



(43) 国際公開日
2009 年 11 月 12 日(12.11.2009)

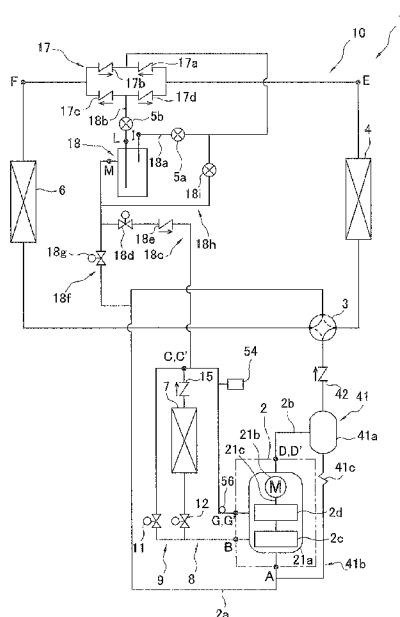
- | | |
|--|--|
| <p>(51) 国際特許分類:
 <i>F25B 1/00</i> (2006.01) <i>F25B 43/00</i> (2006.01)
 <i>F25B 1/10</i> (2006.01)</p> <p>(21) 国際出願番号: PCT/JP2009/058439</p> <p>(22) 国際出願日: 2009 年 4 月 30 日(30.04.2009)</p> <p>(25) 国際出願の言語: 日本語</p> <p>(26) 国際公開の言語: 日本語</p> <p>(30) 優先権データ:
 特願 2008-122330 2008 年 5 月 8 日(08.05.2008) JP</p> <p>(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について):
 ダイキン工業株式会社(DAIKIN INDUSTRIES, LTD.) [JP/JP]; 〒5308323 大阪府大阪市北区中崎西 2 丁目 4 番 1 2 号梅田センタービル Osaka (JP).</p> <p>(72) 発明者; および</p> <p>(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 藤本 修二 (FUJIMOTO, Shuji) [JP/JP]; 〒5918511 大阪府堺市北区金岡町 1 3 0 4 番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内 Osaka (JP). 吉見 敦史(YOSHIMI, Atsushi) [JP/JP]; 〒5918511 大阪府堺市北区金岡町 1 3 0 4 番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内 Osaka (JP).</p> | <p>(74) 代理人: 新樹グローバル・アイピー特許業務法人(SHINJYU GLOBAL IP); 〒5300054 大阪府大阪市北区南森町 1 丁目 4 番 1 9 号 サウスホレストビル Osaka (JP).</p> <p>(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, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.</p> <p>(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, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (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, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).</p> |
|--|--|

[続葉有]

(54) Title: REFRIGERATION DEVICE

(54) 発明の名称: 冷凍装置

「図1」



(57) Abstract: An air-conditioning device (1) is provided with a two-stage compression type compression mechanism (2), a heat source side heat exchanger (4), an expansion mechanism (5), a use side heat exchanger (6), a switching mechanism (3), a first latter-stage side injection pipe (18c), an intermediate heat exchanger (7), an intermediate heat exchanger bypass pipe (9), and a liquid injection pipe (18h). In the air-conditioning device (1), injection quantity optimizing control for controlling the flow rate of a refrigerant to be returned to a latter-stage side compression element (2d) through the liquid injection pipe (18h) in such a manner that the injection ratio that is the ratio of the flow rate of the refrigerant to be returned to the latter-stage side compression element (2d) through the first latter-stage side injection pipe (18c) and the liquid injection pipe (18h) to the flow rate of the refrigerant to be discharged from the compression mechanism (2) is higher during a heating operation than during a cooling operation is performed.

(57) 要約: 空気調和装置(1)は、二段圧縮式の圧縮機構(2)と、熱源側熱交換器(4)と、膨張機構(5)と、利用側熱交換器(6)と、切換機構(3)と、第1後段側インジェクション管(18c)と、中間熱交換器(7)と、中間熱交換器バイパス管(9)と、液インジェクション管(18h)とを備えている。空気調和装置(1)では、圧縮機構(2)から吐出される冷媒の流量に対する第1後段側インジェクション管(18c)及び液インジェクション管(18h)を通じて後段側の圧縮要素(2d)戻される冷媒の流量の比であるインジェクション比が、冷却運転時よりも加熱運転時のほうが大きくなるように、液

インジェクション管（18 h）を通じて後段側の圧縮要素（2 d）に戻される冷媒の流量を制御するインジェクション量最適化制御を行う。



添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称： 冷凍装置

技術分野

[0001] 本発明は、冷凍装置、特に、冷却運転と加熱運転とを切り換え可能で、かつ、中間圧インジェクションが可能な冷媒回路を有する多段圧縮式冷凍サイクルを行う冷凍装置に関する。

背景技術

[0002] 従来より、冷却運転と加熱運転とを切り換え可能で、かつ、中間圧インジェクションが可能な冷媒回路を有する多段圧縮式冷凍サイクルを行う冷凍装置の1つとして、特許文献1（特開2007-232263号公報）に示されるような、冷房運転と暖房運転とを切り換え可能で、かつ、中間圧インジェクションが可能な冷媒回路を有する二段圧縮式冷凍サイクルを行う空気調和装置がある。この空気調和装置は、主として、直列に接続された前後段2つの圧縮要素を有する圧縮機と、四路切換弁と、室外熱交換器と、室内熱交換器と、室外熱交換器又は室内熱交換器において放熱した冷媒の一部を後段側の圧縮要素に戻すための後段側インジェクション管とを有している。

発明の概要

[0003] 第1の発明にかかる冷凍装置は、圧縮機構と、冷媒の放熱器又は蒸発器として機能する熱源側熱交換器と、冷媒の蒸発器又は放熱器として機能する利用側熱交換器と、切換機構と、後段側インジェクション管と、中間熱交換器と、中間熱交換器バイパス管とを備えている。圧縮機構は、複数の圧縮要素を有しており、複数の圧縮要素のうちの前段側の圧縮要素から吐出された冷媒を後段側の圧縮要素で順次圧縮するように構成されている。ここで、「圧縮機構」とは、複数の圧縮要素が一体に組み込まれた圧縮機や、単一の圧縮要素が組み込まれた圧縮機及び／又は複数の圧縮要素が組み込まれた圧縮機を複数台接続したものを含む構成を意味している。また、「複数の圧縮要素のうちの前段側の圧縮要素から吐出された冷媒を後段側の圧縮要素で順次圧縮する」とは、複数の圧縮要素が一体に組み込まれた圧縮機や、単一の圧縮要素が組み込まれた圧縮機及び／又は複数の圧縮要素が組み込まれた圧縮機を複数台接続したものを含む構成を意味している。

縮する」とは、「前段側の圧縮要素」及び「後段側の圧縮要素」という直列に接続された2つの圧縮要素を含むことだけを意味しているのではなく、複数の圧縮要素が直列に接続されており、各圧縮要素間の関係が、上述の「前段側の圧縮要素」と「後段側の圧縮要素」との関係を有することを意味している。切換機構は、圧縮機構、熱源側熱交換器、利用側熱交換器の順に冷媒を循環させる冷却運転状態と、圧縮機構、利用側熱交換器、熱源側熱交換器の順に冷媒を循環させる加熱運転状態とを切り換える機構である。後段側インジェクション管は、熱源側熱交換器又は利用側熱交換器において放熱した冷媒を分岐して後段側の圧縮要素に戻すための冷媒管である。中間熱交換器は、前段側の圧縮要素から吐出された冷媒を後段側の圧縮要素に吸入させるための中間冷媒管に設けられ、切換機構を冷却運転状態にする冷却運転時に、前段側の圧縮要素から吐出されて前記後段側の圧縮要素に吸入される冷媒の冷却器として機能する熱交換器である。中間熱交換器バイパス管は、中間熱交換器をバイパスするように中間冷媒管に接続され、切換機構を加熱運転状態にする加熱運転時に、前段側の圧縮要素から吐出されて後段側の圧縮要素に吸入される冷媒が中間熱交換器によって冷却されないようにする冷媒管である。そして、この冷凍装置は、圧縮機構から吐出される冷媒の流量に対する後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量の比であるインジェクション比が、冷却運転時よりも加熱運転時のほうが大きくなるように、後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するインジェクション量最適化制御を行う。

[0004] 従来の空気調和装置においては、圧縮機の後段側の圧縮要素から吐出された後に室外熱交換器又は室内熱交換器において放熱した冷媒の一部を、後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻すことによって、圧縮機の前段側の圧縮要素から吐出されて後段側の圧縮要素に吸入される冷凍サイクルにおける中間圧の冷媒と合流させる中間圧インジェクションを行い、後段側の圧縮要素から吐出される冷媒の温度を低下させるとともに、圧縮機の消費動力を減らし、運転効率の向上を図るようにしている。

しかし、このような空気調和装置では、一層の圧縮機の消費動力の低減や運転効率の向上を図るために、中間圧インジェクションに加えて、さらに後段側の圧縮要素から吐出される冷媒の温度を低下させて、室外熱交換器や室内熱交換器における放熱ロスを減らすための構成を設けることが望ましい。特に、二酸化炭素のような超臨界域で作動する冷媒を使用する場合には、その臨界温度（例えば、二酸化炭素の臨界温度は、約 31°C ）が冷媒の放熱器として機能する室外熱交換器の冷却源となる水や空気の温度と同程度であり、R22やR410A等の冷媒に比べて低いことから、室外熱交換器における水や空気による冷媒の冷却が可能になるように、冷凍サイクルの高圧が冷媒の臨界圧力よりも高い状態で運転がなされることになる。このことに起因して、圧縮機の後段側の圧縮要素から吐出される冷媒の温度が高くなるため、冷媒の放熱器として機能する室外熱交換器において、冷却源としての水や空気と冷媒との間の温度差が大きくなってしまい、室外熱交換器における放熱ロスが大きくなることから、高い運転効率を得られにくいという問題がある。

[0005] これに対して、この冷凍装置において、中間熱交換器バイパス管を設けることなく中間熱交換器だけを設けた場合には、後段側インジェクション管を用いた中間圧インジェクションによる後段側の圧縮要素に吸入される冷媒の冷却効果に加えて、中間熱交換器による後段側の圧縮要素に吸入される冷媒の冷却効果が加わるため、中間熱交換器を設けない場合に比べて、最終的に圧縮機構から吐出される冷媒の温度を低く抑えることができる。これにより、冷却運転時において、冷媒の放熱器として機能する熱源側熱交換器における放熱ロスが小さくなるため、中間圧インジェクションだけの場合に比べて、運転効率をさらに向上させることができる。しかし、加熱運転時においては、中間熱交換器を設けない場合であれば、利用側熱交換器において利用できるはずの熱を中間熱交換器から外部に放熱してしまうことになるため、運転効率が低下してしまうことになる。

[0006] このため、この冷凍装置では、中間熱交換器だけでなく中間熱交換器バイ

パス管を設けて、切換機構を加熱運転状態にする加熱運転時に、前段側の圧縮要素から吐出されて後段側の圧縮要素に吸入される冷媒が中間熱交換器によって冷却されないようにしている。これにより、この冷凍装置では、冷却運転時には、圧縮機構から吐出される冷媒の温度をさらに低く抑えることができ、加熱運転時には、外部への放熱を抑えて利用側熱交換器において利用できるようにすることができる。すなわち、この冷凍装置では、冷却運転時には、冷媒の放熱器として機能する熱源側熱交換器における放熱ロスを小さくして、運転効率を向上させることができるとともに、加熱運転時には、外部への放熱を抑えて、運転効率の低下を防ぐことができる。

しかし、上述のように、後段側インジェクション管を用いた中間圧インジェクションの構成に加えて、中間熱交換器及び中間熱交換器バイパス管を設け、切換機構を加熱運転状態にする加熱運転時に、前段側の圧縮要素から吐出されて後段側の圧縮要素に吸入される冷媒が中間熱交換器によって冷却されないようにすると、中間熱交換器による後段側の圧縮要素に吸入される冷媒の冷却効果が得られないため、その分だけ成績係数が向上しないという問題がある。

[0007] そこで、この冷凍装置では、圧縮機構から吐出される冷媒の流量に対する後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量の比であるインジェクション比が、冷却運転時よりも加熱運転時のほうが大きくなるように、後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するインジェクション量最適化制御を行うことで、後段側インジェクション管を用いた中間圧インジェクションによる後段側の圧縮要素に吸入される冷媒の冷却効果が、冷却運転時よりも加熱運転時のほうが大きくなるようにしているため、中間熱交換器による後段側の圧縮要素に吸入される冷媒の冷却効果のない加熱運転時においても、外部への放熱を抑えながら、圧縮機構から吐出される冷媒の温度をさらに低く抑えることができ、これにより、成績係数を向上させることができる。

[0008] 第2の発明にかかる冷凍装置は、第1の発明にかかる冷凍装置において、インジェクション量最適化制御は、後段側の圧縮要素の吸入における冷媒の過熱度が目標値になるように、後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するものであり、加熱運転時における過熱度の目標値が冷却運転時における過熱度の目標値以下になるように設定される。

この冷凍装置では、インジェクション量最適化制御として、後段側の圧縮要素の吸入における冷媒の過熱度が目標値になるように、後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するものを採用しており、加熱運転時における過熱度の目標値が冷却運転時における過熱度の目標値以下になるように設定されているため、圧縮機構から吐出される冷媒の流量に対する後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量の比であるインジェクション比が、冷却運転時よりも加熱運転時のほうが大きくなる。これにより、この冷凍装置では、後段側インジェクション管を用いた中間圧インジェクションによる後段側の圧縮要素に吸入される冷媒の冷却効果が、冷却運転時よりも加熱運転時のほうが大きくなるため、中間熱交換器による後段側の圧縮要素に吸入される冷媒の冷却効果のない加熱運転時においても、外部への放熱を抑えながら、圧縮機構から吐出される冷媒の温度をさらに低く抑えることができ、成績係数を向上させることができる。

[0009] 第3の発明にかかる冷凍装置は、第1の発明にかかる冷凍装置において、熱源側熱交換器又は利用側熱交換器において放熱した冷媒を気液分離する気液分離器をさらに備えている。後段側インジェクション管は、気液分離器において気液分離されたガス冷媒を後段側の圧縮要素に戻すための第1後段側インジェクション管と、放熱器として機能する熱源側熱交換器又は利用側熱交換器と気液分離器との間から冷媒を分岐して後段側の圧縮要素に戻す第2後段側インジェクション管とを有している。そして、インジェクション量最適化制御は、後段側の圧縮要素の吸入における冷媒の過熱度が目標値になる

ように、第2後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するものであり、加熱運転時における過熱度の目標値が冷却運転時における過熱度の目標値以下になるように設定される。

[0010] この冷凍装置では、熱源側熱交換器又は利用側熱交換器において放熱した冷媒を気液分離器において気液分離し、この気液分離されたガス冷媒を第1後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻す、いわゆる気液分離器による中間圧インジェクションを採用している。

しかし、気液分離器による中間圧インジェクションでは、気液分離器に流入する冷媒の液ガス比によって第1後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻すことができる冷媒の流量が決まるため、第1後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻す冷媒の流量を制御することが困難である。

そこで、この冷凍装置では、放熱器として機能する熱源側熱交換器又は利用側熱交換器と気液分離器との間から冷媒を分岐して後段側の圧縮要素に戻す第2後段側インジェクション管を設けて、気液分離器による中間圧インジェクションに加えて、第2後段側インジェクションを用いて後段側の圧縮要素に液冷媒を戻す液インジェクションを行う構成にして、インジェクション量最適化制御として、後段側の圧縮要素の吸入における冷媒の過熱度が目標値になるように、第2後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するものを採用しており、加熱運転時における過熱度の目標値が冷却運転時における過熱度の目標値以下になるように設定しているため、圧縮機構から吐出される冷媒の流量に対する後段側インジェクション管（ここでは、第1後段側インジェクション管及び第2後段側インジェクション管の両方）を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量の比であるインジェクション比が、冷却運転時よりも加熱運転時のほうが大きくなる。これにより、この冷凍装置では、後段側インジェクション管を用いた中間圧インジェクションによる後段側の圧縮要素に吸入される冷媒の冷却効果が、冷却運転時よりも加熱運転時のほうが大きくなるため、中間熱交換

器による後段側の圧縮要素に吸入される冷媒の冷却効果のない加熱運転時においても、外部への放熱を抑えながら、圧縮機構から吐出される冷媒の温度をさらに低く抑えることができ、成績係数を向上させることができる。

[0011] 第4の発明にかかる冷凍装置は、第2又は第3の発明にかかる冷凍装置において、加熱運転時における過熱度の目標値は、冷却運転時における過熱度の目標値と同じ値に設定される。

ここで、中間圧インジェクションを行う冷凍装置では、圧縮機構から吐出される冷媒の流量に対する後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量の比をインジェクション比とすると、成績係数が最大になる最適インジェクション比が存在している。そして、この冷凍装置では、冷却運転時における最適インジェクション比よりも加熱運転時における最適インジェクション比のほうが大きくなる傾向にあり、この傾向は、加熱運転時に中間熱交換器を使用しないことが起因しているものと考えられる。すなわち、この冷凍装置では、加熱運転時において、中間圧インジェクションのみによって後段側の圧縮要素に吸入される冷媒を冷却していることから、中間熱交換器と中間圧インジェクションとを併用している冷却運転時に比べて、中間熱交換器による冷却効果に相当する分だけ、加熱運転時における最適インジェクション比が大きくなっているものと考えられる。

[0012] そこで、この冷凍装置では、加熱運転時における過熱度の目標値を冷却運転時における過熱度の目標値と同じ値に設定することで、加熱運転時においても、後段側の圧縮要素に吸入される冷媒を、加熱運転時は中間圧インジェクションによって、中間熱交換器及び中間圧インジェクションにより冷媒を冷却する冷却運転時と同じ過熱度まで冷却するようにして、中間熱交換器による冷却効果に相当する分だけ冷却運転時よりも加熱運転時におけるインジェクション比が大きくなるようにしている。これにより、この冷凍装置では、冷却運転時における過熱度の目標値を冷却運転時の成績係数が最大になる最適インジェクション比に対応する値付近に設定している場合には、加熱運転時においても、加熱運転時の成績係数が最大になる最適インジェクション

比に近づくようになり、冷却運転及び加熱運転の両方において、成績係数が最大になる最適インジェクション比で中間圧インジェクションを行うことができる。

[0013] 第5の発明にかかる冷凍装置では、第1の発明にかかる冷凍装置において、熱源側熱交換器又は利用側熱交換器において放熱した冷媒と後段側インジェクション管を流れる冷媒との熱交換を行うエコノマイザ熱交換器をさらに備えている。そして、インジェクション量最適化制御は、エコノマイザ熱交換器の後段側インジェクション管側の出口における冷媒の過熱度が目標値になるように、後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するものであり、加熱運転時における過熱度の目標値が冷却運転時における過熱度の目標値よりも小さくなるように設定される。

この冷凍装置では、エコノマイザ熱交換器において、熱源側熱交換器又は利用側熱交換器において放熱した冷媒と後段側インジェクション管を流れる冷媒との熱交換を行い、この熱交換が行われた後の後段側インジェクション管を流れる冷媒を後段側の圧縮要素に戻す、いわゆるエコノマイザ熱交換器による中間圧インジェクションを行う構成とし、インジェクション量最適化制御として、エコノマイザ熱交換器の後段側インジェクション管側の出口における冷媒の過熱度が目標値になるように、後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するものを採用しており、加熱運転時における過熱度の目標値が冷却運転時における過熱度の目標値よりも小さくなるように設定しているため、圧縮機構から吐出される冷媒の流量に対する後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量の比であるインジェクション比が、冷却運転時よりも加熱運転時のほうが大きくなる。これにより、この冷凍装置では、エコノマイザ熱交換器による中間圧インジェクションによる後段側の圧縮要素に吸入される冷媒の冷却効果が、冷却運転時よりも加熱運転時のほうが大きくなるため、中間熱交換器による後段側の圧縮要素に吸入される冷媒の冷却効果のない加熱運転時においても、外部への放熱を抑えながら、圧縮機構から吐出される冷

媒の温度をさらに低く抑えることができ、成績係数を向上させることができる。

- [0014] 第6の発明にかかる冷凍装置は、第5の発明にかかる冷凍装置において、加熱運転時における過熱度の目標値は、冷却運転時における過熱度の目標値に対して5℃から10℃だけ小さい値に設定される。

ここで、中間圧インジェクションを行う冷凍装置では、圧縮機構から吐出される冷媒の流量に対する後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量の比をインジェクション比とすると、成績係数が最大になる最適インジェクション比が存在している。そして、この冷凍装置では、冷却運転時における最適インジェクション比よりも加熱運転時における最適インジェクション比のほうが大きくなる傾向にあり、この傾向は、加熱運転時に中間熱交換器を使用しないことが起因しているものと考えられる。すなわち、この冷凍装置では、加熱運転時において、中間圧インジェクションのみによって後段側の圧縮要素に吸入される冷媒を冷却していることから、中間熱交換器と中間圧インジェクションとを併用している冷却運転時に比べて、中間熱交換器による冷却効果に相当する分だけ、加熱運転時における最適インジェクション比が大きくなっているものと考えられる。

- [0015] そこで、この冷凍装置では、加熱運転時における過熱度の目標値を冷却運転時における過熱度の目標値に対して5℃から10℃だけ小さい値に設定することで、加熱運転時においても、後段側の圧縮要素に吸入される冷媒を、加熱運転時は中間圧インジェクションによって、中間熱交換器及び中間圧インジェクションにより冷媒を冷却する冷却運転時と同程度の過熱度まで冷却するようにして、中間熱交換器による冷却効果に相当する分だけ冷却運転時よりも加熱運転時におけるインジェクション比が大きくなるようにしている。これにより、この冷凍装置では、冷却運転時における過熱度の目標値を冷却運転時の成績係数が最大になる最適インジェクション比に対応する値付近に設定している場合には、加熱運転時においても、加熱運転時の成績係数が最大になる最適インジェクション比に近づくようになり、冷却運転及び加熱

運転の両方において、成績係数が最大になる最適インジェクション比で中間圧インジェクションを行うことができる。

[0016] 第7の発明にかかる冷凍装置は、第1の発明にかかる冷凍装置において、加熱運転時に前記利用側熱交換器において放熱した冷媒を気液分離する気液分離器をさらに備えている。後段側インジェクション管は、加熱運転時に気液分離器において気液分離されたガス冷媒を後段側の圧縮要素に戻すための第1後段側インジェクション管と、加熱運転時に利用側熱交換器と気液分離器との間から冷媒を分岐して後段側の圧縮要素に戻す第2後段側インジェクション管と、冷却運転時に熱源側熱交換器において放熱した冷媒を分岐して後段側の圧縮要素に戻す第3後段側インジェクション管とを有している。また、この冷凍装置は、冷却運転時に熱源側熱交換器において放熱した冷媒と第3後段側インジェクション管を流れる冷媒との熱交換を行うエコノマイザ熱交換器をさらに備えている。そして、インジェクション量最適化制御は、冷却運転時において、後段側の圧縮要素の吸入における冷媒の過熱度が目標値になるように、第3後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するとともに、加熱運転時において、後段側の圧縮要素の吸入における冷媒の過熱度が目標値になるように、第2後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するものであり、加熱運転時における過熱度の目標値が冷却運転時における過熱度の目標値以下になるように設定される。

[0017] 例えば、第3又は第4の発明にかかる気液分離器による中間圧インジェクション及び第2後段側インジェクション管による液インジェクションを行う冷凍装置において、互いに並列に接続された複数の利用側熱交換器を有する構成にするとともに、各利用側熱交換器を流れる冷媒の流量を制御して各利用側熱交換器において必要とされる冷凍負荷を得ることができるようになるために各利用側熱交換器に対応するように膨張機構を設けることが考えられる。この場合には、加熱運転において、各利用側熱交換器を通過する冷媒の流量が、各利用側熱交換器に対応して設けられた膨張機構の開度によって概

