記載の冷凍装置と、
前記低温側冷凍回路の蒸発器で冷却される流体を通流させる流体通流装置と、を備える、温調システム。