ね決定されることになるが、この際、各膨張機構の開度は、各利用側熱交換器を流れる冷媒の流量だけでなく、複数の利用側熱交換器間の流量分配の状態によって変動することになり、複数の膨張機構間で開度が大きく異なる状態が生じたり、膨張機構が比較的小さい開度になったりする場合があります、このため、加熱運転時における膨張機構の開度制御によって、気液分離器の圧力が過度に低下する場合があります。このため、気液分離器による中間圧インジェクションは、気液分離器の圧力と冷凍サイクルにおける中間圧との圧力差が小さい条件であっても使用可能であることから、この構成における加熱運転のように、気液分離器の圧力が過度に低下するおそれの高い場合に有利である。

[0018] 一方、第5又は第6の発明にかかるエコノマイザ熱交換器による中間圧インジェクションを行う冷凍装置において、互いに並列に接続された複数の利用側熱交換器を有する構成にするとともに、各利用側熱交換器を流れる冷媒の流量を制御して各利用側熱交換器において必要とされる冷凍負荷を得ることができるようにするために各利用側熱交換器に対応するように膨張機構を設けることが考えられる。この場合には、冷却運転時において、熱源側熱交換器において放熱した冷媒がエコノマイザ熱交換器に流入するまでの間に大幅な減圧操作が行われることがなく、冷凍サイクルにおける高圧から冷凍サイクルの中間圧付近までの圧力差を利用できる条件であることから、エコノマイザ熱交換器における熱交換量が大きくなり、後段側の圧縮要素に戻すことができる冷媒の流量が大きくすることができるため、気液分離器による中間圧インジェクションに比べて、その適用が有効である。

[0019] このように、互いに並列に接続された複数の利用側熱交換器を有する構成にするとともに、各利用側熱交換器を流れる冷媒の流量を制御して各利用側熱交換器において必要とされる冷凍負荷を得ることができるようにするために各利用側熱交換器に対応するように膨張機構を設ける構成を前提とする場合には、この冷凍装置のように、加熱運転時には、利用側熱交換器において放熱した冷媒を気液分離器において気液分離し、この気液分離されたガス冷

媒を第1後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻す、いわゆる気液分離器による中間圧インジェクション及び第2後段側インジェクション管による液インジェクションを、冷却運転時には、エコノマイザ熱交換器において、熱源側熱交換器において放熱した冷媒と後段側インジェクション管を流れる冷媒との熱交換を行い、この熱交換が行われた後の後段側インジェクション管を流れる冷媒を後段側の圧縮要素に戻す、いわゆるエコノマイザ熱交換器による中間圧インジェクションを行う構成にすることが好ましい。そして、インジェクション量最適化制御として、冷却運転時において、後段側の圧縮要素の吸入における冷媒の過熱度が目標値になるように、第3後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するとともに、加熱運転時において、後段側の圧縮要素の吸入における冷媒の過熱度が目標値になるように、第2後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するものを採用し、加熱運転時における過熱度の目標値が冷却運転時における過熱度の目標値以下になるように設定しているため、圧縮機構から吐出される冷媒の流量に対する後段側インジェクション管（冷却運転時には、第3後段側インジェクション管、加熱運転時には、第1後段側インジェクション管及び第2後段側インジェクション管の両方）を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量の比であるインジェクション比が、冷却運転時よりも加熱運転時のほうが大きくなる。これにより、この冷凍装置では、後段側インジェクション管を用いた中間圧インジェクションによる後段側の圧縮要素に吸入される冷媒の冷却効果が、冷却運転時よりも加熱運転時のほうが大きくなるため、中間熱交換器による後段側の圧縮要素に吸入される冷媒の冷却効果のない加熱運転時においても、外部への放熱を抑えながら、圧縮機構から吐出される冷媒の温度をさらに低く抑えることができ、成績係数を向上させることができる。

[0020] 第8の発明にかかる冷凍装置は、第7の発明にかかる冷凍装置において、加熱運転時における過熱度の目標値は、冷却運転時における過熱度の目標値と同じ値に設定される。

ここで、中間圧インジェクションを行う冷凍装置では、圧縮機構から吐出される冷媒の流量に対する後段側インジェクション管を通じて後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量の比をインジェクション比とすると、成績係数が最大になる最適インジェクション比が存在している。そして、この冷凍装置では、冷却運転時における最適インジェクション比よりも加熱運転時における最適インジェクション比のほうが大きくなる傾向にあり、この傾向は、加熱運転時に中間熱交換器を使用しないことが起因しているものと考えられる。すなわち、この冷凍装置では、加熱運転時において、中間圧インジェクションのみによって後段側の圧縮要素に吸入される冷媒を冷却していることから、中間熱交換器と中間圧インジェクションとを併用している冷却運転時に比べて、中間熱交換器による冷却効果に相当する分だけ、加熱運転時における最適インジェクション比が大きくなっているものと考えられる。

[0021] そこで、この冷凍装置では、加熱運転時における過熱度の目標値を冷却運転時における過熱度の目標値と同じ値に設定することで、加熱運転時においても、後段側の圧縮要素に吸入される冷媒を、加熱運転時は中間圧インジェクションによって、中間熱交換器及び中間圧インジェクションにより冷媒を冷却する冷却運転時と同じ過熱度まで冷却するようにして、中間熱交換器による冷却効果に相当する分だけ冷却運転時よりも加熱運転時におけるインジェクション比が大きくなるようにしている。これにより、この冷凍装置では、冷却運転時における過熱度の目標値を冷却運転時の成績係数が最大になる最適インジェクション比に対応する値付近に設定している場合には、加熱運転時においても、加熱運転時の成績係数が最大になる最適インジェクション比に近づくようになり、冷却運転及び加熱運転の両方において、成績係数が最大になる最適インジェクション比で中間圧インジェクションを行うことができる。

図面の簡単な説明

[0022] [図1]本発明にかかる冷凍装置の一実施形態としての空気調和装置の概略構成図である。

- [図2] 冷房運転時における空気調和装置内の冷媒の流れを示す図である。
- [図3] 冷房運転時の冷凍サイクルが図示された圧力-エンタルピ線図である。
- [図4] 冷房運転時の冷凍サイクルが図示された温度-エントロピ線図である。
- [図5] 暖房運転時における空気調和装置内の冷媒の流れを示す図である。
- [図6] 暖房運転時の冷凍サイクルが図示された圧力-エンタルピ線図である。
- [図7] 暖房運転時の冷凍サイクルが図示された温度-エントロピ線図である。
- [図8] インジェクション比と冷房運転時における成績係数比又は暖房運転時における成績係数比との関係を示す図である。
- [図9] 変形例 1 にかかる空気調和装置の概略構成図である。
- [図10] 冷房運転時における空気調和装置内の冷媒の流れを示す図である。
- [図11] 変形例 1 にかかる空気調和装置における冷房運転時の冷凍サイクルが図示された圧力-エンタルピ線図である。
- [図12] 変形例 1 にかかる空気調和装置における冷房運転時の冷凍サイクルが図示された温度-エントロピ線図である。
- [図13] 暖房運転時における空気調和装置内の冷媒の流れを示す図である。
- [図14] 変形例 1 にかかる空気調和装置における暖房運転時の冷凍サイクルが図示された圧力-エンタルピ線図である。
- [図15] 変形例 1 にかかる空気調和装置における暖房運転時の冷凍サイクルが図示された温度-エントロピ線図である。
- [図16] 変形例 2 にかかる空気調和装置の概略構成図である。
- [図17] 冷房運転時における空気調和装置内の冷媒の流れを示す図である。
- [図18] 暖房運転時における空気調和装置内の冷媒の流れを示す図である。
- [図19] 変形例 2 にかかる空気調和装置における暖房運転時の冷凍サイクルが図示された圧力-エンタルピ線図である。
- [図20] 変形例 2 にかかる空気調和装置における暖房運転時の冷凍サイクルが図示された温度-エントロピ線図である。
- [図21] 変形例 3 にかかる空気調和装置の概略構成図である。
- [図22] 冷房運転時における空気調和装置内の冷媒の流れを示す図である。

[図23] 変形例 3 にかかる空気調和装置における冷房運転時の冷凍サイクルが図示された圧力－エンタルピ線図である。

[図24] 変形例 3 にかかる空気調和装置における冷房運転時の冷凍サイクルが図示された温度－エントロピ線図である。

[図25] 暖房運転時における空気調和装置内の冷媒の流れを示す図である。

[図26] 変形例 3 にかかる空気調和装置における暖房運転時の冷凍サイクルが図示された圧力－エンタルピ線図である。

[図27] 変形例 3 にかかる空気調和装置における暖房運転時の冷凍サイクルが図示された温度－エントロピ線図である。

[図28] 変形例 4 にかかる空気調和装置の概略構成図である。

発明を実施するための形態

[0023] 以下、図面に基づいて、本発明にかかる冷凍装置の実施形態について説明する。

(1) 空気調和装置の構成

図 1 は、本発明にかかる冷凍装置の一実施形態としての空気調和装置 1 の概略構成図である。空気調和装置 1 は、冷房運転と暖房運転を切り換え可能に構成された冷媒回路 10 を有し、超臨界域で作動する冷媒（ここでは、二酸化炭素）を使用して二段圧縮式冷凍サイクルを行う装置である。

空気調和装置 1 の冷媒回路 10 は、主として、圧縮機構 2 と、切換機構 3 と、熱源側熱交換器 4 と、ブリッジ回路 17 と、第 1 膨張機構 5 a と、気液分離器としてのレシーバ 18 と、第 1 後段側インジェクション管 18 c と、第 2 後段側インジェクション管としての液インジェクション管 18 h と、第 2 膨張機構 5 b と、利用側熱交換器 6 と、中間熱交換器 7 とを有している。

[0024] 圧縮機構 2 は、本実施形態において、2 つの圧縮要素で冷媒を二段圧縮する圧縮機 21 から構成されている。圧縮機 21 は、ケーシング 21 a 内に、圧縮機駆動モータ 21 b と、駆動軸 21 c と、圧縮要素 2 c、2 d とが収容された密閉式構造となっている。圧縮機駆動モータ 21 b は、駆動軸 21 c に連結されている。そして、この駆動軸 21 c は、2 つの圧縮要素 2 c、2

dに連結されている。すなわち、圧縮機21は、2つの圧縮要素2c、2dが単一の駆動軸21cに連結されており、2つの圧縮要素2c、2dがともに圧縮機駆動モータ21bによって回転駆動される、いわゆる一軸二段圧縮構造となっている。圧縮要素2c、2dは、本実施形態において、ロータリ式やスクロール式等の容積式の圧縮要素である。そして、圧縮機21は、吸入管2aから冷媒を吸入し、この吸入された冷媒を圧縮要素2cによって圧縮した後に中間冷媒管8に吐出し、中間冷媒管8に吐出された冷媒を圧縮要素2dに吸入させて冷媒をさらに圧縮した後に吐出管2bに吐出するように構成されている。ここで、中間冷媒管8は、圧縮要素2cの前段側に接続された圧縮要素2cから吐出された冷媒を、圧縮要素2cの後段側に接続された圧縮要素2dに吸入させるための冷媒管である。また、吐出管2bは、圧縮機構2から吐出された冷媒を切換機構3に送るための冷媒管であり、吐出管2bには、油分離機構41と逆止機構42とが設けられている。油分離機構41は、圧縮機構2から吐出される冷媒に同伴する冷凍機油を冷媒から分離して圧縮機構2の吸入側へ戻す機構であり、主として、圧縮機構2から吐出される冷媒に同伴する冷凍機油を冷媒から分離する油分離器41aと、油分離器41aに接続されており冷媒から分離された冷凍機油を圧縮機構2の吸入管2aに戻す油戻し管41bとを有している。油戻し管41bには、油戻し管41bを流れる冷凍機油を減圧する減圧機構41cが設けられている。減圧機構41cは、本実施形態において、キャピラリチューブが使用されている。逆止機構42は、圧縮機構2の吐出側から切換機構3への冷媒の流れを許容し、かつ、切換機構3から圧縮機構2の吐出側への冷媒の流れを遮断するための機構であり、本実施形態において、逆止弁が使用されている。

[0025] このように、圧縮機構2は、本実施形態において、2つの圧縮要素2c、2dを有しており、これらの圧縮要素2c、2dのうちの前段側の圧縮要素から吐出された冷媒を後段側の圧縮要素で順次圧縮するように構成されている。

切換機構3は、冷媒回路10内における冷媒の流れの方向を切り換えるた

めの機構であり、冷房運転時には、熱源側熱交換器 4 を圧縮機構 2 によって圧縮される冷媒の冷却器として、かつ、利用側熱交換器 6 を熱源側熱交換器 4 において冷却された冷媒の加熱器として機能させるために、圧縮機構 2 の吐出側と熱源側熱交換器 4 の一端とを接続するとともに圧縮機構 2 の吸入側と利用側熱交換器 6 とを接続し（図 1 の切換機構 3 の実線を参照、以下、この切換機構 3 の状態を「冷却運転状態」とする）、暖房運転時には、利用側熱交換器 6 を圧縮機構 2 によって圧縮される冷媒の冷却器として、かつ、熱源側熱交換器 4 を利用側熱交換器 6 において冷却された冷媒の加熱器として機能させるために、圧縮機構 2 の吐出側と利用側熱交換器 6 とを接続するとともに圧縮機構 2 の吸入側と熱源側熱交換器 4 の一端とを接続することが可能である（図 1 の切換機構 3 の破線を参照、以下、この切換機構 3 の状態を「加熱運転状態」とする）。本実施形態において、切換機構 3 は、圧縮機構 2 の吸入側、圧縮機構 2 の吐出側、熱源側熱交換器 4 及び利用側熱交換器 6 に接続された四路切換弁である。尚、切換機構 3 は、四路切換弁に限定されるものではなく、例えば、複数の電磁弁を組み合わせる等によって、上述と同様の冷媒の流れの方向を切り換える機能を有するように構成したものであってもよい。

[0026] このように、切換機構 3 は、冷媒回路 10 を構成する圧縮機構 2、熱源側熱交換器 4、第 1 膨張機構 5 a、レシーバ 18、第 2 膨張機構 5 b、及び利用側熱交換器 6 だけに着目すると、圧縮機構 2、熱源側熱交換器 4、第 1 膨張機構 5 a、レシーバ 18、第 2 膨張機構 5 b、利用側熱交換器 6 の順に冷媒を循環させる冷却運転状態と、圧縮機構 2、利用側熱交換器 6、第 1 膨張機構 5 a、レシーバ 18、第 2 膨張機構 5 b、熱源側熱交換器 4 の順に冷媒を循環させる加熱運転状態とを切り換えることができるように構成されている。

熱源側熱交換器 4 は、冷媒の放熱器又は蒸発器として機能する熱交換器である。熱源側熱交換器 4 は、その一端が切換機構 3 に接続されており、その他端がブリッジ回路 17 を介して第 1 膨張機構 5 a に接続されている。熱源

側熱交換器 4 は、水や空気を熱源（すなわち、冷却源又は加熱源）とする熱交換器である。

[0027] ブリッジ回路 17 は、熱源側熱交換器 4 と利用側熱交換器 6 との間に設けられており、レシーバ 18 の入口に接続されるレシーバ入口管 18 a、及び、レシーバ 18 の出口に接続されるレシーバ出口管 18 b に接続されている。ブリッジ回路 17 は、本実施形態において、4 つの逆止弁 17 a、17 b、17 c、17 d を有している。そして、入口逆止弁 17 a は、熱源側熱交換器 4 からレシーバ入口管 18 a への冷媒の流通のみを許容する逆止弁である。入口逆止弁 17 b は、利用側熱交換器 6 からレシーバ入口管 18 a への冷媒の流通のみを許容する逆止弁である。すなわち、入口逆止弁 17 a、17 b は、熱源側熱交換器 4 及び利用側熱交換器 6 の一方からレシーバ入口管 18 a に冷媒を流通させる機能を有している。出口逆止弁 17 c は、レシーバ出口管 18 b から利用側熱交換器 6 への冷媒の流通のみを許容する逆止弁である。出口逆止弁 17 d は、レシーバ出口管 18 b から熱源側熱交換器 4 への冷媒の流通のみを許容する逆止弁である。すなわち、出口逆止弁 17 c、17 d は、レシーバ出口管 18 b から熱源側熱交換器 4 及び利用側熱交換器 6 の他方に冷媒を流通させる機能を有している。

[0028] 第 1 膨張機構 5 a は、レシーバ入口管 18 a に設けられた冷媒を減圧する機構であり、本実施形態において、電動膨張弁が使用されている。また、本実施形態において、第 1 膨張機構 5 a は、冷房運転時には、熱源側熱交換器 4 において冷却された冷凍サイクルにおける高圧の冷媒をレシーバ 18 を介して利用側熱交換器 6 に送る前に冷媒の飽和圧力付近まで減圧し、暖房運転時には、利用側熱交換器 6 において冷却された冷凍サイクルにおける高圧の冷媒をレシーバ 18 を介して熱源側熱交換器 4 に送る前に冷媒の飽和圧力付近まで減圧する。

レシーバ 18 は、冷房運転と暖房運転との間で冷媒回路 10 における冷媒の循環量が異なる等の運転状態に応じて発生する余剰冷媒を溜めることができるように、第 1 膨張機構 5 a で減圧された後の冷媒を一時的に溜めるため

に設けられた容器であり、その入口がレシーバ入口管 18 a に接続されており、その出口がレシーバ出口管 18 b に接続されている。また、レシーバ 18 には、レシーバ 18 内から冷媒を抜き出して圧縮機構 2 の吸入管 2 a（すなわち、圧縮機構 2 の前段側の圧縮要素 2 c の吸入側）に戻すことが可能な第 1 吸入戻し管 18 f が接続されている。

[0029] 第 1 後段側インジェクション管 18 c は、気液分離器としてのレシーバ 18 によって気液分離されたガス冷媒を圧縮機構 2 の後段側の圧縮要素 2 d に戻す中間圧インジェクションを行うことが可能な冷媒管であり、本実施形態において、レシーバ 18 の上部と中間冷媒管 8（すなわち、圧縮機構 2 の後段側の圧縮要素 2 d の吸入側）とを接続するように設けられている。この第 1 後段側インジェクション管 18 c には、第 1 後段側インジェクション開閉弁 18 d と第 1 後段側インジェクション逆止機構 18 e とが設けられている。第 1 後段側インジェクション開閉弁 18 d は、開閉制御が可能な弁であり、本実施形態において、電磁弁である。第 1 後段側インジェクション逆止機構 18 e は、レシーバ 18 から後段側の圧縮要素 2 d への冷媒の流れを許容し、かつ、後段側の圧縮要素 2 d からレシーバ 18 への冷媒の流れを遮断するための機構であり、本実施形態において、逆止弁が使用されている。

[0030] 第 1 吸入戻し管 18 f は、レシーバ 18 から冷媒を抜き出して圧縮機構 2 の前段側の圧縮要素 2 c に戻すことが可能な冷媒管であり、本実施形態において、レシーバ 18 の上部と吸入管 2 a（すなわち、圧縮機構 2 の前段側の圧縮要素 2 c の吸入側）とを接続するように設けられている。この第 1 吸入戻し管 18 f には、第 1 吸入戻し開閉弁 18 g が設けられている。第 1 吸入戻し開閉弁 18 g は、開閉制御が可能な弁であり、本実施形態において、電磁弁である。

このように、レシーバ 18 は、第 1 後段側インジェクション開閉弁 18 d や第 1 吸入戻し開閉弁 18 g を開けることによって第 1 後段側インジェクション管 18 c や第 1 吸入戻し管 18 f を使用する場合には、熱源側熱交換器 4 と利用側熱交換器 6 との間を流れる冷媒を、第 1 膨張機構 5 a と第 2 膨張

機構 5 b との間において、気液分離する気液分離器として機能し、主として、レシーバ 1 8 において気液分離されたガス冷媒をレシーバ 1 8 の上部から圧縮機構 2 の後段側の圧縮要素 2 d や前段側の圧縮要素 2 c に戻すことができるようになっている。

[0031] 第 2 膨張機構 5 b は、レシーバ出口管 1 8 b に設けられた冷媒を減圧する機構であり、本実施形態において、電動膨張弁が使用されている。第 2 膨張機構 5 b は、その一端がレシーバ 1 8 に接続され、その他端がブリッジ回路 1 7 を介して利用側熱交換器 6 に接続されている。また、本実施形態において、第 2 膨張機構 5 b は、冷房運転時には、第 1 膨張機構 5 a によって減圧された冷媒をレシーバ 1 8 を介して利用側熱交換器 6 に送る前に冷凍サイクルにおける低圧になるまでさらに減圧し、暖房運転時には、第 1 膨張機構 5 a によって減圧された冷媒をレシーバ 1 8 を介して熱源側熱交換器 4 に送る前に冷凍サイクルにおける低圧になるまでさらに減圧する。

利用側熱交換器 6 は、冷媒の蒸発器又は放熱器として機能する熱交換器である。利用側熱交換器 6 は、その一端がブリッジ回路 1 7 を介して第 1 膨張機構 5 a に接続されており、その他端が切換機構 3 に接続されている。利用側熱交換器 6 は、水や空気を熱源（すなわち、冷却源又は加熱源）とする熱交換器である。

[0032] このように、ブリッジ回路 1 7、レシーバ 1 8、レシーバ入口管 1 8 a 及びレシーバ出口管 1 8 b によって、切換機構 3 を冷却運転状態にしている際には、熱源側熱交換器 4 において冷却された高圧の冷媒が、ブリッジ回路 1 7 の入口逆止弁 1 7 a、レシーバ入口管 1 8 a の第 1 膨張機構 5 a、レシーバ 1 8、レシーバ出口管 1 8 b の第 2 膨張機構 5 b 及びブリッジ回路 1 7 の出口逆止弁 1 7 c を通じて、利用側熱交換器 6 に送ることができるようになっている。また、切換機構 3 を加熱運転状態にしている際には、利用側熱交換器 6 において冷却された高圧の冷媒が、ブリッジ回路 1 7 の入口逆止弁 1 7 b、レシーバ入口管 1 8 a の第 1 膨張機構 5 a、レシーバ 1 8、レシーバ出口管 1 8 b の第 2 膨張機構 5 b 及びブリッジ回路 1 7 の出口逆止弁 1 7 d

を通じて、熱源側熱交換器 4 に送ることができるようになっている。

[0033] 中間熱交換器 7 は、中間冷媒管 8 に設けられており、本実施形態において、冷房運転時に、前段側の圧縮要素 2 c から吐出されて圧縮要素 2 d に吸入される冷媒の冷却器として機能させることが可能な熱交換器である。中間熱交換器 7 は、水や空気を熱源（ここでは、冷却源）とする熱交換器である。このように、中間熱交換器 7 は、冷媒回路 10 を循環する冷媒を用いたものではないという意味で、外部熱源を用いた冷却器ということができる。

また、中間冷媒管 8 には、中間熱交換器 7 をバイパスするように、中間熱交換器バイパス管 9 が接続されている。この中間熱交換器バイパス管 9 は、中間熱交換器 7 を流れる冷媒の流量を制限する冷媒管である。そして、中間熱交換器バイパス管 9 には、中間熱交換器バイパス開閉弁 11 が設けられている。中間熱交換器バイパス開閉弁 11 は、本実施形態において、電磁弁である。この中間熱交換器バイパス開閉弁 11 は、本実施形態において、基本的には、切換機構 3 を冷却運転状態にしている際に閉め、切換機構 3 を加熱運転状態にしている際に開ける制御がなされる。すなわち、中間熱交換器バイパス開閉弁 11 は、冷房運転を行う際に閉め、暖房運転を行う際に開ける制御がなされる。

[0034] また、中間冷媒管 8 には、中間熱交換器バイパス管 9 の前段側の圧縮要素 2 c 側端との接続部から中間熱交換器 7 の前段側の圧縮要素 2 c 側端までの部分に、中間熱交換器開閉弁 12 が設けられている。この中間熱交換器開閉弁 12 は、中間熱交換器 7 を流れる冷媒の流量を制限する機構である。中間熱交換器開閉弁 12 は、本実施形態において、電磁弁である。この中間熱交換器開閉弁 12 は、本実施形態において、基本的には、切換機構 3 を冷却運転状態にしている際に開け、切換機構 3 を加熱運転状態にしている際に閉める制御がなされる。すなわち、中間熱交換器開閉弁 12 は、冷房運転を行う際に開け、暖房運転を行う際に閉める制御がなされる。

また、中間冷媒管 8 には、前段側の圧縮要素 2 c の吐出側から後段側の圧縮要素 2 d の吸入側への冷媒の流れを許容し、かつ、後段側の圧縮要素 2 d

の吸入側から前段側の圧縮要素 2 c の吐出側への冷媒の流れを遮断するための逆止機構 1 5 が設けられている。逆止機構 1 5 は、本実施形態において、逆止弁である。尚、逆止機構 1 5 は、本実施形態において、中間冷媒管 8 の中間熱交換器 7 の後段側の圧縮要素 2 d 側端から中間熱交換器バイパス管 9 の後段側の圧縮要素 2 d 側端との接続部までの部分に設けられている。

[0035] 液インジェクション管 1 8 h は、第 1 後段側インジェクション管 1 8 c を使用している際、すなわち、気液分離器としてのレシーバ 1 8 による中間圧インジェクションを行っている際に、冷媒の放熱器として機能する熱源側熱交換器 4 又は利用側熱交換器 6 とレシーバ 1 8 との間から冷媒を分岐して後段側の圧縮要素 2 d に戻すための第 2 後段側インジェクション管として機能する冷媒管であり、ここでは、レシーバ入口管 1 8 a の第 1 膨張機構 5 a の上流側の部分と、中間冷媒管 8 （すなわち、圧縮機構 2 の後段側の圧縮要素 2 d の吸入側）とを接続するように設けられている。ここで、第 1 後段側インジェクション管 1 8 c と液インジェクション管 1 8 h とは、中間冷媒管 8 側の部分（より具体的には、第 1 後段側インジェクション管 1 8 c の第 1 後段側インジェクション開閉弁 1 8 d 及び第 1 後段側インジェクション逆止機構 1 8 e が設けられた部分から中間冷媒管 8 との接続部分まで）が一体となっている。また、この液インジェクション管 1 8 h には、第 2 後段側インジェクション弁としての液インジェクション弁 1 8 i が設けられている。液インジェクション弁 1 8 i は、開度制御が可能な弁であり、本実施形態において、電動膨張弁である。

[0036] このように、本実施形態の空気調和装置 1 は、冷却運転と加熱運転とを切り換え可能で、かつ、気液分離器としてのレシーバ 1 8 による中間圧インジェクションが可能な冷媒回路 1 0 を有する二段圧縮式冷凍サイクルを行う構成において、中間熱交換器 7 及び中間熱交換器バイパス管 9 を設けることで、冷房運転時には、前段側の圧縮要素 2 c から吐出されて後段側の圧縮要素 2 d に吸入される冷媒を中間熱交換器 7 によって冷却し、暖房運転時には、前段側の圧縮要素 2 c から吐出されて後段側の圧縮要素 2 d に吸入される冷

媒が中間熱交換器 7 によって冷却されないようにするとともに、第 1 後段側インジェクション管 18 c を使用している際に、放熱器としての熱源側熱交換器 4 又は利用側熱交換器 6 とレシーバ 18 との間から冷媒を分岐して後段側の圧縮要素 2 d に戻す第 2 後段側インジェクション管としての液インジェクション管 18 h をさらに設けることで、後述のインジェクション量最適化制御を行うようにしている。

[0037] さらに、空気調和装置 1 には、各種のセンサが設けられている。具体的には、中間冷媒管 8 には、中間冷媒管 8 を流れる冷媒の圧力である冷凍サイクルにおける中間圧を検出する中間圧力センサ 5 4 が設けられている。中間冷媒管 8 には、第 1 後段側インジェクション管 18 c が接続された部分よりも後段側の圧縮要素 2 d 側の位置に、後段側の圧縮要素 2 d の吸入側における冷媒の温度を検出する中間温度センサ 5 6 が設けられている。また、空気調和装置 1 は、ここでは図示しないが、圧縮機構 2、切換機構 3、膨張機構 5 a、5 b、中間熱交換器バイパス開閉弁 1 1、中間熱交換器開閉弁 1 2、第 1 後段側インジェクション開閉弁 1 8 d、液インジェクション弁 1 8 i と、第 1 吸入戻し開閉弁 1 8 g 等の空気調和装置 1 を構成する各部の動作を制御する制御部を有している。

(2) 空気調和装置の動作

次に、本実施形態の空気調和装置 1 の動作について、図 1～図 8 を用いて説明する。ここで、図 2 は、冷房運転時における空気調和装置 1 内の冷媒の流れを示す図であり、図 3 は、冷房運転時の冷凍サイクルが図示された圧力－エンタルピ線図であり、図 4 は、冷房運転時の冷凍サイクルが図示された温度－エントロピ線図であり、図 5 は、暖房運転時における空気調和装置 1 内の冷媒の流れを示す図であり、図 6 は、暖房運転時の冷凍サイクルが図示された圧力－エンタルピ線図であり、図 7 は、暖房運転時の冷凍サイクルが図示された温度－エントロピ線図であり、図 8 は、インジェクション比と冷房運転時における成績係数比又は暖房運転時における成績係数比との関係を示す図である。尚、以下の冷房運転及び暖房運転における運転制御は、上述

の制御部（図示せず）によって行われる。また、以下の説明において、「高圧」とは、冷凍サイクルにおける高圧（すなわち、図３、図４の点D、D'、Eにおける圧力や図６、７の点D、D'、Fにおける圧力を意味し、「低圧」とは、冷凍サイクルにおける低圧（すなわち、図３、４の点A、Fにおける圧力や図６、７の点A、Eにおける圧力）を意味し、「中間圧」とは、冷凍サイクルにおける中間圧（すなわち、図３、４、６、７の点B、C、C'、G、G'、I、L、M、Xにおける圧力）を意味している。

[0038] <冷房運転>

冷房運転時は、切換機構３が図１及び図２の実線で示される冷却運転状態とされる。また、第１膨張機構５a及び第２膨張機構５bは、開度調節される。そして、切換機構３が冷却運転状態となるため、中間冷媒管８の中間熱交換器開閉弁１２が開けられ、そして、中間熱交換器バイパス管９の中間熱交換器バイパス開閉弁１１が閉められることによって、中間熱交換器７が冷却器として機能する状態にされる。さらに、第１後段側インジェクション開閉弁１８dは、開状態にされ、液インジェクション弁１８iは、開度調節される。より具体的には、本実施形態において、液インジェクション弁１８iは、後段側の圧縮要素２dの吸入における冷媒（すなわち、前段側の圧縮要素２cから吐出され、中間熱交換器７を通過し、第１後段側インジェクション管１８c及び第２後段側インジェクション管としての液インジェクション管１８hを通じて後段側の圧縮要素２dに戻される冷媒と合流した後の冷媒）の過熱度SHが冷房運転時における目標値SHC（図４参照）になるように、液インジェクション管１８hを通じて後段側の圧縮要素２dに戻される冷媒の流量を制御する、いわゆる過熱度制御がなされるようになっている。本実施形態において、後段側の圧縮要素２dの吸入における冷媒の過熱度SHCは、中間圧力センサ５４により検出される中間圧を飽和温度に換算し、中間温度センサ５６により検出される冷媒温度からこの冷媒の飽和温度値を差し引くことによって得られる。このように、本実施形態の冷房運転時には、後段側の圧縮要素２dの吸入における冷媒の過熱度SHが目標値S

H Cになるように、後段側インジェクション管（ここでは、第1後段側インジェクション管18c及び液インジェクション管18h）を通じて後段側の圧縮要素2dに戻される冷媒の流量を制御するようになっている。

- [0039] この冷媒回路10の状態において、低圧の冷媒（図1～図4の点A参照）は、吸入管2aから圧縮機構2に吸入され、まず、圧縮要素2cによって中間圧まで圧縮された後に、中間冷媒管8に吐出される（図1～図4の点B参照）。この前段側の圧縮要素2cから吐出された中間圧の冷媒は、中間熱交換器7において、冷却源としての水や空気と熱交換を行うことで冷却される（図1～図4の点C参照）。この中間熱交換器7において冷却された冷媒は、レシーバ18から第1後段側インジェクション管18c及び液インジェクション管18hを通じて後段側の圧縮機構2dに戻される冷媒（図1～図4の点M、点X参照）と合流することでさらに冷却される（図1～図4の点G参照）。次に、第1後段側インジェクション管18c及び液インジェクション管18hから戻る冷媒と合流した（すなわち、気液分離器としてのレシーバ18及び液インジェクション管18hによる中間圧インジェクションが行われた）中間圧の冷媒は、圧縮要素2cの後段側に接続された圧縮要素2dに吸入されてさらに圧縮されて、圧縮機構2から吐出管2bに吐出される（図1～図4の点D参照）。ここで、圧縮機構2から吐出された高圧の冷媒は、圧縮要素2c、2dによる二段圧縮動作によって、臨界圧力（すなわち、図3に示される臨界点CPにおける臨界圧力 P_{cp} ）を超える圧力まで圧縮されている。そして、この圧縮機構2から吐出された高圧の冷媒は、油分離機構41を構成する油分離器41aに流入し、同伴する冷凍機油が分離される。また、油分離器41aにおいて高圧の冷媒から分離された冷凍機油は、油分離機構41を構成する油戻し管41bに流入し、油戻し管41bに設けられた減圧機構41cで減圧された後に圧縮機構2の吸入管2aに戻されて、再び、圧縮機構2に吸入される。次に、油分離機構41において冷凍機油が分離された後の高圧の冷媒は、逆止機構42及び切換機構3を通じて、冷媒の放熱器として機能する熱源側熱交換器4に送られる。そして、熱源側熱

交換器 4 に送られた高圧の冷媒は、熱源側熱交換器 4 において、冷却源としての水や空気と熱交換を行って冷却される（図 1 ～図 4 の点 E 参照）。そして、熱源側熱交換器 4 において冷却された高圧の冷媒は、ブリッジ回路 17 の入口逆止弁 17 a を通じてレシーバ入口管 18 a に流入し、その一部が液インジェクション管 18 h に分岐される。そして、液インジェクション管 18 h を流れる冷媒は、液インジェクション弁 18 i において中間圧付近まで減圧された後に（図 1 ～図 4 の点 X 参照）、上述のように、前段側の圧縮要素 2 c から吐出された中間圧の冷媒に合流することになる。そして、液インジェクション管 18 h で分岐された後の高圧の冷媒は、第 1 膨張機構 5 a によって中間圧付近まで減圧されてレシーバ 18 内に一時的に溜められるとともに気液分離が行われる（図 1 ～図 4 の点 I、L、M 参照）。そして、レシーバ 18 において気液分離されたガス冷媒は、第 1 後段側インジェクション管 18 c によってレシーバ 18 の上部から抜き出されて、上述のように、前段側の圧縮要素 2 c から吐出された中間圧の冷媒に合流することになる。そして、レシーバ 18 内に溜められた液冷媒は、レシーバ出口管 18 b に送られて、第 2 膨張機構 5 b によって減圧されて低圧の気液二相状態の冷媒となり、ブリッジ回路 17 の出口逆止弁 17 c を通じて、冷媒の蒸発器として機能する利用側熱交換器 6 に送られる（図 1 ～図 4 の点 F 参照）。そして、利用側熱交換器 6 に送られた低圧の気液二相状態の冷媒は、加熱源としての水や空気と熱交換を行って加熱されて、蒸発することになる（図 1 ～図 4 の点 A 参照）。そして、この利用側熱交換器 6 において加熱された低圧の冷媒は、切換機構 3 を経由して、再び、圧縮機構 2 に吸入される。このようにして、冷房運転が行われる。

[0040] このように、本実施形態の空気調和装置 1（冷凍装置）では、第 1 後段側インジェクション管 18 c 及び液インジェクション管 18 h を設けて、熱源側熱交換器 4 において放熱した冷媒を分岐して後段側の圧縮要素 2 d に戻す気液分離器としてのレシーバ 18 や液インジェクション管 18 h による中間圧インジェクションを行うことによる後段側の圧縮要素 2 d に吸入される冷

媒の冷却効果に加えて、前段側の圧縮要素 2 c から吐出された冷媒を後段側の圧縮要素 2 d に吸入させるための中間冷媒管 8 に中間熱交換器 7 を設けて、冷房運転時において、中間熱交換器開閉弁 1 2 を開け、また、中間熱交換器バイパス開閉弁 1 1 を閉めることによって、中間熱交換器 7 を冷却器として機能する状態にしているため、中間熱交換器 7 による後段側の圧縮要素 2 d に吸入される冷媒の冷却効果が加わり、中間熱交換器 7 を設けない場合や中間熱交換器 7 を使用しない場合（この場合には、図 3、図 4 において、点 A → 点 B → 点 G' → 点 D' → 点 E → 点 I、X → 点 L → 点 F の順で冷凍サイクルが行われる）に比べて、圧縮要素 2 c の後段側の圧縮要素 2 d に吸入される冷媒の温度が低下し（図 4 の点 G、G' 参照）、最終的に圧縮機構 2 から吐出される冷媒の温度を低く抑えることができる（図 4 の点 D、D' 参照）。これにより、この空気調和装置 1 では、冷房運転時において、冷媒の放熱器として機能する熱源側熱交換器 4 における放熱ロスが小さくなるため、中間圧インジェクションだけの場合に比べて、運転効率をさらに向上させることができる。

[0041] しかも、本実施形態の空気調和装置 1 では、気液分離器としてのレシーバ 1 8 による中間圧インジェクションを採用していることから、レシーバ 1 8 に流入する冷媒の液ガス比によって第 1 後段側インジェクション管 1 8 c を通じて後段側の圧縮要素 2 d に戻ることができる冷媒の流量が決まってしまう、第 1 後段側インジェクション管 1 8 c を通じて後段側の圧縮要素 2 d に戻す冷媒の流量を積極的に制御することが困難であるため、第 1 後段側インジェクション管 1 8 c に加えて、液インジェクション管 1 8 h を設けるようにしている。これにより、この空気調和装置 1 では、この液インジェクション管 1 8 h の液インジェクション弁 1 8 i の開度調節によって、第 1 後段側インジェクション管 1 8 c 及び液インジェクション管 1 8 h を通じて後段側の圧縮要素 2 d に戻る冷媒の流量を積極的に制御することが可能になり、後段側の圧縮要素 2 d の吸入における冷媒の過熱度 S_H を冷房運転時における目標値 S_HC で一定にすることができる。ここで、本実施形態の空気調和装

置 1 では、圧縮機構 2 から吐出される冷媒の流量に対する後段側インジェクション管（ここでは、第 1 後段側インジェクション管 18 c 及び第 2 後段側インジェクション管としての液インジェクション管 18 h の両方）を通じて後段側の圧縮要素 2 d に戻される冷媒の流量の比であるインジェクション比と成績係数比（インジェクション比が 0.20 の場合における成績係数を 1 として他のインジェクション比における成績係数を表した値）との間に、図 8 に示されるような関係があり、冷房運転時における成績係数が最大になる最適インジェクション比が 0.3 ~ 0.4 となっている。このため、本実施形態では、冷房運転時における最適インジェクション比に対応するように、後段側の圧縮要素 2 d の吸入における冷媒の過熱度 S_H の冷房運転時の目標値 S_{HC} を設定して、液インジェクション弁 18 i の開度調節を行うことで、冷房運転時における成績係数の最大付近にすることができる。

[0042] <暖房運転>

暖房運転時は、切換機構 3 が図 1 及び図 5 の破線で示される加熱運転状態とされる。また、第 1 膨張機構 5 a 及び第 2 膨張機構 5 b は、開度調節される。そして、切換機構 3 が加熱運転状態となるため、中間冷媒管 8 の中間熱交換器開閉弁 12 が閉められ、そして、中間熱交換器バイパス管 9 の中間熱交換器バイパス開閉弁 11 が開けられることによって、中間熱交換器 7 が冷却器として機能しない状態にされる。さらに、第 1 後段側インジェクション開閉弁 18 d は、開状態にされ、液インジェクション弁 18 i は、冷房運転時と同様の開度調節がなされる。ここで、後段側の圧縮要素 2 d の吸入における冷媒の過熱度 S_H の暖房運転時における目標値を S_{HH}（図 7 参照）とする。

この冷媒回路 10 の状態において、低圧の冷媒（図 1、図 5 ~ 図 7 の点 A 参照）は、吸入管 2 a から圧縮機構 2 に吸入され、まず、圧縮要素 2 c によって中間圧まで圧縮された後に、中間冷媒管 8 に吐出される（図 1、図 5 ~ 図 7 の点 B 参照）。この前段側の圧縮要素 2 c から吐出された中間圧の冷媒は、上述の冷房運転時とは異なり、中間熱交換器 7 を通過せずに（すなわち

、冷却されることなく）、中間熱交換器バイパス管 9 を通過する（図 1、図 5～図 7 の点 C 参照）。この中間熱交換器 7 によって冷却されることなく中間熱交換器バイパス管 9 を通過した中間圧の冷媒は、レシーバ 18 から第 1 後段側インジェクション管 18 c 及び液インジェクション管 18 h を通じて後段側の圧縮機構 2 d に戻される冷媒（図 1、図 5～図 7 の点 M、点 X 参照）と合流することで冷却される（図 1、図 5～図 7 の点 G 参照）。次に、第 1 後段側インジェクション管 18 c 及び液インジェクション管 18 h から戻る冷媒と合流した（すなわち、気液分離器としてのレシーバ 18 及び液インジェクション管 18 h による中間圧インジェクションが行われた）中間圧の冷媒は、圧縮要素 2 c の後段側に接続された圧縮要素 2 d に吸入されてさらに圧縮されて、圧縮機構 2 から吐出管 2 b に吐出される（図 1、図 5～図 7 の点 D 参照）。ここで、圧縮機構 2 から吐出された高圧の冷媒は、圧縮要素 2 c、2 d による二段圧縮動作によって、臨界圧力（すなわち、図 6 に示される臨界点 CP における臨界圧力 P_{cp} ）を超える圧力まで圧縮されている。そして、この圧縮機構 2 から吐出された高圧の冷媒は、油分離機構 4 1 を構成する油分離器 4 1 a に流入し、同伴する冷凍機油が分離される。また、油分離器 4 1 a において高圧の冷媒から分離された冷凍機油は、油分離機構 4 1 を構成する油戻し管 4 1 b に流入し、油戻し管 4 1 b に設けられた減圧機構 4 1 c で減圧された後に圧縮機構 2 の吸入管 2 a に戻されて、再び、圧縮機構 2 に吸入される。次に、油分離機構 4 1 において冷凍機油が分離された後の高圧の冷媒は、逆止機構 4 2 及び切換機構 3 を通じて、冷媒の放熱器として機能する利用側熱交換器 6 に送られて、冷却源としての水や空気と熱交換を行って冷却される（図 1、図 5～図 7 の点 F 参照）。そして、利用側熱交換器 6 において冷却された高圧の冷媒は、ブリッジ回路 17 の入口逆止弁 17 b を通じてレシーバ入口管 18 a に流入し、その一部が液インジェクション管 18 h に分岐される。そして、液インジェクション管 18 h を流れる冷媒は、液インジェクション弁 18 i において中間圧付近まで減圧された後に（図 1、図 5～図 7 の点 X 参照）、上述のように、前段側の圧縮要素 2

cから吐出された中間圧の冷媒に合流することになる。そして、液インジェクション管18hで分岐された後の高圧の冷媒は、第1膨張機構5aによって中間圧付近まで減圧されてレシーバ18内に一時的に溜められるとともに気液分離が行われる(図1、図5～図7の点I、L、M参照)。そして、レシーバ18において気液分離されたガス冷媒は、第1後段側インジェクション管18cによってレシーバ18の上部から抜き出されて、上述のように、前段側の圧縮要素2cから吐出された中間圧の冷媒に合流することになる。そして、レシーバ18内に溜められた液冷媒は、レシーバ出口管18bに送られて、第2膨張機構5bによって減圧されて低圧の気液二相状態の冷媒となり、ブリッジ回路17の出口逆止弁17dを通じて、冷媒の蒸発器として機能する熱源側熱交換器4に送られる(図1、図5～図7の点E参照)。そして、熱源側熱交換器4に送られた低圧の気液二相状態の冷媒は、熱源側熱交換器4において、加熱源としての水や空気と熱交換を行って加熱されて、蒸発することになる(図1、図5～図7の点A参照)。そして、この熱源側熱交換器4において加熱されて蒸発した低圧の冷媒は、切換機構3を経由して、再び、圧縮機構2に吸入される。このようにして、暖房運転が行われる。

[0043] このように、本実施形態の空気調和装置1(冷凍装置)では、前段側の圧縮要素2cから吐出された冷媒を後段側の圧縮要素2dに吸入させるための中間冷媒管8に設けられた中間熱交換器7を、暖房運転時において、中間熱交換器開閉弁12を閉め、また、中間熱交換器バイパス開閉弁11を開けることによって、中間熱交換器7を冷却器として機能しない状態にしているため、熱源側熱交換器4において放熱した冷媒を分岐して後段側の圧縮要素2dに戻す気液分離器としてのレシーバ18や液インジェクション管18hによる中間圧インジェクションを行うことによる後段側の圧縮要素2dに吸入される冷媒の冷却効果だけになり、中間熱交換器開閉弁12や中間熱交換器バイパス開閉弁11を設けずに中間熱交換器7だけを設けた場合や上述の冷房運転と同様に中間熱交換器7を冷却器として機能させた場合(この場合に

は、図6、図7において、点A→点B→点C'→点G'→点D'→点F→点I、X→点L→点Eの順で冷凍サイクルが行われる)に比べて、中間熱交換器7から外部への放熱が防止され、後段側の圧縮要素2dに吸入される冷媒の温度の低下が抑えられ(図7の点G、G'参照)、最終的に圧縮機構2から吐出される冷媒の温度の低下を抑えることができる(図7の点D、D'参照)。これにより、この空気調和装置1では、暖房運転時において、外部への放熱を抑えて、冷媒の放熱器として機能する利用側熱交換器6において利用できるようにして、運転効率の低下を防ぐことができる。

[0044] しかし、上述のように、後段側インジェクション管(ここでは、第1後段側インジェクション管18cや液インジェクション管18h)を用いた中間圧インジェクションの構成に加えて、中間熱交換器7及び中間熱交換器バイパス管9を設け、暖房運転時に、前段側の圧縮要素2cから吐出されて後段側の圧縮要素2dに吸入される冷媒が中間熱交換器7によって冷却されないようにすると、中間熱交換器7による後段側の圧縮要素2dに吸入される冷媒の冷却効果が得られないため、その分だけ暖房運転時における成績係数が向上しないという問題がある。

そこで、本実施形態の空気調和装置1では、インジェクション比が、冷房運転時よりも暖房運転時のほうが大きくなるように、後段側インジェクション管(ここでは、第1後段側インジェクション管18c及び液インジェクション管18h)を通じて後段側の圧縮要素2dに戻される冷媒の流量を制御するインジェクション量最適化制御を行うようにしている。

[0045] より具体的には、本実施形態において、インジェクション量最適化制御は、暖房運転時における過熱度SHの目標値SHHが冷房運転時における過熱度の目標値SHC以下になるように設定することで、液インジェクション弁18iの開度を冷房運転時よりも大きくなるようにして、液インジェクション管18hを通じて後段側の圧縮要素2dに戻される冷媒の流量(すなわち、第1後段側インジェクション管18c及び第2後段側インジェクション管としての液インジェクション管18hを流れる冷媒の合計流量)を増加させ

ることで、インジェクション比を冷房運転時よりも暖房運転時のほうが大きくなるようにしている。これにより、この空気調和装置 1 では、後段側インジェクション管（ここでは、第 1 後段側インジェクション管 18 c 及び液インジェクション管 18 h）を用いた中間圧インジェクションによる後段側の圧縮要素 2 d に吸入される冷媒の冷却効果が、冷房運転時よりも暖房運転時のほうが大きくなるため、中間熱交換器 7 による後段側の圧縮要素 2 d に吸入される冷媒の冷却効果のない暖房運転時においても、外部への放熱を抑えながら、圧縮機構 2 から吐出される冷媒の温度（図 7 の点 D 参照）をさらに低く抑えることができ、成績係数を向上させることができる。

- [0046] ここで、成績係数が最大になる最適インジェクション比は、図 8 に示されるように、冷房運転時における最適インジェクション比（0.3～0.4）よりも暖房運転時における最適インジェクション比（0.35～0.45）のほうが大きくなる傾向にあり、この傾向は、暖房運転時に中間熱交換器 7 を使用しないことが起因しているものと考えられる。すなわち、この空気調和装置 1 では、暖房運転時において、中間圧インジェクションのみによって後段側の圧縮要素 2 d に吸入される冷媒を冷却していることから、中間熱交換器 7 と中間圧インジェクションとを併用している冷房運転時に比べて、中間熱交換器 7 による冷却効果に相当する分だけ、暖房運転時における最適インジェクション比が大きくなっているものと考えられる。このため、本実施形態においては、暖房運転時における過熱度 S_H の目標値 S_{HH} （図 7 参照）を冷房運転時における過熱度 S_H の目標値 S_{HC} と同じ値に設定することで、暖房運転時においても、後段側の圧縮要素 2 d に吸入される冷媒を、暖房運転時は中間圧インジェクションによって、中間熱交換器 7 及び中間圧インジェクションにより冷媒を冷却する冷房運転時と同じ過熱度 S_H まで冷却するようにして、中間熱交換器 7 による冷却効果に相当する分だけ冷房運転時よりも暖房運転時におけるインジェクション比が大きくなるようにすることが好ましい。これにより、この空気調和装置 1 では、上述のように、冷房運転時における過熱度 S_H の目標値 S_{HC} を冷房運転時の成績係数が最大に

なる最適インジェクション比に対応する値付近に設定している場合には、暖房運転時においても、暖房運転時の成績係数が最大になる最適インジェクション比に近づくようになり、冷房運転及び暖房運転の両方において、成績係数が最大になる最適インジェクション比で中間圧インジェクションを行うことができる。

[0047] (3) 変形例 1

上述の実施形態では、切換機構 3 によって冷房運転と暖房運転とを切換可能に構成された空気調和装置 1 において、気液分離器としてのレシーバ 18 による中間圧インジェクションを行うための第 1 後段側インジェクション管 18c を設けて、気液分離器としてのレシーバ 18 による中間圧インジェクションを行うようにしているが、このレシーバ 18 による中間圧インジェクションに代えて、第 3 後段側インジェクション管 19 及びエコノマイザ熱交換器 20 を設けて、エコノマイザ熱交換器 20 による中間圧インジェクションを行うようにすることが考えられる。

例えば、図 9 に示されるように、上述の実施形態において、第 1 後段側インジェクション管 18c に代えて、第 3 後段側インジェクション管 19、及び、エコノマイザ熱交換器 20 が設けられた冷媒回路 110 にすることができる。

[0048] ここで、第 3 後段側インジェクション管 19 は、熱源側熱交換器 4 又は利用側熱交換器 6 において冷却された冷媒を分岐して圧縮機構 2 の後段側の圧縮要素 2d に戻す機能を有している。本変形例において、第 3 後段側インジェクション管 19 は、レシーバ入口管 18a を流れる冷媒を分岐して後段側の圧縮要素 2d の吸入側に戻すように設けられている。より具体的には、第 3 後段側インジェクション管 19 は、レシーバ入口管 18a の第 1 膨張機構 5a の上流側の位置（すなわち、切換機構 3 を冷却運転状態にしている際には、熱源側熱交換器 4 と第 1 膨張機構 5a との間、また、切換機構 3 を加熱運転状態にしている際には、利用側熱交換器 6 と第 1 膨張機構 5a との間）から冷媒を分岐して中間冷媒管 8 の中間熱交換器 7 の下流側の位置に戻すよ

うに設けられている。この第3後段側インジェクション管19には、開度制御が可能な第3後段側インジェクション弁19aが設けられている。第3後段側インジェクション弁19aは、本変形例において、電動膨張弁である。

[0049] また、エコノマイザ熱交換器20は、熱源側熱交換器4又は利用側熱交換器6において放熱した冷媒と第3後段側インジェクション管19を流れる冷媒（より具体的には、第3後段側インジェクション弁19aにおいて中間圧付近まで減圧された後の冷媒）との熱交換を行う熱交換器である。本変形例において、エコノマイザ熱交換器20は、レシーバ入口管18aの第1膨張機構5aの上流側の位置（すなわち、切換機構3を冷却運転状態にしている際には、熱源側熱交換器4と第1膨張機構5aとの間、また、切換機構3を加熱運転状態にしている際には、利用側熱交換器6と第1膨張機構5aとの間）を流れる冷媒と第3後段側インジェクション管19を流れる冷媒との熱交換を行うように設けられており、また、両冷媒が対向するように流れる流路を有している。また、本変形例において、エコノマイザ熱交換器20は、レシーバ入口管18aの第3後段側インジェクション管19の上流側に設けられている。このため、熱源側熱交換器4又は利用側熱交換器6において放熱した冷媒は、レシーバ入口管18aにおいて、エコノマイザ熱交換器20において熱交換される前に第3後段側インジェクション管19に分岐され、その後に、エコノマイザ熱交換器20において、第3後段側インジェクション管19を流れる冷媒と熱交換を行うことになる。

[0050] また、上述の実施形態においては、第1後段側インジェクション管18cを通じて後段側の圧縮要素2dに戻す冷媒の流量を積極的に制御することが困難であることを考慮して、液インジェクション管18hを設けて、第1後段側インジェクション管18c及び液インジェクション管18hを通じて後段側の圧縮要素2dに戻る冷媒の流量を積極的に制御することができるようにしているが、本変形例においては、第3後段側インジェクション管19及びエコノマイザ熱交換器20を用いたエコノマイザ熱交換器20による中間圧インジェクションを行う構成を採用しており、第3後段側インジェクシ

ン管 19 を通じて後段側の圧縮要素 2 d に戻る冷媒の流量を積極的に制御することができるため、上述の実施形態とは異なり、液インジェクション管 18 h を省略している。

次に、本変形例の空気調和装置 1 の動作について、図 9 ～図 15 を用いて説明する。ここで、図 10 は、冷房運転時における空気調和装置 1 内の冷媒の流れを示す図であり、図 11 は、冷房運転時の冷凍サイクルが図示された圧カ-エンタルピ線図であり、図 12 は、冷房運転時の冷凍サイクルが図示された温度-エントロピ線図であり、図 13 は、暖房運転時における空気調和装置 1 内の冷媒の流れを示す図であり、図 14 は、暖房運転時の冷凍サイクルが図示された圧カ-エンタルピ線図であり、図 15 は、暖房運転時の冷凍サイクルが図示された温度-エントロピ線図である。尚、以下の冷房運転及び暖房運転における運転制御は、上述の制御部（図示せず）によって行われる。また、以下の説明において、「高圧」とは、冷凍サイクルにおける高圧（すなわち、図 11、12 の点 D、D'、E、H における圧力や図 14、15 の点 D、D'、F、H における圧力を意味し、「低圧」とは、冷凍サイクルにおける低圧（すなわち、図 11、12 の点 A、F における圧力や図 14、15 の点 A、E における圧力）を意味し、「中間圧」とは、冷凍サイクルにおける中間圧（すなわち、図 11、12、14、15 の点 B、C、C'、G、G'、J、K における圧力）を意味している。

[0051] <冷房運転>

冷房運転時は、切換機構 3 が図 9 及び図 10 の実線で示される冷却運転状態とされる。また、第 1 膨張機構 5 a 及び第 2 膨張機構 5 b は、開度調節される。そして、切換機構 3 が冷却運転状態となるため、中間冷媒管 8 の中間熱交換器開閉弁 12 が開けられ、そして、中間熱交換器バイパス管 9 の中間熱交換器バイパス開閉弁 11 が閉められることによって、中間熱交換器 7 が冷却器として機能する状態にされる。さらに、第 3 後段側インジェクション弁 19 a は、開度調節される。より具体的には、本変形例において、第 3 後段側インジェクション弁 19 a は、後段側の圧縮要素 2 d の吸入における冷

媒（すなわち、前段側の圧縮要素 2 c から吐出され、中間熱交換器 7 を通過し、第 3 後段側インジェクション管 1 9 を通じて後段側の圧縮要素 2 d に戻される冷媒と合流した後の冷媒）の過熱度 S_H が冷房運転時における目標値 S_{HC} （図 1 2 参照）になるように、第 3 後段側インジェクション管 1 9 を通じて後段側の圧縮要素 2 d に戻される冷媒の流量を制御する、いわゆる過熱度制御がなされるようになっている。本変形例において、後段側の圧縮要素 2 d の吸入における冷媒の過熱度 S_{HC} は、中間圧力センサ 5 4 により検出される中間圧を飽和温度に換算し、中間温度センサ 5 6 により検出される冷媒温度からこの冷媒の飽和温度値を差し引くことによって得られる。このように、本変形例の冷房運転時においては、後段側の圧縮要素 2 d の吸入における冷媒の過熱度 S_H が目標値 S_{HC} になるように、第 3 後段側インジェクション管 1 9 を通じて後段側の圧縮要素 2 d に戻される冷媒の流量を制御するようになっている。

- [0052] この冷媒回路 1 1 0 の状態において、低圧の冷媒（図 9 ～図 1 2 の点 A 参照）は、吸入管 2 a から圧縮機構 2 に吸入され、まず、圧縮要素 2 c によって中間圧まで圧縮された後に、中間冷媒管 8 に吐出される（図 9 ～図 1 2 の点 B 参照）。この前段側の圧縮要素 2 c から吐出された中間圧の冷媒は、中間熱交換器 7 において、冷却源としての水や空気と熱交換を行うことで冷却される（図 9 ～図 1 2 の点 C 参照）。この中間熱交換器 7 において冷却された冷媒は、第 3 後段側インジェクション管 1 9 から後段側の圧縮機構 2 d に戻される冷媒（図 9 ～図 1 2 の点 K 参照）と合流することでさらに冷却される（図 9 ～図 1 2 の点 G 参照）。次に、第 3 後段側インジェクション管 1 9 から戻る冷媒と合流した（すなわち、エコマイザ熱交換器 2 0 による中間圧インジェクションが行われた）中間圧の冷媒は、圧縮要素 2 c の後段側に接続された圧縮要素 2 d に吸入されてさらに圧縮されて、圧縮機構 2 から吐出管 2 b に吐出される（図 9 ～図 1 2 の点 D 参照）。ここで、圧縮機構 2 から吐出された高圧の冷媒は、圧縮要素 2 c、2 d による二段圧縮動作によって、臨界圧力（すなわち、図 1 1 に示される臨界点 C P における臨界圧力 P

c p) を超える圧力まで圧縮されている。そして、この圧縮機構 2 から吐出された高圧の冷媒は、油分離機構 4 1 を構成する油分離器 4 1 a に流入し、同伴する冷凍機油が分離される。また、油分離器 4 1 a において高圧の冷媒から分離された冷凍機油は、油分離機構 4 1 を構成する油戻し管 4 1 b に流入し、油戻し管 4 1 b に設けられた減圧機構 4 1 c で減圧された後に圧縮機構 2 の吸入管 2 a に戻されて、再び、圧縮機構 2 に吸入される。次に、油分離機構 4 1 において冷凍機油が分離された後の高圧の冷媒は、逆止機構 4 2 及び切換機構 3 を通じて、冷媒の放熱器として機能する熱源側熱交換器 4 に送られる。そして、熱源側熱交換器 4 に送られた高圧の冷媒は、熱源側熱交換器 4 において、冷却源としての水や空気と熱交換を行って冷却される（図 9～図 12 の点 E 参照）。そして、熱源側熱交換器 4 において冷却された高圧の冷媒は、ブリッジ回路 1 7 の入口逆止弁 1 7 a を通じてレシーバ入口管 1 8 a に流入し、その一部が第 3 後段側インジェクション管 1 9 に分岐される。そして、第 3 後段側インジェクション管 1 9 を流れる冷媒は、第 3 後段側インジェクション弁 1 9 a において中間圧付近まで減圧された後に、エコノマイザ熱交換器 2 0 に送られる（図 9～図 12 の点 J 参照）。また、第 3 後段側インジェクション管 1 9 に分岐された後の冷媒は、エコノマイザ熱交換器 2 0 に流入し、第 3 後段側インジェクション管 1 9 を流れる冷媒と熱交換を行って冷却される（図 9～図 12 の点 H 参照）。一方、第 3 後段側インジェクション管 1 9 を流れる冷媒は、放熱器としての熱源側熱交換器 4 において冷却された高圧の冷媒と熱交換を行って加熱されて（図 9～図 12 の点 K 参照）、上述のように、前段側の圧縮要素 2 c から吐出された中間圧の冷媒に合流することになる。そして、エコノマイザ熱交換器 2 0 において冷却された高圧の冷媒は、第 1 膨張機構 5 a によって飽和圧力付近まで減圧されてレシーバ 1 8 内に一時的に溜められる（図 9 及び図 10 の点 I 参照）。そして、レシーバ 1 8 内に溜められた冷媒は、レシーバ出口管 1 8 b に送られて、第 2 膨張機構 5 b によって減圧されて低圧の気液二相状態の冷媒となり、ブリッジ回路 1 7 の出口逆止弁 1 7 c を通じて、冷媒の蒸発器として機能

する利用側熱交換器 6 に送られる（図 9 ～ 図 12 の点 F 参照）。そして、利用側熱交換器 6 に送られた低圧の気液二相状態の冷媒は、加熱源としての水や空気と熱交換を行って加熱されて、蒸発することになる（図 9 ～ 図 12 の点 A 参照）。そして、この利用側熱交換器 6 において加熱された低圧の冷媒は、切換機構 3 を経由して、再び、圧縮機構 2 に吸入される。このようにして、冷房運転が行われる。

[0053] このように、本変形例の空気調和装置 1 では、第 1 後段側インジェクション管 18 c 及び液インジェクション管 18 h ではなく、第 3 後段側インジェクション管 19 を設けて、熱源側熱交換器 4 において放熱した冷媒を分岐して後段側の圧縮要素 2 d に戻すエコノマイザ熱交換器 20 による中間圧インジェクションを行うようにしている点は異なるが、冷房運転時において、上述の実施形態と同様の作用効果を得ることができる。

また、本変形例では、上述の実施形態における図 8 と同様、圧縮機構 2 から吐出される冷媒の流量に対する第 3 後段側インジェクション管 19 を通じて後段側の圧縮要素 2 d に戻される冷媒の流量の比であるインジェクション比と成績係数比（インジェクション比が 0.20 の場合における成績係数を 1 として他のインジェクション比における成績係数を表した値）との間に、冷房運転時における成績係数が最大になる最適インジェクション比が存在する。このため、本変形例においても、冷房運転時における最適インジェクション比に対応するように、後段側の圧縮要素 2 d の吸入における冷媒の過熱度 S_H の冷房運転時の目標値 S_{HC} を設定して、第 3 後段側インジェクション弁 19 a の開度調節を行うことで、冷房運転時における成績係数の最大付近にすることができる。

[0054] <暖房運転>

暖房運転時は、切換機構 3 が図 9 及び図 13 の破線で示される加熱運転状態とされる。また、第 1 膨張機構 5 a 及び第 2 膨張機構 5 b は、開度調節される。そして、切換機構 3 が加熱運転状態となるため、中間冷媒管 8 の中間熱交換器開閉弁 12 が閉められ、そして、中間熱交換器バイパス管 9 の中間

熱交換器バイパス開閉弁 11 が開けられることによって、中間熱交換器 7 が冷却器として機能しない状態にされる。さらに、第 3 後段側インジェクション弁 19a は、冷房運転時と同様の開度調節がなされる。ここで、後段側の圧縮要素 2d の吸入における冷媒の過熱度 S_H の暖房運転時における目標値を S_{HH} (図 15 参照) とする。

この冷媒回路 110 の状態において、低圧の冷媒 (図 9、図 13 ~ 図 15 の点 A 参照) は、吸入管 2a から圧縮機構 2 に吸入され、まず、圧縮要素 2c によって中間圧まで圧縮された後に、中間冷媒管 8 に吐出される (図 9、図 13 ~ 図 15 の点 B 参照)。この前段側の圧縮要素 2c から吐出された中間圧の冷媒は、上述の冷房運転時とは異なり、中間熱交換器 7 を通過せずに (すなわち、冷却されることなく)、中間熱交換器バイパス管 9 を通過する (図 9、図 13 ~ 図 15 の点 C 参照)。この中間熱交換器 7 によって冷却されることなく中間熱交換器バイパス管 9 を通過した中間圧の冷媒は、第 3 後段側インジェクション管 19 から後段側の圧縮機構 2d に戻される冷媒 (図 9、図 13 ~ 図 15 の点 K 参照) と合流することで冷却される (図 9、図 13 ~ 図 15 の点 G 参照)。次に、第 3 後段側インジェクション管 19 から戻る冷媒と合流した (すなわち、エコノマイザ熱交換器 20 による中間圧インジェクションが行われた) 中間圧の冷媒は、圧縮要素 2c の後段側に接続された圧縮要素 2d に吸入されてさらに圧縮されて、圧縮機構 2 から吐出管 2b に吐出される (図 9、図 13 ~ 図 15 の点 D 参照)。ここで、圧縮機構 2 から吐出された高圧の冷媒は、圧縮要素 2c、2d による二段圧縮動作によって、臨界圧力 (すなわち、図 14 に示される臨界点 CP における臨界圧力 P_{cp}) を超える圧力まで圧縮されている。そして、この圧縮機構 2 から吐出された高圧の冷媒は、油分離機構 41 を構成する油分離器 41a に流入し、同伴する冷凍機油が分離される。また、油分離器 41a において高圧の冷媒から分離された冷凍機油は、油分離機構 41 を構成する油戻し管 41b に流入し、油戻し管 41b に設けられた減圧機構 41c で減圧された後に圧縮機構 2 の吸入管 2a に戻されて、再び、圧縮機構 2 に吸入される。次に、油

分離機構 4 1 において冷凍機油が分離された後の高圧の冷媒は、逆止機構 4 2 及び切換機構 3 を通じて、冷媒の放熱器として機能する利用側熱交換器 6 に送られて、冷却源としての水や空気と熱交換を行って冷却される（図 9、図 1 3～図 1 5 の点 F 参照）。そして、利用側熱交換器 6 において冷却された高圧の冷媒は、ブリッジ回路 1 7 の入口逆止弁 1 7 b を通じてレシーバ入口管 1 8 a に流入し、その一部が第 3 後段側インジェクション管 1 9 に分岐される。そして、第 3 後段側インジェクション管 1 9 を流れる冷媒は、第 3 後段側インジェクション弁 1 9 a において中間圧付近まで減圧された後に、エコノマイザ熱交換器 2 0 に送られる（図 9、図 1 3～図 1 5 の点 J 参照）。また、第 3 後段側インジェクション管 1 9 に分岐された後の冷媒は、エコノマイザ熱交換器 2 0 に流入し、第 3 後段側インジェクション管 1 9 を流れる冷媒と熱交換を行って冷却される（図 9、図 1 3～図 1 5 の点 H 参照）。一方、第 3 後段側インジェクション管 1 9 を流れる冷媒は、放熱器としての利用側熱交換器 6 において冷却された高圧の冷媒と熱交換を行って加熱されて（図 9、図 1 3～図 1 5 の点 K 参照）、上述のように、前段側の圧縮要素 2 c から吐出された中間圧の冷媒に合流することになる。そして、エコノマイザ熱交換器 2 0 において冷却された高圧の冷媒は、第 1 膨張機構 5 a によって飽和圧力付近まで減圧されてレシーバ 1 8 内に一時的に溜められる（図 9 及び図 1 3 の点 I 参照）。そして、レシーバ 1 8 内に溜められた冷媒は、レシーバ出口管 1 8 b に送られて、第 2 膨張機構 5 b によって減圧されて低圧の気液二相状態の冷媒となり、ブリッジ回路 1 7 の出口逆止弁 1 7 d を通じて、冷媒の蒸発器として機能する熱源側熱交換器 4 に送られる（図 9、図 1 3～図 1 5 の点 E 参照）。そして、熱源側熱交換器 4 に送られた低圧の気液二相状態の冷媒は、熱源側熱交換器 4 において、加熱源としての水や空気と熱交換を行って加熱されて、蒸発することになる（図 9、図 1 3～図 1 5 の点 A 参照）。そして、この熱源側熱交換器 4 において加熱されて蒸発した低圧の冷媒は、切換機構 3 を経由して、再び、圧縮機構 2 に吸入される。このようにして、暖房運転が行われる。

[0055] このように、本変形例の空気調和装置 1 では、第 1 後段側インジェクション管 18 c 及び液インジェクション管 18 h ではなく、第 3 後段側インジェクション管 19 を設けて、熱源側熱交換器 4 において放熱した冷媒を分岐して後段側の圧縮要素 2 d に戻すエコノマイザ熱交換器 20 による中間圧インジェクションを行うようにしている点は異なるが、暖房運転時において、上述の実施形態と同様の作用効果を得ることができる。

また、本変形例においても、インジェクション比が、冷房運転時よりも暖房運転時のほうが大きくなるように、第 3 後段側インジェクション管 19 を通じて後段側の圧縮要素 2 d に戻される冷媒の流量を制御するインジェクション量最適化制御を行うようにしている。より具体的には、本変形例において、インジェクション量最適化制御は、暖房運転時における過熱度 S_H の目標値 S_{HH} が冷房運転時における過熱度の目標値 S_{HC} 以下になるように設定することで、中間熱交換器 7 による後段側の圧縮要素 2 d に吸入される冷媒の冷却効果のない暖房運転時においても、外部への放熱を抑えながら、圧縮機構 2 から吐出される冷媒の温度（図 15 の点 D 参照）をさらに低く抑えることができ、成績係数を向上させることができる。

[0056] さらに、本変形例においても、上述の実施形態における図 8 と同様、冷房運転時における最適インジェクション比よりも暖房運転時における最適インジェクション比のほうが中間熱交換器 7 による冷却効果に相当する分だけ大きくなる傾向にあるため、暖房運転時における過熱度 S_H の目標値 S_{HH} （図 15 参照）を冷房運転時における過熱度 S_H の目標値 S_{HC} と同じ値に設定することが好ましい。これにより、本変形例においても、上述のように、冷房運転時における過熱度 S_H の目標値 S_{HC} を冷房運転時の成績係数が最大になる最適インジェクション比に対応する値付近に設定している場合には、暖房運転時においても、暖房運転時の成績係数が最大になる最適インジェクション比に近づくようになり、冷房運転及び暖房運転の両方において、成績係数が最大になる最適インジェクション比で中間圧インジェクションを行うことができる。

[0057] 尚、上述においては、後段側の圧縮要素 2 d の吸入における冷媒の過熱度 S_H が目標値 S_{HC} や目標値 S_{HH} になるように、第 3 後段側インジェクション管 19 を通じて後段側の圧縮要素 2 d に戻される冷媒の流量を制御するようにしているが、これに代えて、エコノマイザ熱交換器 20 の第 2 後段側インジェクション管 19 側の出口における冷媒の過熱度が目標値になるように開度調節されるものであってもよい。この場合において、後段側の圧縮要素 2 d の吸入における冷媒の過熱度は、中間圧力センサ 54 により検出される中間圧を飽和温度に換算し、エコノマイザ出口温度センサ 55（図 9、10、13 に破線で図示）により検出されるエコノマイザ熱交換器 20 の第 2 後段側インジェクション管 19 側の出口における冷媒の温度からこの冷媒の飽和温度値を差し引くことによって得られる。尚、本変形例では採用していないが、エコノマイザ熱交換器 20 の第 2 後段側インジェクション管 19 側の入口に温度センサを設けて、この温度センサにより検出される冷媒温度をエコノマイザ出口温度センサ 55 により検出される冷媒温度から差し引くことによって、エコノマイザ熱交換器 20 の第 2 後段側インジェクション管 19 側の出口における冷媒の過熱度を得るようにしてもよい。そして、この場合においては、暖房運転時における過熱度の目標値を冷房運転時における過熱度の目標値に対して 5°C から 10°C だけ小さい値（この値が、中間熱交換器 7 による冷却効果に相当する）に設定することで、暖房運転時においても、後段側の圧縮要素 2 d に吸入される冷媒を、暖房運転時は中間圧インジェクションによって、中間熱交換器 7 及び中間圧インジェクションにより冷媒を冷却する冷房運転時と同じ過熱度 S_H まで冷却するようにして、中間熱交換器 7 による冷却効果に相当する分だけ冷房運転時よりも暖房運転時におけるインジェクション比が大きくなるようにすることが好ましい。

[0058] （４）変形例 2

上述の実施形態及びその変形例における冷媒回路 10、110（図 1、図 9 参照）においては、冷房運転時の熱源側熱交換器 4 における放熱ロスを低減するために、前段側の圧縮要素 2 c から吐出された冷媒を後段側の圧縮要

素 2 d に吸入させるための中間冷媒管 8 に前段側の圧縮要素 2 c から吐出されて後段側の圧縮要素 2 d に吸入される冷媒の冷却器として機能する中間熱交換器 7 が設けられるとともに、暖房運転時には、外部への放熱を抑えて、冷媒の放熱器として機能する利用側熱交換器 6 において利用できるようにするために、中間熱交換器 7 をバイパスする中間熱交換器バイパス管 9 を設けて、暖房運転時に中間熱交換器 7 を使用しない状態にしている。このため、中間熱交換器 7 は、暖房運転時には利用されない機器となっている。

[0059] そこで、暖房運転時における中間熱交換器 7 の有効利用を図るために、本変形例では、図 16 に示されるように、上述の変形例 1 の冷媒回路 110 において、中間熱交換器 7 の一端と圧縮機構 2 の吸入側とを接続させるための第 2 吸入戻し管 92 を設けるとともに、利用側熱交換器 6 と熱源側熱交換器 4 との間と中間熱交換器 7 の他端とを接続させるための中間熱交換器戻し管 94 を設けることで、冷媒回路 210 を構成するようにしている。

ここで、第 2 吸入戻し管 92 は、中間熱交換器 7 の一端（ここでは、前段側の圧縮要素 2 c 側端）に接続されており、中間熱交換器戻し管 94 は、中間熱交換器 7 の他端（ここでは、後段側の圧縮要素 2 d 側端）に接続されている。この第 2 吸入戻し管 92 は、中間熱交換器バイパス管 9 を通じて前段側の圧縮要素 2 c から吐出された冷媒を後段側の圧縮要素 2 d に吸入させる状態にしている際に、中間熱交換器 7 の一端と圧縮機構 2 の吸入側（ここでは、吸入管 2 a）とを接続させるための冷媒管である。また、この中間熱交換器戻し管 94 は、中間熱交換器バイパス管 9 を通じて前段側の圧縮要素 2 c から吐出された冷媒を後段側の圧縮要素 2 d に吸入させる状態にし、かつ、切換機構 3 を加熱運転状態にしている際に、利用側熱交換器 6 と熱源側熱交換器 4 との間（ここでは、冷凍サイクルにおける低圧になるまで冷媒を減圧する熱源側膨張機構としての第 1 膨張機構 5 a と蒸発器としての熱源側熱交換器 4 との間）と中間熱交換器 7 の他端とを接続させるための冷媒管である。本変形例において、第 2 吸入戻し管 92 は、その一端が、中間冷媒管 8 の中間熱交換器バイパス管 9 の前段側の圧縮要素 2 c 側端との接続部から中

間熱交換器 7 の前段側の圧縮要素 2 c 側端までの部分に接続されており、他端が、圧縮機構 2 の吸入側（ここでは、吸入管 2 a）に接続されている。また、中間熱交換器戻し管 9 4 は、その一端が、第 1 膨張機構 5 a から熱源側熱交換器 4 までの部分に接続されており、他端が、中間冷媒管 8 の中間熱交換器 7 の前段側の圧縮要素 2 c 側端から逆止機構 1 5 までの部分に接続されている。そして、第 2 吸入戻し管 9 2 には、第 2 吸入戻し開閉弁 9 2 a が設けられており、中間熱交換器戻し管 9 4 には、中間熱交換器戻し開閉弁 9 4 a が設けられている。第 2 吸入戻し開閉弁 9 2 a 及び中間熱交換器戻し開閉弁 9 4 a は、本変形例において、電磁弁である。この第 2 吸入戻し開閉弁 9 2 a は、本変形例において、基本的には、切換機構 3 を冷却運転状態にしている際に閉め、切換機構 3 を加熱運転状態にしている際に開ける制御がなされる。また、中間熱交換器戻し開閉弁 9 4 a は、基本的には、切換機構 3 を冷却運転状態にしている際に閉め、切換機構 3 を加熱運転状態にしている際に開ける制御がなされる。

[0060] このように、本変形例では、主として、中間熱交換器バイパス管 9、第 2 吸入戻し管 9 2 及び中間熱交換器戻し管 9 4 によって、冷房運転時には、中間冷媒管 8 を流れる中間圧の冷媒を中間熱交換器 7 によって冷却することができ、暖房運転時には、中間冷媒管 8 を流れる中間圧の冷媒を中間熱交換器バイパス管 9 によって、中間熱交換器 7 をバイパスさせるとともに、第 2 吸入戻し管 9 2 及び中間熱交換器戻し管 9 4 によって、利用側熱交換器 6 において冷却された冷媒の一部を中間熱交換器 7 に導いて蒸発させ、圧縮機構 2 の吸入側に戻すことができるようになっている。

次に、本変形例の空気調和装置 1 の動作について、図 1 6、図 1 7、図 1 1、図 1 2、図 1 8～図 2 0 を用いて説明する。ここで、図 1 7 は、冷房運転時における空気調和装置 1 内の冷媒の流れを示す図であり、図 1 8 は、暖房運転時における空気調和装置 1 内の冷媒の流れを示す図であり、図 1 9 は、暖房運転時の冷凍サイクルが図示された圧力－エンタルピ線図であり、図 2 0 は、暖房運転時の冷凍サイクルが図示された温度－エントロピ線図であ

る。尚、以下の冷房運転及び暖房運転における運転制御は、上述の制御部（図示せず）によって行われる。また、以下の説明において、「高圧」とは、冷凍サイクルにおける高圧（すなわち、図 11、12 の点 D、D'、E、H における圧力や図 19、20 の点 D、D'、F、H における圧力を意味し、「低圧」とは、冷凍サイクルにおける低圧（すなわち、図 11、12 の点 A、F における圧力や図 19、20 の点 A、E、V における圧力）を意味し、「中間圧」とは、冷凍サイクルにおける中間圧（すなわち、図 11、12、19、20 の点 B、C、C'、G、G'、J、K における圧力）を意味している。

[0061] <冷房運転>

冷房運転時は、切換機構 3 が図 16 及び図 17 の実線で示される冷却運転状態とされる。また、第 1 膨張機構 5 a 及び第 2 膨張機構 5 b は、開度調節される。そして、切換機構 3 が冷却運転状態となるため、中間冷媒管 8 の中間熱交換器開閉弁 12 が開けられ、そして、中間熱交換器バイパス管 9 の中間熱交換器バイパス開閉弁 11 が閉められることによって、中間熱交換器 7 が冷却器として機能する状態にされるとともに、第 2 吸入戻し管 9 2 の第 2 吸入戻し開閉弁 9 2 a が閉められることによって、中間熱交換器 7 と圧縮機構 2 の吸入側とが接続していない状態にされ、また、中間熱交換器戻し管 9 4 の中間熱交換器戻し開閉弁 9 4 a が閉められることによって、利用側熱交換器 6 と熱源側熱交換器 4 との間と中間熱交換器 7 とが接続していない状態にされる。さらに、第 3 後段側インジェクション弁 19 a は、上述の変形例 1 における冷房運転時と同様の開度調節がなされる。

[0062] この冷媒回路 210 の状態において、低圧の冷媒（図 16、図 17、図 11、図 12 の点 A 参照）は、吸入管 2 a から圧縮機構 2 に吸入され、まず、圧縮要素 2 c によって中間圧まで圧縮された後に、中間冷媒管 8 に吐出される（図 16、図 17、図 11、図 12 の点 B 参照）。この前段側の圧縮要素 2 c から吐出された中間圧の冷媒は、中間熱交換器 7 において、冷却源としての水や空気と熱交換を行うことで冷却される（図 16、図 17、図 11、

図 12 の点 C 参照)。この中間熱交換器 7 において冷却された冷媒は、第 3 後段側インジェクション管 19 から後段側の圧縮機構 2 d に戻される冷媒 (図 16、図 17、図 11、図 12 の点 K 参照) と合流することでさらに冷却される (図 16、図 17、図 11、図 12 の点 G 参照)。次に、第 3 後段側インジェクション管 19 から戻る冷媒と合流した (すなわち、エコノマイザ熱交換器 20 による中間圧インジェクションが行われた) 中間圧の冷媒は、圧縮要素 2 c の後段側に接続された圧縮要素 2 d に吸入されてさらに圧縮されて、圧縮機構 2 から吐出管 2 b に吐出される (図 16、図 17、図 11、図 12 の点 D 参照)。ここで、圧縮機構 2 から吐出された高圧の冷媒は、圧縮要素 2 c、2 d による二段圧縮動作によって、臨界圧力 (すなわち、図 11 に示される臨界点 C P における臨界圧力 P_{cp}) を超える圧力まで圧縮されている。そして、この圧縮機構 2 から吐出された高圧の冷媒は、油分離機構 41 を構成する油分離器 41 a に流入し、同伴する冷凍機油が分離される。また、油分離器 41 a において高圧の冷媒から分離された冷凍機油は、油分離機構 41 を構成する油戻し管 41 b に流入し、油戻し管 41 b に設けられた減圧機構 41 c で減圧された後に圧縮機構 2 の吸入管 2 a に戻されて、再び、圧縮機構 2 に吸入される。次に、油分離機構 41 において冷凍機油が分離された後の高圧の冷媒は、逆止機構 42 及び切換機構 3 を通じて、冷媒の放熱器として機能する熱源側熱交換器 4 に送られる。そして、熱源側熱交換器 4 に送られた高圧の冷媒は、熱源側熱交換器 4 において、冷却源としての水や空気と熱交換を行って冷却される (図 16、図 17、図 11、図 12 の点 E 参照)。そして、熱源側熱交換器 4 において冷却された高圧の冷媒は、ブリッジ回路 17 の入口逆止弁 17 a を通じてレシーバ入口管 18 a に流入し、その一部が第 3 後段側インジェクション管 19 に分岐される。そして、第 3 後段側インジェクション管 19 を流れる冷媒は、第 3 後段側インジェクション弁 19 a において中間圧付近まで減圧された後に、エコノマイザ熱交換器 20 に送られる (図 16、図 17、図 11、図 12 の点 J 参照)。また、第 3 後段側インジェクション管 19 に分岐された後の冷媒は、エコノマ

イザ熱交換器 20 に流入し、第 3 後段側インジェクション管 19 を流れる冷媒と熱交換を行って冷却される（図 16、図 17、図 11、図 12 の点 H 参照）。一方、第 3 後段側インジェクション管 19 を流れる冷媒は、放熱器としての熱源側熱交換器 4 において冷却された高圧の冷媒と熱交換を行って加熱されて（図 16、図 17、図 11、図 12 の点 K 参照）、上述のように、前段側の圧縮要素 2 c から吐出された中間圧の冷媒に合流することになる。そして、エコノマイザ熱交換器 20 において冷却された高圧の冷媒は、第 1 膨張機構 5 a によって飽和圧力付近まで減圧されてレシーバ 18 内に一時的に溜められる（図 16 及び図 17 の点 I 参照）。そして、レシーバ 18 内に溜められた冷媒は、レシーバ出口管 18 b に送られて、第 2 膨張機構 5 b によって減圧されて低圧の気液二相状態の冷媒となり、ブリッジ回路 17 の出口逆止弁 17 c を通じて、冷媒の蒸発器として機能する利用側熱交換器 6 に送られる（図 16、図 17、図 11、図 12 の点 F 参照）。そして、利用側熱交換器 6 に送られた低圧の気液二相状態の冷媒は、加熱源としての水や空気と熱交換を行って加熱されて、蒸発することになる（図 16、図 17、図 11、図 12 の点 A 参照）。そして、この利用側熱交換器 6 において加熱された低圧の冷媒は、切換機構 3 を経由して、再び、圧縮機構 2 に吸入される。このようにして、冷房運転が行われる。

[0063] このように、本変形例の空気調和装置 1 では、冷房運転時には、上述の変形例 1 と同様の作用効果が得られる。

＜暖房運転＞

暖房運転時は、切換機構 3 が図 16 及び図 18 の破線で示される加熱運転状態とされる。また、第 1 膨張機構 5 a 及び第 2 膨張機構 5 b は、開度調節される。そして、切換機構 3 が加熱運転状態となるため、中間冷媒管 8 の中間熱交換器開閉弁 12 が閉められ、そして、中間熱交換器バイパス管 9 の中間熱交換器バイパス開閉弁 11 が開けられることによって、中間熱交換器 7 が冷却器として機能しない状態にされるとともに、第 2 吸入戻し管 9 2 の第 2 吸入戻し開閉弁 9 2 a が開けられることによって、中間熱交換器 7 と圧縮

機構 2 の吸入側とを接続されている状態にされ、かつ、中間熱交換器戻し管 9 4 の中間熱交換器戻し開閉弁 9 4 a が開けられることによって、利用側熱交換器 6 と熱源側熱交換器 4 との間と中間熱交換器 7 とが接続されている状態にされる。さらに、第 3 後段側インジェクション弁 1 9 a は、上述の変形例 1 における暖房運転時と同様の開度調節がなされる。

- [0064] この冷媒回路 2 1 0 の状態において、低圧の冷媒（図 1 6、図 1 8～図 2 0 の点 A 参照）は、吸入管 2 a から圧縮機構 2 に吸入され、まず、圧縮要素 2 c によって中間圧まで圧縮された後に、中間冷媒管 8 に吐出される（図 1 6、図 1 8～図 2 0 の点 B 参照）。この前段側の圧縮要素 2 c から吐出された中間圧の冷媒は、上述の冷房運転時とは異なり、中間熱交換器 7 を通過せずに（すなわち、冷却されることなく）、中間熱交換器バイパス管 9 を通過する（図 1 6、図 1 8～図 2 0 の点 C 参照）。この中間熱交換器 7 によって冷却されることなく中間熱交換器バイパス管 9 を通過した中間圧の冷媒は、第 3 後段側インジェクション管 1 9 から後段側の圧縮機構 2 d に戻される冷媒（図 1 6、図 1 8～図 2 0 の点 K 参照）と合流することで冷却される（図 1 6、図 1 8～図 2 0 の点 G 参照）。次に、第 3 後段側インジェクション管 1 9 から戻る冷媒と合流した（すなわち、エコマイザ熱交換器 2 0 による中間圧インジェクションが行われた）中間圧の冷媒は、圧縮要素 2 c の後段側に接続された圧縮要素 2 d に吸入されてさらに圧縮されて、圧縮機構 2 から吐出管 2 b に吐出される（図 1 6、図 1 8～図 2 0 の点 D 参照）。ここで、圧縮機構 2 から吐出された高圧の冷媒は、圧縮要素 2 c、2 d による二段圧縮動作によって、臨界圧力（すなわち、図 1 9 に示される臨界点 C P における臨界圧力 P_{cp} ）を超える圧力まで圧縮されている。そして、この圧縮機構 2 から吐出された高圧の冷媒は、油分離機構 4 1 を構成する油分離器 4 1 a に流入し、同伴する冷凍機油が分離される。また、油分離器 4 1 a において高圧の冷媒から分離された冷凍機油は、油分離機構 4 1 を構成する油戻し管 4 1 b に流入し、油戻し管 4 1 b に設けられた減圧機構 4 1 c で減圧された後に圧縮機構 2 の吸入管 2 a に戻されて、再び、圧縮機構 2 に吸入され

る。次に、油分離機構 4 1 において冷凍機油が分離された後の高圧の冷媒は、逆止機構 4 2 及び切換機構 3 を通じて、冷媒の放熱器として機能する利用側熱交換器 6 に送られて、冷却源としての水や空気と熱交換を行って冷却される（図 1 6、図 1 8～図 2 0 の点 F 参照）。そして、利用側熱交換器 6 において冷却された高圧の冷媒は、ブリッジ回路 1 7 の入口逆止弁 1 7 b を通じてレシーバ入口管 1 8 a に流入し、その一部が第 3 後段側インジェクション管 1 9 に分岐される。そして、第 3 後段側インジェクション管 1 9 を流れる冷媒は、第 3 後段側インジェクション弁 1 9 a において中間圧付近まで減圧された後に、エコノマイザ熱交換器 2 0 に送られる（図 1 6、図 1 8～図 2 0 の点 J 参照）。また、第 3 後段側インジェクション管 1 9 に分岐された後の冷媒は、エコノマイザ熱交換器 2 0 に流入し、第 3 後段側インジェクション管 1 9 を流れる冷媒と熱交換を行って冷却される（図 1 6、図 1 8～図 2 0 の点 H 参照）。一方、第 3 後段側インジェクション管 1 9 を流れる冷媒は、放熱器としての利用側熱交換器 6 において冷却された高圧の冷媒と熱交換を行って加熱されて（図 1 6、図 1 8～図 2 0 の点 K 参照）、上述のように、前段側の圧縮要素 2 c から吐出された中間圧の冷媒に合流することになる。そして、エコノマイザ熱交換器 2 0 において冷却された高圧の冷媒は、第 1 膨張機構 5 a によって飽和圧力付近まで減圧されてレシーバ 1 8 内に一時的に溜められる（図 1 6 及び図 1 8 の点 I 参照）。そして、レシーバ 1 8 内に溜められた冷媒は、レシーバ出口管 1 8 b に送られて、第 2 膨張機構 5 b によって減圧されて低圧の気液二相状態の冷媒となり、ブリッジ回路 1 7 の出口逆止弁 1 7 d を通じて、冷媒の蒸発器として機能する熱源側熱交換器 4 に送られるとともに、中間熱交換器戻し管 9 4 を通じて、冷媒の蒸発器として機能する中間熱交換器 7 にも送られる（図 1 6、図 1 8～図 2 0 の点 E 参照）。そして、熱源側熱交換器 4 に送られた低圧の気液二相状態の冷媒は、熱源側熱交換器 4 において、加熱源としての水や空気と熱交換を行って加熱されて、蒸発することになる（図 1 6、図 1 8～図 2 0 の点 A 参照）。また、中間熱交換器 7 に送られた低圧の気液二相状態の冷媒も、加熱源として

の水や空気と熱交換を行って加熱されて、蒸発することになる（図 16、図 18～図 20 の点 V 参照）。そして、この熱源側熱交換器 4 において加熱されて蒸発した低圧の冷媒は、切換機構 3 を経由して、再び、圧縮機構 2 に吸入される。また、この中間熱交換器 7 において加熱されて蒸発した低圧の冷媒も、第 2 吸入戻し管 9 2 を通じて、再び、圧縮機構 2 に吸入される。このようにして、暖房運転が行われる。

[0065] このように、本変形例の空気調和装置 1 では、暖房運転時には、上述の変形例 1 と同様の作用効果が得られるとともに、熱源側熱交換器 4 とともに、中間熱交換器 7 を利用側熱交換器 6 において放熱した冷媒の蒸発器として機能させるようにして、暖房運転時にも有効利用し、これにより、暖房運転時における冷媒の蒸発能力を高めて、暖房運転時の運転効率を向上させることができる。

（５）変形例 3

上述の実施形態における気液分離器としてのレシーバ 1 8 による中間圧インジェクション及び第 2 後段側インジェクション管としての液インジェクション管 1 8 h による液インジェクションを行う冷媒回路 1 0（図 1 参照）において、互いに並列に接続された複数の利用側熱交換器 6 を有する構成（図 2 1 参照）にするとともに、各利用側熱交換器 6 を流れる冷媒の流量を制御して各利用側熱交換器 6 において必要とされる冷凍負荷を得ることができるようになるために各利用側熱交換器 6 に対応するように利用側膨張機構 5 c（図 2 1 参照）を設けることが考えられる。この場合には、暖房運転において、各利用側熱交換器 6 を通過する冷媒の流量が、各利用側熱交換器 6 に対応して設けられた利用側膨張機構 5 c の開度によって概ね決定されることになるが、この際、各利用側膨張機構 5 c の開度は、各利用側熱交換器 6 を流れる冷媒の流量だけでなく、複数の利用側熱交換器 6 間の流量分配の状態によって変動することになり、複数の利用側膨張機構 5 c 間で開度が大きく異なる状態が生じたり、利用側膨張機構 5 c が比較的小さい開度になったりする場合があり、このため、加熱運転時における利用側膨張機構 5 c の開度制

御によって、気液分離器としてのレシーバ 18 の圧力が過度に低下する場合があります。このため、レシーバ 18 による中間圧インジェクションは、レシーバ 18 の圧力と冷凍サイクルにおける中間圧との圧力差が小さい条件であっても使用可能であることから、この構成における暖房運転のように、レシーバ 18 の圧力が過度に低下するおそれの高い場合に有利である。

[0066] 上述の変形例 1、2 におけるエコマイザ熱交換器 20 による中間圧インジェクションを行う冷媒回路 110、210（図 1、16 参照）において、互いに並列に接続された複数の利用側熱交換器 6 を有する構成（図 21 参照）にするとともに、各利用側熱交換器 6 を流れる冷媒の流量を制御して各利用側熱交換器 6 において必要とされる冷凍負荷を得ることができるようにするために各利用側熱交換器 6 に対応するように利用側膨張機構 5c（図 21 参照）を設けることが考えられる。この場合には、冷房運転において、熱源側熱交換器 4 において放熱した冷媒がエコマイザ熱交換器 20 に流入するまでの間に大幅な減圧操作が行われることがなく、冷凍サイクルにおける高圧から冷凍サイクルの中間圧付近までの圧力差を利用できる条件であることから、エコマイザ熱交換器 20 における熱交換量が大きくなり、後段側の圧縮要素 2d に戻ることができる冷媒の流量が大きくすることができるため、気液分離器としてのレシーバ 18 による中間圧インジェクションに比べて、その適用が有効である。

[0067] このように、互いに並列に接続された複数の利用側熱交換器 6 を有する構成にするとともに、各利用側熱交換器 6 を流れる冷媒の流量を制御して各利用側熱交換器 6 において必要とされる冷凍負荷を得ることができるようにするために各利用側熱交換器 6 に対応するように利用側膨張機構 5c を設ける構成を前提とする場合には、本変形例の空気調和装置 1 のように、暖房運転時には、利用側熱交換器 6 において放熱した冷媒をレシーバ 18 において気液分離し、この気液分離されたガス冷媒を第 1 後段側インジェクション管 18c を通じて後段側の圧縮要素 2d に戻す中間圧インジェクション及び液インジェクション管 18h による液インジェクションを、冷房運転時には、エ

コノマイザ熱交換器 20 において、熱源側熱交換器 4 において放熱した冷媒と第 3 後段側インジェクション管 19 を流れる冷媒との熱交換を行い、この熱交換が行われた後の第 3 後段側インジェクション管 19 を流れる冷媒を後段側の圧縮要素 2 d に戻すエコノマイザ熱交換器 20 による中間圧インジェクションを行う構成にすることが好ましい。

[0068] また、上述のように、複数の空調空間の空調負荷に応じた冷房や暖房を行うこと等を目的として、互いに並列に接続された複数の利用側熱交換器 6 を有する構成にするとともに、各利用側熱交換器 6 を流れる冷媒の流量を制御して各利用側熱交換器 6 において必要とされる冷凍負荷を得ることができるようにするために、レシーバ 18 と利用側熱交換器 6 との間において各利用側熱交換器 6 に対応するように利用側膨張機構 5 c を設けた構成を採用した場合には、冷房運転時において、第 1 膨張機構 5 a によって飽和圧力付近まで減圧されてレシーバ 18 内に一時的に溜められた冷媒（図 21 の点 L 参照）が、各利用側膨張機構 5 c に分配されるが、レシーバ 18 から各利用側膨張機構 5 c に送られる冷媒が気液二相状態であると、各利用側膨張機構 5 c への分配時に偏流を生じるおそれがあるため、レシーバ 18 から各利用側膨張機構 5 c に送られる冷媒をできるだけ過冷却状態にすることが望ましい。

[0069] そこで、本変形例では、図 21 に示されるように、上述の変形例 2 の構成（図 16 参照）において、気液分離器としてのレシーバ 18 による中間圧インジェクション及び液インジェクション管 18 h による液インジェクションを行うことができるようにするために、レシーバ 18 に第 1 後段側インジェクション管 18 c を接続し、かつ、利用側膨張機構 5 c とレシーバ 18 との間に液インジェクション管 18 h を接続して、冷房運転時には、エコノマイザ熱交換器 20 による中間圧インジェクションを行い、暖房運転時には、気液分離器としてのレシーバ 18 による中間圧インジェクション及びを行うことを可能にするとともに、レシーバ 18 と利用側膨張機構 5 c との間に、冷却器としての過冷却熱交換器 96 及び第 3 吸入戻し管 95 を設けた冷媒回路 310 としている。

ここで、第3吸入戻し管95は、放熱器としての熱源側熱交換器4から蒸発器としての利用側熱交換器6に送られる冷媒を分岐して圧縮機構2の吸入側（すなわち、吸入管2a）に戻す冷媒管である。本変形例において、第3吸入戻し管95は、レシーバ18から利用側膨張機構5cに送られる冷媒を分岐するように設けられている。より具体的には、第2吸入戻し管95は、過冷却熱交換器96の上流側の位置（すなわち、レシーバ18と過冷却熱交換器96との間）から冷媒を分岐して吸入管2aに戻すように設けられている。この第3吸入戻し管95には、開度制御が可能な第3吸入戻し弁95aが設けられている。第3吸入戻し弁95aは、本変形例において、電動膨張弁である。

[0070] また、過冷却熱交換器96は、放熱器としての熱源側熱交換器4から蒸発器としての利用側熱交換器6に送られる冷媒と第3吸入戻し管95を流れる冷媒（より具体的には、第3吸入戻し弁95aにおいて低圧付近まで減圧された後の冷媒）との熱交換を行う熱交換器である。本変形例において、過冷却熱交換器96は、利用側膨張機構5cの上流側の位置（すなわち、第3吸入戻し管95が分岐される位置と利用側膨張機構5cとの間）を流れる冷媒と第3吸入戻し管95を流れる冷媒との熱交換を行うように設けられている。また、本変形例において、過冷却熱交換器96は、第3吸入戻し管95が分岐される位置よりも下流側に設けられている。このため、放熱器としての熱源側熱交換器4において冷却された冷媒は、冷却器としてのエコノマイザ熱交換器20を通過した後に、第3吸入戻し管95に分岐され、過冷却熱交換器96において、第3吸入戻し管95を流れる冷媒と熱交換を行うことになる。

[0071] また、第1後段側インジェクション管18cと第3後段側インジェクション管19とは、中間冷媒管8側の部分が一体となっている。また、第1吸入戻し管18fと第3吸入戻し管95とは、圧縮機構2の吸入側の部分が一体となっている。また、本変形例において、利用側膨張機構5cは、電動膨張弁である。また、本変形例では、上述のように、第3後段側インジェクショ

ン管 19 及びエコノマイザ熱交換器 20 を冷房運転時に使用し、第 1 後段側インジェクション管 18c 及び液インジェクション管 18h を暖房運転時に使用するようにしていることから、エコノマイザ熱交換器 20 への冷媒の流通方向を冷房運転及び暖房運転を問わず一定にする必要がないため、ブリッジ回路 17 を省略して、冷媒回路 310 の構成を単純化している。

また、吸入管 2a 又は圧縮機構 2 には、圧縮機構 2 の吸入側を流れる冷媒の圧力を検出する吸入圧力センサ 60 が設けられている。過冷却熱交換器 96 の第 3 吸入戻し管 95 側の出口には、過冷却熱交換器 96 の第 3 吸入戻し管 95 側の出口における冷媒の温度を検出する過冷却熱交出口温度センサ 59 が設けられている。

[0072] 次に、本変形例の空気調和装置 1 の動作について、図 21～図 27 を用いて説明する。ここで、図 22 は、冷房運転時における空気調和装置 1 内の冷媒の流れを示す図であり、図 23 は、冷房運転時の冷凍サイクルが図示された圧カ-エンタルピ線図であり、図 24 は、冷房運転時の冷凍サイクルが図示された温度-エントロピ線図であり、図 25 は、暖房運転時における空気調和装置 1 内の冷媒の流れを示す図であり、図 26 は、暖房運転時の冷凍サイクルが図示された圧カ-エンタルピ線図であり、図 27 は、暖房運転時の冷凍サイクルが図示された温度-エントロピ線図である。尚、以下の冷房運転及び暖房運転における運転制御は、上述の制御部（図示せず）によって行われる。また、以下の説明において、「高圧」とは、冷凍サイクルにおける高圧（すなわち、図 23、24 の点 D、D'、E、H、I、R における圧力や図 26、27 の点 D、D'、F における圧力を意味し、「低圧」とは、冷凍サイクルにおける低圧（すなわち、図 23、24 の点 A、F、S、U における圧力や図 26、27 の点 A、E、V における圧力）を意味し、「中間圧」とは、冷凍サイクルにおける中間圧（すなわち、図 23、24 の点 B、C、C'、G、G'、J、K における圧力や図 26、27 の点 B、C、C'、G、G'、I、L、M、X）を意味している。

[0073] <冷房運転>

冷房運転時は、切換機構 3 が図 2 1 及び図 2 2 の実線で示される冷却運転状態とされる。熱源側膨張機構としての第 1 膨張機構 5 a 及び利用側膨張機構 5 c は、開度調節される。そして、切換機構 3 が冷却運転状態となるため、中間冷媒管 8 の中間熱交換器開閉弁 1 2 が開けられ、そして、中間熱交換器バイパス管 9 の中間熱交換器バイパス開閉弁 1 1 が閉められることによって、中間熱交換器 7 が冷却器として機能する状態にされるとともに、第 2 吸入戻し管 9 2 の第 2 吸入戻し開閉弁 9 2 a が閉められることによって、中間熱交換器 7 と圧縮機構 2 の吸入側とが接続していない状態にされ、また、中間熱交換器戻し管 9 4 の中間熱交換器戻し開閉弁 9 4 a が閉められることによって、利用側熱交換器 6 と熱源側熱交換器 4 との間と中間熱交換器 7 とが接続していない状態にされる。また、切換機構 3 を冷却運転状態にしている際には、気液分離器としてのレシーバ 1 8 による中間圧インジェクションを行わずに、第 3 後段側インジェクション管 1 9 を通じて、エコノマイザ熱交換器 2 0 において加熱された冷媒を後段側の圧縮要素 2 d に戻すエコノマイザ熱交換器 2 0 による中間圧インジェクションを行うようにしている。より具体的には、第 1 後段側インジェクション開閉弁 1 8 d は閉状態にされて、第 3 後段側インジェクション弁 1 9 a は、上述の変形例 2 における冷房運転時と同様の開度調節（但し、後段側の圧縮要素 2 d の吸入における冷媒の過熱度 S_H が目標値 S_{HC} になるように制御するもの）がなされる。さらに、切換機構 3 を冷却運転状態にしている際には、過冷却熱交換器 9 6 を使用するため、第 3 吸入戻し弁 9 5 a についても、開度調節される。より具体的には、本変形例において、第 3 吸入戻し弁 9 5 a は、過冷却熱交換器 9 6 の第 3 吸入戻し管 9 5 側の出口における冷媒の過熱度が目標値になるように開度調節される、いわゆる過熱度制御がなされるようになっている。本変形例において、過冷却熱交換器 9 6 の第 3 吸入戻し管 9 5 側の出口における冷媒の過熱度は、吸入圧力センサ 6 0 により検出される低圧を飽和温度に換算し、過冷却熱交出口温度センサ 5 9 により検出される冷媒温度からこの冷媒の飽和温度値を差し引くことによって得られる。尚、本変形例では採用していな

いが、過冷却熱交換器 9 6 の第 3 吸入戻し管 9 5 側の入口に温度センサを設けて、この温度センサにより検出される冷媒温度を過冷却熱交出口温度センサ 5 9 により検出される冷媒温度から差し引くことによって、過冷却熱交換器 9 6 の第 3 吸入戻し管 9 5 側の出口における冷媒の過熱度を得るようにしてもよい。また、第 3 吸入戻し弁 9 5 a の開度調節は、過熱度制御に限られるものではなく、例えば、冷媒回路 3 1 0 における冷媒循環量等に応じて所定開度だけ開けるようにするものであってもよい。

[0074] この冷媒回路 3 1 0 の状態において、低圧の冷媒（図 2 1 ～図 2 4 の点 A 参照）は、吸入管 2 a から圧縮機構 2 に吸入され、まず、圧縮要素 2 c によって中間圧まで圧縮された後に、中間冷媒管 8 に吐出される（図 2 1 ～図 2 4 の点 B 参照）。この前段側の圧縮要素 2 c から吐出された中間圧の冷媒は、中間熱交換器 7 において、冷却源としての水や空気と熱交換を行うことで冷却される（図 2 1 ～図 2 4 の点 C 参照）。この中間熱交換器 7 において冷却された冷媒は、第 3 後段側インジェクション管 1 9 から後段側の圧縮機構 2 d に戻される冷媒（図 2 1 ～図 2 4 の点 K 参照）と合流することでさらに冷却される（図 2 1 ～図 2 4 の点 G 参照）。次に、第 3 後段側インジェクション管 1 9 から戻る冷媒と合流した（すなわち、エコノマイザ熱交換器 2 0 による中間圧インジェクションが行われた）中間圧の冷媒は、圧縮要素 2 c の後段側に接続された圧縮要素 2 d に吸入されてさらに圧縮されて、圧縮機構 2 から吐出管 2 b に吐出される（図 2 1 ～図 2 4 の点 D 参照）。ここで、圧縮機構 2 から吐出された高圧の冷媒は、圧縮要素 2 c、2 d による二段圧縮動作によって、臨界圧力（すなわち、図 2 3 に示される臨界点 C P における臨界圧力 P_{cp} ）を超える圧力まで圧縮されている。そして、この圧縮機構 2 から吐出された高圧の冷媒は、油分離機構 4 1 を構成する油分離器 4 1 a に流入し、同伴する冷凍機油が分離される。また、油分離器 4 1 a において高圧の冷媒から分離された冷凍機油は、油分離機構 4 1 を構成する油戻し管 4 1 b に流入し、油戻し管 4 1 b に設けられた減圧機構 4 1 c で減圧された後に圧縮機構 2 の吸入管 2 a に戻されて、再び、圧縮機構 2 に吸入される

。次に、油分離機構 4 1 において冷凍機油が分離された後の高圧の冷媒は、逆止機構 4 2 及び切換機構 3 を通じて、冷媒の放熱器として機能する熱源側熱交換器 4 に送られる。そして、熱源側熱交換器 4 に送られた高圧の冷媒は、熱源側熱交換器 4 において、冷却源としての水や空気と熱交換を行って冷却される（図 2 1 ～図 2 4 の点 E 参照）。そして、熱源側熱交換器 4 において冷却された高圧の冷媒は、その一部が第 3 後段側インジェクション管 1 9 に分岐される。そして、第 3 後段側インジェクション管 1 9 を流れる冷媒は、第 3 後段側インジェクション弁 1 9 a において中間圧付近まで減圧された後に、エコノマイザ熱交換器 2 0 に送られる（図 2 1 ～図 2 4 の点 J 参照）。また、第 3 後段側インジェクション管 1 9 に分岐された後の冷媒は、エコノマイザ熱交換器 2 0 に流入し、第 3 後段側インジェクション管 1 9 を流れる冷媒と熱交換を行って冷却される（図 2 1 ～図 2 4 の点 H 参照）。一方、第 3 後段側インジェクション管 1 9 を流れる冷媒は、放熱器としての熱源側熱交換器 4 において冷却された高圧の冷媒と熱交換を行って加熱されて（図 2 1 ～図 2 4 の点 K 参照）、上述のように、前段側の圧縮要素 2 c から吐出された中間圧の冷媒に合流することになる。そして、エコノマイザ熱交換器 2 0 において冷却された高圧の冷媒は、第 1 膨張機構 5 a によって飽和圧力付近まで減圧されてレシーバ 1 8 内に一時的に溜められる（図 2 1 ～図 2 4 の点 I 参照）。そして、レシーバ 1 8 内に溜められた冷媒は、その一部が第 3 吸入戻し管 9 5 に分岐される。そして、第 3 吸入戻し管 9 5 を流れる冷媒は、第 3 吸入戻し弁 9 5 a において低圧付近まで減圧された後に、過冷却熱交換器 9 6 に送られる（図 2 1 ～図 2 4 の点 S 参照）。また、第 3 吸入戻し管 9 5 に分岐された後の冷媒は、過冷却熱交換器 9 6 に流入し、第 3 吸入戻し管 9 5 を流れる冷媒と熱交換を行ってさらに冷却される（図 2 1 ～図 2 4 の点 R 参照）。一方、第 3 吸入戻し管 9 5 を流れる冷媒は、エコノマイザ熱交換器 2 0 において冷却された高圧の冷媒と熱交換を行って加熱されて（図 2 1 ～図 2 4 の点 U 参照）、圧縮機構 2 の吸入側（ここでは、吸入管 2 a）を流れる冷媒に合流することになる。この過冷却熱交換器 9 6 において冷却

された冷媒は、利用側膨張機構 5 c に送られて、利用側膨張機構 5 c よって減圧されて低圧の気液二相状態の冷媒となり、冷媒の蒸発器として機能する利用側熱交換器 6 に送られる（図 2 1 ～図 2 4 の点 F 参照）。そして、利用側熱交換器 6 に送られた低圧の気液二相状態の冷媒は、加熱源としての水や空気と熱交換を行って加熱されて、蒸発することになる（図 2 1 ～図 2 4 の点 A 参照）。そして、この利用側熱交換器 6 において加熱された低圧の冷媒は、切換機構 3 を経由して、再び、圧縮機構 2 に吸入される。このようにして、冷房運転が行われる。

[0075] このように、本変形例の空気調和装置 1 では、冷房運転時には、放熱器としての熱源側熱交換器 4 の下流側かつ熱源側膨張機構としての第 1 膨張機構 5 a の上流側における冷媒の圧力が高いままで保たれており、冷凍サイクルにおける高圧から冷凍サイクルの中間圧付近までの圧力差を利用できる条件であることから、エコノマイザ熱交換器 2 0 による中間圧インジェクションが採用されており、上述の変形例 1、2 と同様の作用効果を得ることができる。

また、本変形例では、レシーバ 1 8 から利用側膨張機構 5 c へ送られる冷媒（図 2 3、図 2 4 の点 I 参照）を過冷却熱交換器 9 6 によって過冷却状態まで冷却することができるため（図 2 3、図 2 4 の点 R 参照）、各利用側膨張機構 5 c への分配時に偏流を生じるおそれを少なくすることができる。

[0076] <暖房運転>

暖房運転時は、切換機構 3 が図 2 1 及び図 2 5 の破線で示される加熱運転状態とされる。また、熱源側膨張機構としての第 1 膨張機構 5 a 及び利用側膨張機構 5 c は、開度調節される。そして、切換機構 3 が加熱運転状態となるため、中間冷媒管 8 の中間熱交換器開閉弁 1 2 が閉められ、そして、中間熱交換器バイパス管 9 の中間熱交換器バイパス開閉弁 1 1 が開けられることによって、中間熱交換器 7 が冷却器として機能しない状態にされるとともに、第 2 吸入戻し管 9 2 の第 2 吸入戻し開閉弁 9 2 a が開けられることによって、中間熱交換器 7 と圧縮機構 2 の吸入側とを接続されている状態にされ、

かつ、中間熱交換器戻し管 9 4 の中間熱交換器戻し開閉弁 9 4 a が開けられることによって、利用側熱交換器 6 と熱源側熱交換器 4 との間と中間熱交換器 7 とが接続されている状態にされる。また、切換機構 3 を加熱運転状態にしている際には、エコノマイザ熱交換器 2 0 による中間圧インジェクションを行わずに、第 1 後段側インジェクション管 1 8 c を通じて、気液分離器としてのレシーバ 1 8 から冷媒を後段側の圧縮要素 2 d に戻すレシーバ 1 8 による中間圧インジェクション、及び、第 2 後段側インジェクション管としての液インジェクション管 1 8 h を通じて冷媒を後段側の圧縮要素 2 d に戻す液インジェクション管 1 8 h による中間圧インジェクションを行うようにしている。より具体的には、第 3 後段側インジェクション弁 1 9 a が全閉状態にされて、第 1 後段側インジェクション開閉弁 1 8 d は開状態にされ、かつ、液インジェクション弁 1 8 i は上述の実施形態における暖房運転と同様の開度調節（すなわち、後段側の圧縮要素 2 d の吸入における冷媒の過熱度 S_H が目標値 S_{HH} になるように制御するもの）がなされる。さらに、切換機構 3 を加熱運転状態にしている際には、過冷却熱交換器 9 6 を使用しないため、第 3 吸入戻し弁 9 5 a は全閉状態にされる。

[0077] この冷媒回路 3 1 0 の状態において、低圧の冷媒（図 2 1、図 2 5～図 2 7 の点 A 参照）は、吸入管 2 a から圧縮機構 2 に吸入され、まず、圧縮要素 2 c によって中間圧まで圧縮された後に、中間冷媒管 8 に吐出される（図 2 1、図 2 5～図 2 7 の点 B 参照）。この前段側の圧縮要素 2 c から吐出された中間圧の冷媒は、上述の冷房運転時とは異なり、中間熱交換器 7 を通過せずに（すなわち、冷却されることなく）、中間熱交換器バイパス管 9 を通過する（図 2 1、図 2 5～図 2 7 の点 C 参照）。この中間熱交換器 7 によって冷却されることなく中間熱交換器バイパス管 9 を通過した中間圧の冷媒は、レシーバ 1 8 から第 1 後段側インジェクション管 1 8 c 及び液インジェクション管 1 8 h を通じて後段側の圧縮機構 2 d に戻される冷媒（図 2 1、図 2 5～図 2 7 の点 M、点 X 参照）と合流することで冷却される（図 2 1、図 2 5～図 2 7 の点 G 参照）。次に、第 1 後段側インジェクション管 1 8 c 及び

液インジェクション管 18 h から戻る冷媒と合流した（すなわち、気液分離器としてのレシーバ 18 及び液インジェクション管 18 h による中間圧インジェクションが行われた）中間圧の冷媒は、圧縮要素 2 c の後段側に接続された圧縮要素 2 d に吸入されてさらに圧縮されて、圧縮機構 2 から吐出管 2 b に吐出される（図 2 1、図 2 5～図 2 7 の点 D 参照）。ここで、圧縮機構 2 から吐出された高圧の冷媒は、圧縮要素 2 c、2 d による二段圧縮動作によって、臨界圧力（すなわち、図 2 6 に示される臨界点 C P における臨界圧力 P_{cp} ）を超える圧力まで圧縮されている。そして、この圧縮機構 2 から吐出された高圧の冷媒は、油分離機構 4 1 を構成する油分離器 4 1 a に流入し、同伴する冷凍機油が分離される。また、油分離器 4 1 a において高圧の冷媒から分離された冷凍機油は、油分離機構 4 1 を構成する油戻し管 4 1 b に流入し、油戻し管 4 1 b に設けられた減圧機構 4 1 c で減圧された後に圧縮機構 2 の吸入管 2 a に戻されて、再び、圧縮機構 2 に吸入される。次に、油分離機構 4 1 において冷凍機油が分離された後の高圧の冷媒は、逆止機構 4 2 及び切換機構 3 を通じて、冷媒の放熱器として機能する利用側熱交換器 6 に送られて、冷却源としての水や空気と熱交換を行って冷却される（図 2 1、図 2 5～図 2 7 の点 F 参照）。そして、利用側熱交換器 6 において冷却された高圧の冷媒は、利用側膨張機構 5 c を通過した後に、その一部が液インジェクション管 18 h に分岐される。そして、液インジェクション管 18 h を流れる冷媒は、液インジェクション弁 18 i において中間圧付近まで減圧された後に（図 2 1、図 2 5～図 2 7 の点 X 参照）、上述のように、前段側の圧縮要素 2 c から吐出された中間圧の冷媒に合流することになる。そして、液インジェクション管 18 h で分岐された後の高圧の冷媒は、レシーバ 18 内に一時的に溜められるとともに気液分離が行われる（図 2 1、図 2 5～図 2 7 の点 I、L、M 参照）。そして、レシーバ 18 において気液分離されたガス冷媒は、第 1 後段側インジェクション管 18 c によってレシーバ 18 の上部から抜き出されて、上述のように、前段側の圧縮要素 2 c から吐出された中間圧の冷媒に合流することになる。そして、レシーバ 18 内に溜め

られた液冷媒は、第1膨張機構5aによって減圧されて低圧の気液二相状態の冷媒となり、冷媒の蒸発器として機能する熱源側熱交換器4に送られるとともに、中間熱交換器戻し管94を通じて、冷媒の蒸発器として機能する中間熱交換器7にも送られる（図21、図25～図27の点E参照）。そして、熱源側熱交換器4に送られた低圧の気液二相状態の冷媒は、加熱源としての水や空気と熱交換を行って加熱されて、蒸発することになる（図21、図25～図27の点A参照）。また、中間熱交換器7に送られた低圧の気液二相状態の冷媒も、加熱源としての水や空気と熱交換を行って加熱されて、蒸発することになる（図21、図25～図27の点V参照）。そして、この熱源側熱交換器4において加熱されて蒸発した低圧の冷媒は、切換機構3を経由して、再び、圧縮機構2に吸入される。また、この中間熱交換器7において加熱されて蒸発した低圧の冷媒は、第2吸入戻し管92を通じて、再び、圧縮機構2に吸入される。このようにして、暖房運転が行われる。

[0078] このように、本変形例の空気調和装置1では、暖房運転時には、互いに並列に接続された複数の利用側熱交換器6を有する構成にするとともに、各利用側熱交換器6を流れる冷媒の流量を制御して各利用側熱交換器6において必要とされる冷凍負荷を得ることができるようするために各利用側熱交換器6に対応するように利用側膨張機構5cを設けていることに起因して、レシーバ18の圧力と冷凍サイクルにおける中間圧との圧力差が小さい条件であることから、気液分離器としてのレシーバ18による中間圧インジェクションが採用されており、上述の実施形態と同様の作用効果を得ることができる。

また、本変形例では、上述の変形例2と同様に、暖房運転時に中間熱交換器7が冷媒の蒸発器として機能しており、中間熱交換器7の有効利用が図られている。

しかも、本変形例では、上述のような中間圧インジェクションの冷房運転と暖房運転との使い分けに伴って、インジェクション量最適化制御として、冷房運転時に、後段側の圧縮要素2dの吸入における冷媒の過熱度S

Hが目標値SHCになるように、第3後段側インジェクション管19を通じて後段側の圧縮要素2dに戻される冷媒の流量を制御するとともに、暖房運転時において、後段側の圧縮要素2dの吸入における冷媒の過熱度SHが目標値SHHになるように、第2後段側インジェクション管としての液インジェクション管18hを通じて後段側の圧縮要素2dに戻される冷媒の流量を制御するものを採用しており、暖房運転時における過熱度SHの目標値SHHが冷房運転時における過熱度SHの目標値SHC以下になるように設定しているため、圧縮機構2から吐出される冷媒の流量に対する後段側インジェクション管（冷房運転時には、第3後段側インジェクション管19、暖房運転時には、第1後段側インジェクション管18c及び液インジェクション管18hの両方）を通じて後段側の圧縮要素2dに戻される冷媒の流量の比であるインジェクション比が、冷房運転時よりも暖房運転時のほうが大きくなる。これにより、本変形例では、上述の実施形態及びその変形例と同様に、後段側インジェクション管を用いた中間圧インジェクションによる後段側の圧縮要素2dに吸入される冷媒の冷却効果が、冷房運転時よりも暖房運転時のほうが大きくなるため、中間熱交換器7による後段側の圧縮要素2dに吸入される冷媒の冷却効果のない暖房運転時においても、外部への放熱を抑えながら、圧縮機構2から吐出される冷媒の温度をさらに低く抑えることができ、成績係数を向上させることができる。また、本変形例においても、上述の実施形態及びその変形例と同様、暖房運転時における過熱度SHの目標値SHH（図27参照）を冷房運転時における過熱度SHの目標値SHCと同じ値に設定することで、暖房運転時においても、後段側の圧縮要素2dに吸入される冷媒を、暖房運転時は中間圧インジェクションによって、中間熱交換器7及び中間圧インジェクションにより冷媒を冷却する冷房運転時と同じ過熱度SHまで冷却するようにして、中間熱交換器7による冷却効果に相当する分だけ冷房運転時よりも暖房運転時におけるインジェクション比が大きくなるようにすることが好ましい。

上述の実施形態及びその変形例では、１台の一軸二段圧縮構造の圧縮機２１によって、２つの圧縮要素２ｃ、２ｄのうちの前段側の圧縮要素から吐出された冷媒を後段側の圧縮要素で順次圧縮する二段圧縮式の圧縮機構２が構成されているが、三段圧縮式等のような二段圧縮式よりも多段の圧縮機構を採用してもよいし、また、単一の圧縮要素が組み込まれた圧縮機及び／又は複数の圧縮要素が組み込まれた圧縮機を複数台直列に接続することで多段の圧縮機構を構成してもよい。また、利用側熱交換器６が多数接続される場合等のように、圧縮機構の能力を大きくする必要がある場合には、多段圧縮式の圧縮機構を２系統以上並列に接続した並列多段圧縮式の圧縮機構を採用してもよい。

例えば、図２８に示されるように、上述の変形例３における冷媒回路３１０（図２１参照）において、二段圧縮式の圧縮機構２に代えて、二段圧縮式の圧縮機構１０３、１０４を並列に接続した圧縮機構１０２を採用した冷媒回路４１０にしてもよい。

[0080] ここで、第１圧縮機構１０３は、本変形例において、２つの圧縮要素１０３ｃ、１０３ｄで冷媒を二段圧縮する圧縮機２９から構成されており、圧縮機構１０２の吸入母管１０２ａから分岐された第１吸入枝管１０３ａ、及び、圧縮機構１０２の吐出母管１０２ｂに合流する第１吐出枝管１０３ｂに接続されている。第２圧縮機構１０４は、本変形例において、２つの圧縮要素１０４ｃ、１０４ｄで冷媒を二段圧縮する圧縮機３０から構成されており、圧縮機構１０２の吸入母管１０２ａから分岐された第２吸入枝管１０４ａ、及び、圧縮機構１０２の吐出母管１０２ｂに合流する第２吐出枝管１０４ｂに接続されている。尚、圧縮機２９、３０は、上述の実施形態及びその変形例における圧縮機２１と同様の構成であるため、圧縮要素１０３ｃ、１０３ｄ、１０４ｃ、１０４ｄを除く各部を示す符号をそれぞれ２９番台や３０番台に置き換えることとし、ここでは、説明を省略する。そして、圧縮機２９は、第１吸入枝管１０３ａから冷媒を吸入し、この吸入された冷媒を圧縮要素１０３ｃによって圧縮した後に中間冷媒管８を構成する第１入口側中間枝

管 8 1 に吐出し、第 1 入口側中間枝管 8 1 に吐出された冷媒を中間冷媒管 8 を構成する中間母管 8 2 及び第 1 出口側中間枝管 8 3 を通じて圧縮要素 1 0 3 d に吸入させて冷媒をさらに圧縮した後に第 1 吐出枝管 1 0 3 b に吐出するように構成されている。圧縮機 3 0 は、第 2 吸入枝管 1 0 4 a から冷媒を吸入し、この吸入された冷媒を圧縮要素 1 0 4 c によって圧縮した後に中間冷媒管 8 を構成する第 2 入口側中間枝管 8 4 に吐出し、第 2 入口側中間枝管 8 4 に吐出された冷媒を中間冷媒管 8 を構成する中間母管 8 2 及び第 2 出口側中間枝管 8 5 を通じて圧縮要素 1 0 4 d に吸入させて冷媒をさらに圧縮した後に第 2 吐出枝管 1 0 4 b に吐出するように構成されている。中間冷媒管 8 は、本変形例において、圧縮要素 1 0 3 d、1 0 4 d の前段側に接続された圧縮要素 1 0 3 c、1 0 4 c から吐出された冷媒を、圧縮要素 1 0 3 c、1 0 4 c の後段側に接続された圧縮要素 1 0 3 d、1 0 4 d に吸入させるための冷媒管であり、主として、第 1 圧縮機構 1 0 3 の前段側の圧縮要素 1 0 3 c の吐出側に接続される第 1 入口側中間枝管 8 1 と、第 2 圧縮機構 1 0 4 の前段側の圧縮要素 1 0 4 c の吐出側に接続される第 2 入口側中間枝管 8 4 と、両入口側中間枝管 8 1、8 4 が合流する中間母管 8 2 と、中間母管 8 2 から分岐されて第 1 圧縮機構 1 0 3 の後段側の圧縮要素 1 0 3 d の吸入側に接続される第 1 出口側中間枝管 8 3 と、中間母管 8 2 から分岐されて第 2 圧縮機構 1 0 4 の後段側の圧縮要素 1 0 4 d の吸入側に接続される第 2 出口側中間枝管 8 5 とを有している。また、吐出母管 1 0 2 b は、圧縮機構 1 0 2 から吐出された冷媒を切換機構 3 に送るための冷媒管であり、吐出母管 1 0 2 b に接続される第 1 吐出枝管 1 0 3 b には、第 1 油分離機構 1 4 1 と第 1 逆止機構 1 4 2 とが設けられており、吐出母管 1 0 2 b に接続される第 2 吐出枝管 1 0 4 b には、第 2 油分離機構 1 4 3 と第 2 逆止機構 1 4 4 とが設けられている。第 1 油分離機構 1 4 1 は、第 1 圧縮機構 1 0 3 から吐出される冷媒に同伴する冷凍機油を冷媒から分離して圧縮機構 1 0 2 の吸入側へ戻す機構であり、主として、第 1 圧縮機構 1 0 3 から吐出される冷媒に同伴する冷凍機油を冷媒から分離する第 1 油分離器 1 4 1 a と、第 1 油分離器 1 4 1

aに接続されており冷媒から分離された冷凍機油を圧縮機構102の吸入側に戻す第1油戻し管141bとを有している。第2油分離機構143は、第2圧縮機構104から吐出される冷媒に同伴する冷凍機油を冷媒から分離して圧縮機構102の吸入側へ戻す機構であり、主として、第2圧縮機構104から吐出される冷媒に同伴する冷凍機油を冷媒から分離する第2油分離器143aと、第2油分離器143aに接続されており冷媒から分離された冷凍機油を圧縮機構102の吸入側に戻す第2油戻し管143bとを有している。本変形例において、第1油戻し管141bは、第2吸入枝管104aに接続されており、第2油戻し管143cは、第1吸入枝管103aに接続されている。このため、第1圧縮機構103内に溜まった冷凍機油の量と第2圧縮機構104内に溜まった冷凍機油の量との間に偏りに起因して第1圧縮機構103から吐出される冷媒に同伴する冷凍機油の量と第2圧縮機構104から吐出される冷媒に同伴する冷凍機油の量との間に偏りが生じた場合であっても、圧縮機構103、104のうち冷凍機油の量が少ない方に冷凍機油が多く戻ることになり、第1圧縮機構103内に溜まった冷凍機油の量と第2圧縮機構104内に溜まった冷凍機油の量との間の偏りが解消されるようになっている。また、本変形例において、第1吸入枝管103aは、第2油戻し管143bとの合流部から吸入母管102aとの合流部までの間の部分が、吸入母管102aとの合流部に向かって下り勾配になるように構成されており、第2吸入枝管104aは、第1油戻し管141bとの合流部から吸入母管102aとの合流部までの間の部分が、吸入母管102aとの合流部に向かって下り勾配になるように構成されている。このため、圧縮機構103、104のいずれか一方が停止中であっても、運転中の圧縮機構に対応する油戻し管から停止中の圧縮機構に対応する吸入枝管に戻される冷凍機油は、吸入母管102aに戻るることになり、運転中の圧縮機構の油切れが生じにくくなっている。油戻し管141b、143bには、油戻し管141b、143bを流れる冷凍機油を減圧する減圧機構141c、143cが設けられている。逆止機構142、144は、圧縮機構103、104の吐出側か

ら切換機構 3 への冷媒の流れを許容し、かつ、切換機構 3 から圧縮機構 103、104 の吐出側への冷媒の流れを遮断するための機構である。

[0081] このように、圧縮機構 102 は、本変形例において、2 つの圧縮要素 103 c、103 d を有するとともにこれらの圧縮要素 103 c、103 d のうちの前段側の圧縮要素から吐出された冷媒を後段側の圧縮要素で順次圧縮するように構成された第 1 圧縮機構 103 と、2 つの圧縮要素 104 c、104 d を有するとともにこれらの圧縮要素 104 c、104 d のうちの前段側の圧縮要素から吐出された冷媒を後段側の圧縮要素で順次圧縮するように構成された第 2 圧縮機構 104 とを並列に接続した構成となっている。

また、中間熱交換器 7 は、本変形例において、中間冷媒管 8 を構成する中間母管 82 に設けられており、冷房運転時には、第 1 圧縮機構 103 の前段側の圧縮要素 103 c から吐出された冷媒と第 2 圧縮機構 104 の前段側の圧縮要素 104 c から吐出された冷媒とが合流したものを冷却する熱交換器である。すなわち、中間熱交換器 7 は、冷房運転時には、2 つの圧縮機構 103、104 に共通の冷却器として機能するものとなっている。このため、多段圧縮式の圧縮機構 103、104 を複数系統並列に接続した並列多段圧縮式の圧縮機構 102 に対して中間熱交換器 7 を設ける際の圧縮機構 102 周りの回路構成の簡素化が図られている。

[0082] また、中間冷媒管 8 を構成する第 1 入口側中間枝管 81 には、第 1 圧縮機構 103 の前段側の圧縮要素 103 c の吐出側から中間母管 82 側への冷媒の流れを許容し、かつ、中間母管 82 側から前段側の圧縮要素 103 c の吐出側への冷媒の流れを遮断するための逆止機構 81 a が設けられており、中間冷媒管 8 を構成する第 2 入口側中間枝管 84 には、第 2 圧縮機構 103 の前段側の圧縮要素 104 c の吐出側から中間母管 82 側への冷媒の流れを許容し、かつ、中間母管 82 側から前段側の圧縮要素 104 c の吐出側への冷媒の流れを遮断するための逆止機構 84 a が設けられている。本変形例においては、逆止機構 81 a、84 a として逆止弁が使用されている。このため、圧縮機構 103、104 のいずれか一方が停止中であっても、運転中の圧

縮機構の前段側の圧縮要素から吐出された冷媒が中間冷媒管 8 を通じて、停止中の圧縮機構の前段側の圧縮要素の吐出側に達するということが生じないため、運転中の圧縮機構の前段側の圧縮要素から吐出された冷媒が、停止中の圧縮機構の前段側の圧縮要素内を通じて圧縮機構 102 の吸入側に抜けて停止中の圧縮機構の冷凍機油が流出するということが生じなくなり、これにより、停止中の圧縮機構を起動する際の冷凍機油の不足が生じにくくなっている。尚、圧縮機構 103、104 間に運転の優先順位を設けている場合（例えば、第 1 圧縮機構 103 を優先的に運転する圧縮機構とする場合）には、上述の停止中の圧縮機構に該当することがあるのは、第 2 圧縮機構 104 に限られることになるため、この場合には、第 2 圧縮機構 104 に対応する逆止機構 84a だけを設けるようにしてもよい。

[0083] また、上述のように、第 1 圧縮機構 103 を優先的に運転する圧縮機構とする場合においては、中間冷媒管 8 が圧縮機構 103、104 に共通に設けられているため、運転中の第 1 圧縮機構 103 に対応する前段側の圧縮要素 103c から吐出された冷媒が中間冷媒管 8 の第 2 出口側中間枝管 85 を通じて、停止中の第 2 圧縮機構 104 の後段側の圧縮要素 104d の吸入側に達し、これにより、運転中の第 1 圧縮機構 103 の前段側の圧縮要素 103c から吐出された冷媒が、停止中の第 2 圧縮機構 104 の後段側の圧縮要素 104d 内を通じて圧縮機構 102 の吐出側に抜けて停止中の第 2 圧縮機構 104 の冷凍機油が流出して、停止中の第 2 圧縮機構 104 を起動する際の冷凍機油の不足が生じるおそれがある。そこで、本変形例では、第 2 出口側中間枝管 85 に開閉弁 85a を設け、第 2 圧縮機構 104 が停止中の場合には、この開閉弁 85a によって第 2 出口側中間枝管 85 内の冷媒の流れを遮断するようにしている。これにより、運転中の第 1 圧縮機構 103 の前段側の圧縮要素 103c から吐出された冷媒が中間冷媒管 8 の第 2 出口側中間枝管 85 を通じて、停止中の第 2 圧縮機構 104 の後段側の圧縮要素 104d の吸入側に達することがなくなるため、運転中の第 1 圧縮機構 103 の前段側の圧縮要素 103c から吐出された冷媒が、停止中の第 2 圧縮機構 104

の後段側の圧縮要素 104 d 内を通じて圧縮機構 102 の吐出側に抜けて停止中の第 2 圧縮機構 104 の冷凍機油が流出するということが生じなくなり、これにより、停止中の第 2 圧縮機構 104 を起動する際の冷凍機油の不足がさらに生じにくくなっている。尚、本変形例においては、開閉弁 85 a として電磁弁が使用されている。

[0084] また、第 1 圧縮機構 103 を優先的に運転する圧縮機構とする場合においては、第 1 圧縮機構 103 の起動に続いて第 2 圧縮機構 104 を起動することになるが、この際、中間冷媒管 8 が圧縮機構 103、104 に共通に設けられているため、第 2 圧縮機構 104 の前段側の圧縮要素 104 c の吐出側の圧力及び後段側の圧縮要素 104 d の吸入側の圧力が、第 1 圧縮機構 103 の前段側の圧縮要素 103 c の吸入側の圧力及び後段側の圧縮要素 103 d の吐出側の圧力よりも高くなった状態から起動することになり、安定的に第 2 圧縮機構 104 を起動することが難しい。そこで、本変形例では、第 2 圧縮機構 104 の前段側の圧縮要素 104 c の吐出側と後段側の圧縮要素 104 d の吸入側とを接続する起動バイパス管 86 を設けるとともに、この起動バイパス管 86 に開閉弁 86 a を設け、第 2 圧縮機構 104 が停止中の場合には、この開閉弁 86 a によって起動バイパス管 86 内の冷媒の流れを遮断し、かつ、開閉弁 85 a によって第 2 出口側中間枝管 85 内の冷媒の流れを遮断するようにし、第 2 圧縮機構 104 を起動する際に、開閉弁 86 a によって起動バイパス管 86 内に冷媒を流すことができる状態にすることで、第 2 圧縮機構 104 の前段側の圧縮要素 104 c から吐出される冷媒を第 1 圧縮機構 103 の前段側の圧縮要素 103 c から吐出される冷媒に合流させることなく、起動バイパス管 86 を通じて後段側の圧縮要素 104 d に吸入させるようにして、圧縮機構 102 の運転状態が安定した時点（例えば、圧縮機構 102 の吸入圧力、吐出圧力及び中間圧力が安定した時点）で、開閉弁 85 a によって第 2 出口側中間枝管 85 内に冷媒を流すことができる状態にし、かつ、開閉弁 86 a によって起動バイパス管 86 内の冷媒の流れを遮断して、通常の冷房運転や暖房運転に移行することができるようになってい

る。尚、本変形例において、起動バイパス管 8 6 は、その一端が第 2 出口側中間枝管 8 5 の開閉弁 8 5 a と第 2 圧縮機構 1 0 4 の後段側の圧縮要素 1 0 4 d の吸入側との間に接続され、その他端が第 2 圧縮機構 1 0 4 の前段側の圧縮要素 1 0 4 c の吐出側と第 2 入口側中間枝管 8 4 の逆止機構 8 4 a との間に接続されており、第 2 圧縮機構 1 0 4 を起動する際に、第 1 圧縮機構 1 0 3 の中間圧部分の影響を受けにくい状態にできるようになっている。また、本変形例においては、開閉弁 8 6 a として電磁弁が使用されている。

[0085] また、本変形例の空気調和装置 1 の冷房運転や暖房運転の動作は、圧縮機構 2 に代えて設けられた圧縮機構 1 0 2 によって、圧縮機構 1 0 2 周りの回路構成がやや複雑化したことによる変更点を除いては、上述の変形例 3 における動作（図 2 1 ～図 2 7 及びその関連記載）と基本的に同じであるため、ここでは、説明を省略する。

そして、本変形例の構成においても、上述の変形例 3 と同様の作用効果を得ることができる。

（7）他の実施形態

以上、本発明の実施形態及びその変形例について図面に基づいて説明したが、具体的な構成は、これらの実施形態及びその変形例に限られるものではなく、発明の要旨を逸脱しない範囲で変更可能である。

[0086] 例えば、上述の実施形態及びその変形例において、利用側熱交換器 6 を流れる冷媒と熱交換を行う加熱源又は冷却源としての水やブラインを使用するとともに、利用側熱交換器 6 において熱交換された水やブラインと室内空気とを熱交換させる二次熱交換器を設けた、いわゆる、チラー型の空気調和装置に本発明を適用してもよい。

また、上述のチラータイプの空気調和装置の他の型式の冷凍装置であっても、超臨界域で作動する冷媒を冷媒として使用して多段圧縮式冷凍サイクルを行うものであれば、本発明を適用可能である。

また、超臨界域で作動する冷媒としては、二酸化炭素に限定されず、エチレン、エタンや酸化窒素等を使用してもよい。

産業上の利用可能性

[0087] 本発明は、冷却運転と加熱運転とを切り換え可能で、かつ、中間圧インジェクションが可能な冷媒回路を有する多段圧縮式の冷凍サイクルを行う冷凍装置に広く適用可能である。

符号の説明

- [0088]
- 1 空気調和装置（冷凍装置）
 - 2、102 圧縮機構
 - 3 切換機構
 - 4 熱源側熱交換器
 - 6 利用側熱交換器
 - 7 中間熱交換器
 - 8 中間冷媒管
 - 9 中間熱交換器バイパス管
 - 18 レシーバ（気液分離器）
 - 18c 第1後段側インジェクション管
 - 18h 液インジェクション管（第2後段側インジェクション管）
 - 19 第3後段側インジェクション管
 - 20 エコノマイザ熱交換器

先行技術文献

特許文献

[0089] 特許文献1：特開2007-232263号公報

請求の範囲

[請求項1]

複数の圧縮要素を有しており、前記複数の圧縮要素のうちの前段側の圧縮要素から吐出された冷媒を後段側の圧縮要素で順次圧縮するように構成された圧縮機構（2）と、

冷媒の放熱器又は蒸発器として機能する熱源側熱交換器（4）と、

冷媒の蒸発器又は放熱器として機能する利用側熱交換器（6）と、

前記圧縮機構、前記熱源側熱交換器、前記利用側熱交換器の順に冷媒を循環させる冷却運転状態と、前記圧縮機構、前記利用側熱交換器、前記熱源側熱交換器の順に冷媒を循環させる加熱運転状態とを切り換える切換機構（3）と、

前記熱源側熱交換器又は前記利用側熱交換器において放熱した冷媒を分岐して前記後段側の圧縮要素に戻すための後段側インジェクション管（18c、18h、19）と、

前記前段側の圧縮要素から吐出された冷媒を前記後段側の圧縮要素に吸入させるための中間冷媒管（8）に設けられ、前記切換機構を前記冷却運転状態にする冷却運転時に、前記前段側の圧縮要素から吐出されて前記後段側の圧縮要素に吸入される冷媒の冷却器として機能する中間熱交換器（7）と、

前記中間熱交換器をバイパスするように前記中間冷媒管に接続され、前記切換機構を前記加熱運転状態にする加熱運転時に、前記前段側の圧縮要素から吐出されて前記後段側の圧縮要素に吸入される冷媒が前記中間熱交換器によって冷却されないようにする中間熱交換器バイパス管（9）とを備え、

前記圧縮機構から吐出される冷媒の流量に対する前記後段側インジェクション管を通じて前記後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量の比であるインジェクション比が、前記冷却運転時よりも前記加熱運転時のほうが大きくなるように、前記後段側インジェクション管を通じて前記後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するインジェク

ション量最適化制御を行う、
冷凍装置（１）。

[請求項2] 前記インジェクション量最適化制御は、前記後段側の圧縮要素の吸入における冷媒の過熱度が目標値になるように、前記後段側インジェクション管（１８c、１８h、１９）を通じて前記後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するものであり、前記加熱運転時における過熱度の目標値が前記冷却運転時における過熱度の目標値以下になるように設定される、請求項１に記載の冷凍装置（１）。

[請求項3] 前記熱源側熱交換器（４）又は前記利用側熱交換器（６）において放熱した冷媒を気液分離する気液分離器（１８）をさらに備え、

前記後段側インジェクション管は、前記気液分離器において気液分離されたガス冷媒を前記後段側の圧縮要素に戻すための第１後段側インジェクション管（１８c）と、放熱器として機能する前記熱源側熱交換器（４）又は前記利用側熱交換器（６）と前記気液分離器（１８）との間から冷媒を分岐して前記後段側の圧縮要素に戻す第２後段側インジェクション管（１８h）とを有しており、

前記インジェクション量最適化制御は、前記後段側の圧縮要素の吸入における冷媒の過熱度が目標値になるように、前記第２後段側インジェクション管（１８h）を通じて前記後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するものであり、前記加熱運転時における過熱度の目標値が前記冷却運転時における過熱度の目標値以下になるように設定される、

請求項１に記載の冷凍装置（１）。

[請求項4] 前記加熱運転時における過熱度の目標値は、前記冷却運転時における過熱度の目標値と同じ値に設定される、請求項２又は３に記載の冷凍装置（１）。

[請求項5] 前記熱源側熱交換器（４）又は前記利用側熱交換器（６）において放熱した冷媒と前記後段側インジェクション管（１９）を流れる冷媒

との熱交換を行うエコノマイザ熱交換器（20）をさらに備え、

前記インジェクション量最適化制御は、前記エコノマイザ熱交換器の前記後段側インジェクション管側の出口における冷媒の過熱度が目標値になるように、前記後段側インジェクション管を通じて前記後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するものであり、前記加熱運転時における過熱度の目標値が前記冷却運転時における過熱度の目標値よりも小さくなるように設定される、

請求項1に記載の冷凍装置（1）。

[請求項6] 前記加熱運転時における過熱度の目標値は、前記冷却運転時における過熱度の目標値に対して5℃から10℃だけ小さい値に設定される、請求項5に記載の冷凍装置（1）。

[請求項7] 前記加熱運転時に前記利用側熱交換器（6）において放熱した冷媒を気液分離する気液分離器（18）をさらに備え、

前記後段側インジェクション管は、前記加熱運転時に前記気液分離器において気液分離されたガス冷媒を前記後段側の圧縮要素に戻すための第1後段側インジェクション管（18c）と、前記加熱運転時に前記利用側熱交換器と前記気液分離器（18）との間から冷媒を分岐して前記後段側の圧縮要素に戻す第2後段側インジェクション管（18h）と、前記冷却運転時に前記熱源側熱交換器（4）において放熱した冷媒を分岐して前記後段側の圧縮要素に戻す第3後段側インジェクション管（19）とを有しており、

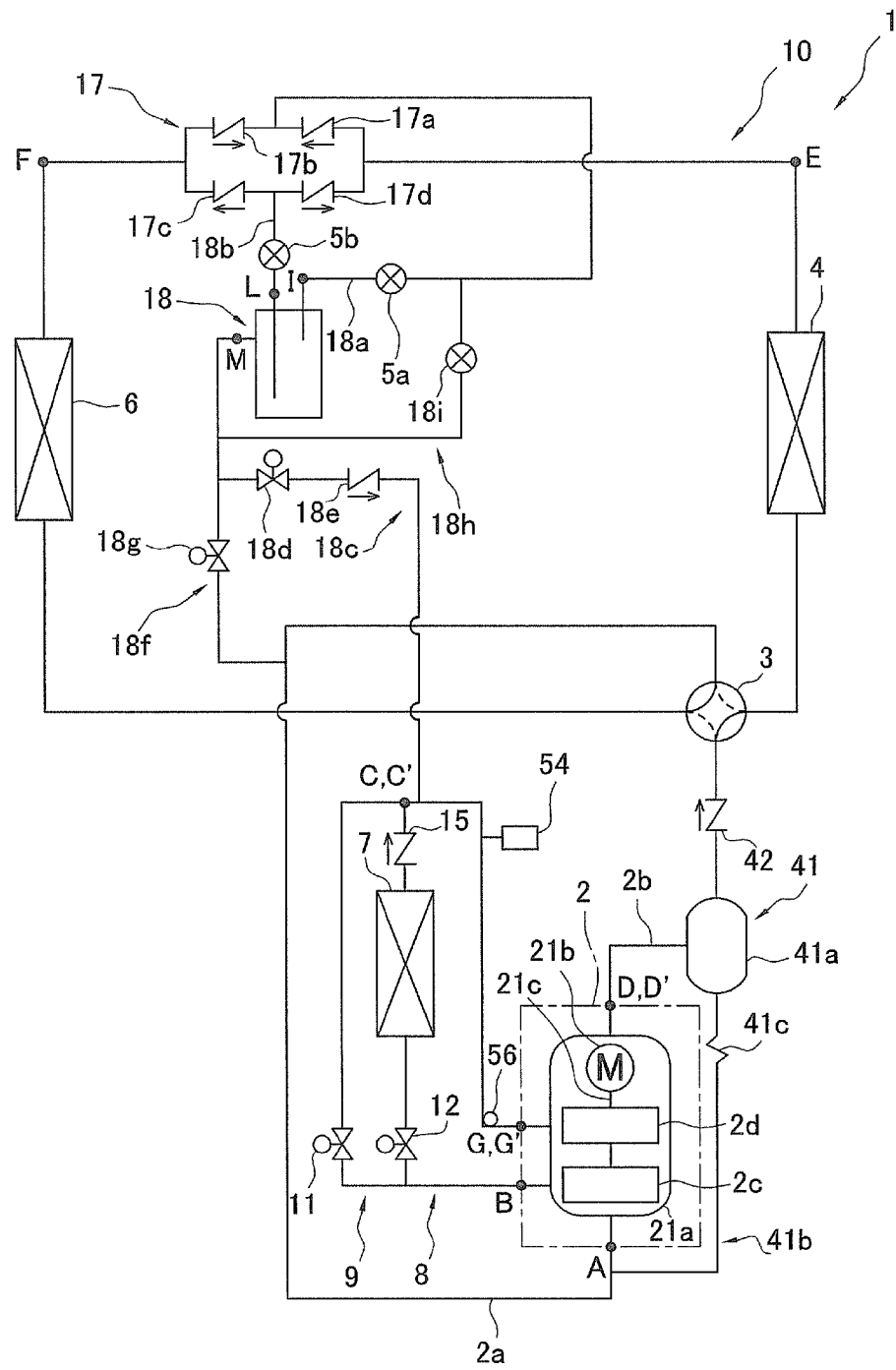
前記冷却運転時に前記熱源側熱交換器において放熱した冷媒と前記第3後段側インジェクション管を流れる冷媒との熱交換を行うエコノマイザ熱交換器（20）をさらに備え、

前記インジェクション量最適化制御は、前記冷却運転時において、前記後段側の圧縮要素の吸入における冷媒の過熱度が目標値になるように、前記第3後段側インジェクション管を通じて前記後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するとともに、前記加熱運転時にお

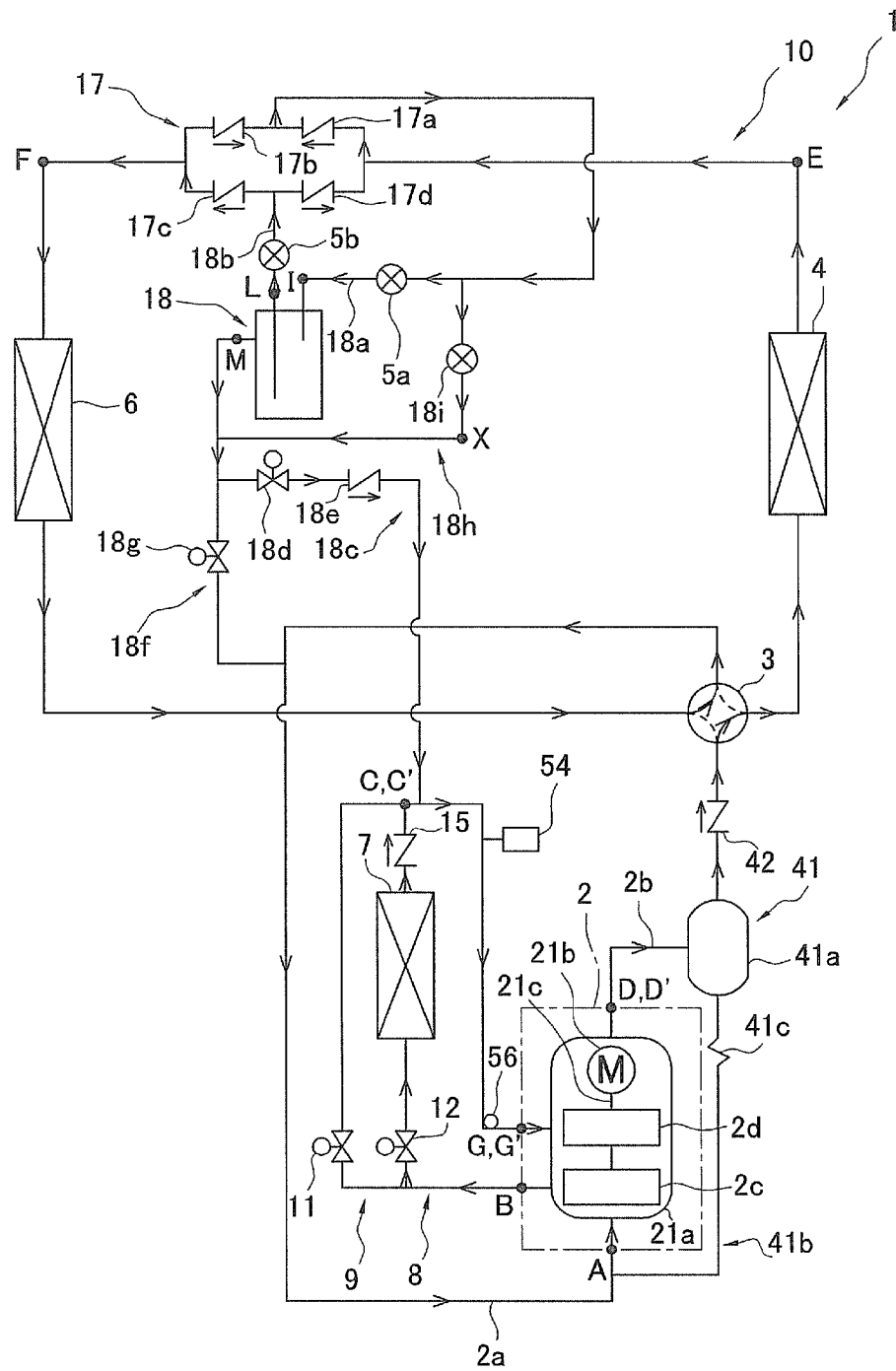
いて、前記後段側の圧縮要素の吸入における冷媒の過熱度が目標値になるように、前記第２後段側インジェクション管を通じて前記後段側の圧縮要素に戻される冷媒の流量を制御するものであり、前記加熱運転時における過熱度の目標値が前記冷却運転時における過熱度の目標値以下になるように設定される、
請求項１に記載の冷凍装置（１）。

[請求項８] 前記加熱運転時における過熱度の目標値は、前記冷却運転時における過熱度の目標値と同じ値に設定される、請求項７に記載の冷凍装置（１）。

[図1]

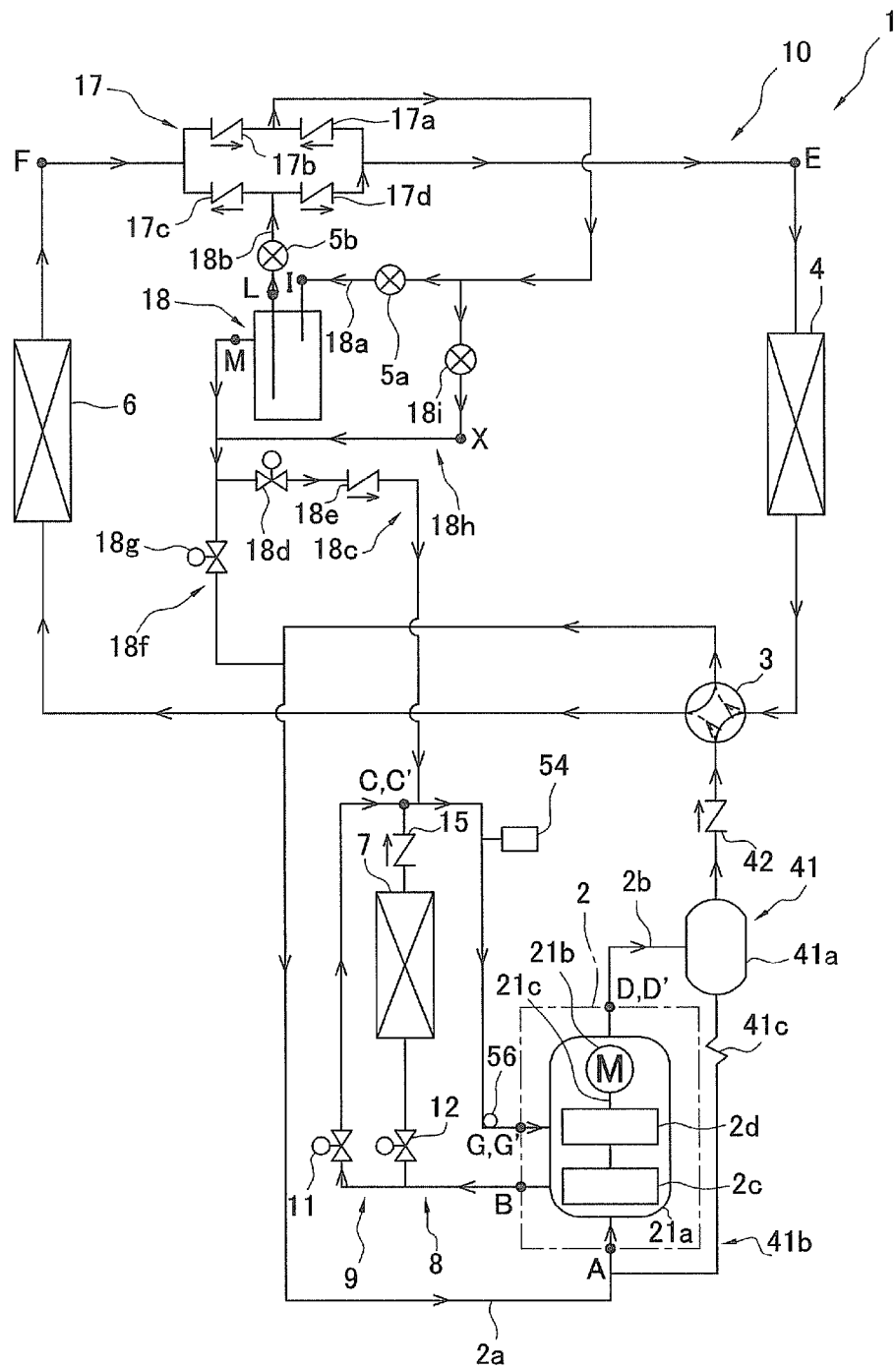


[図2]

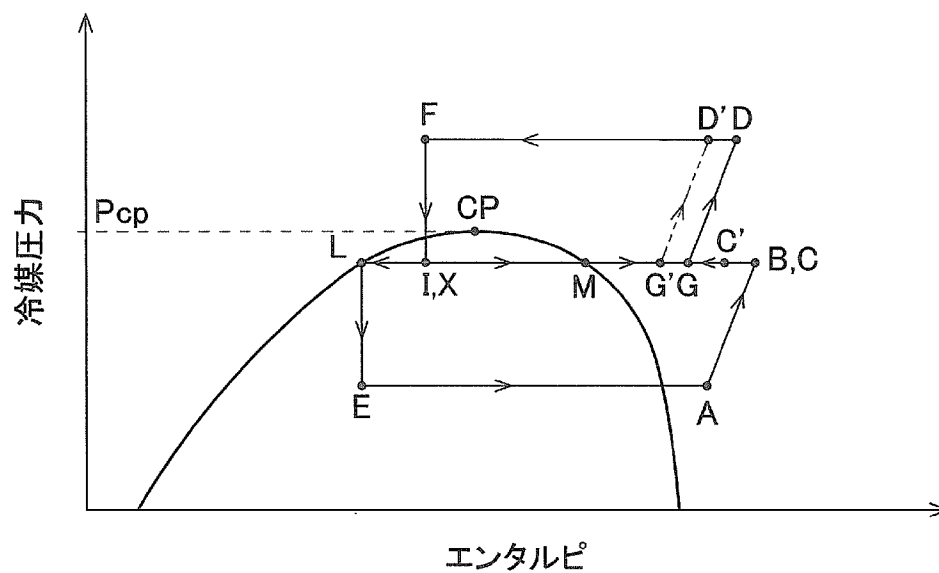


[illegible]

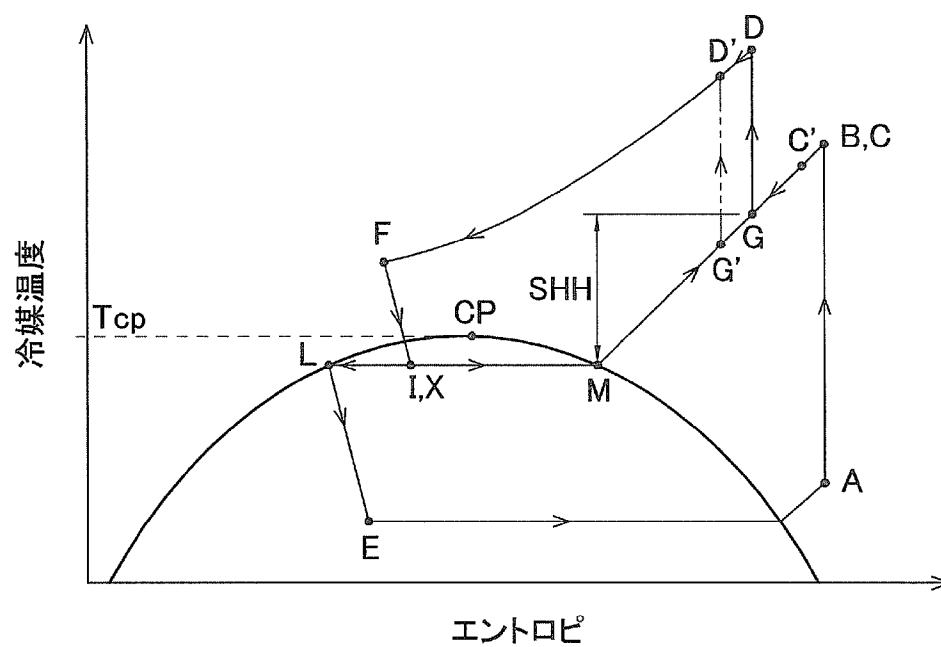
[図5]



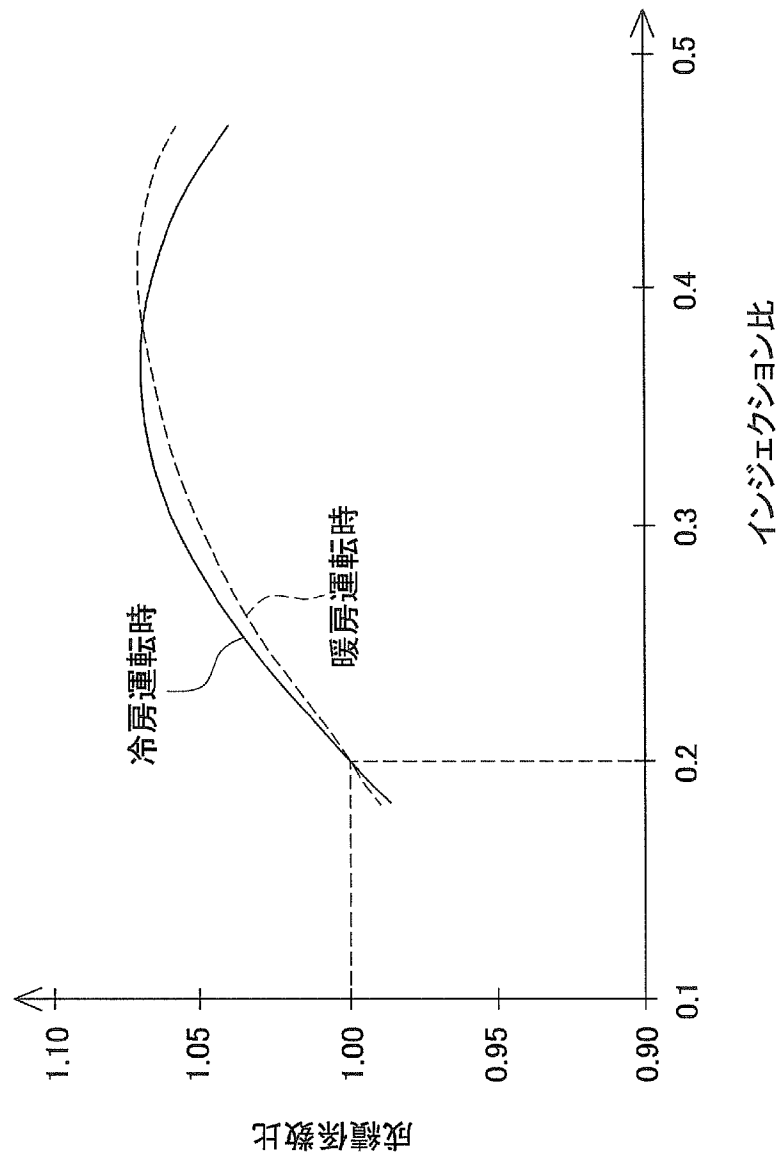
[図6]



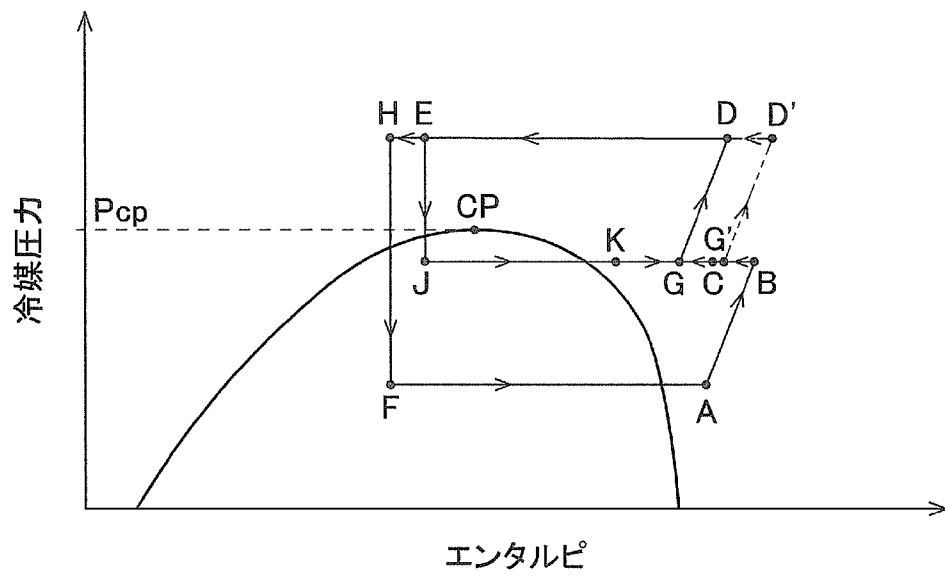
[図7]



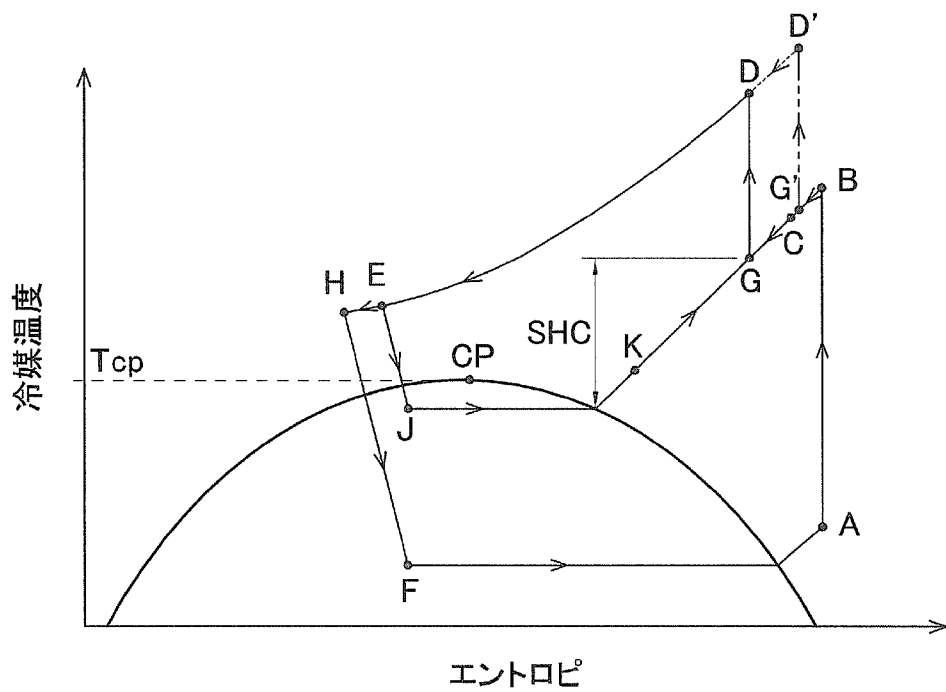
[図8]



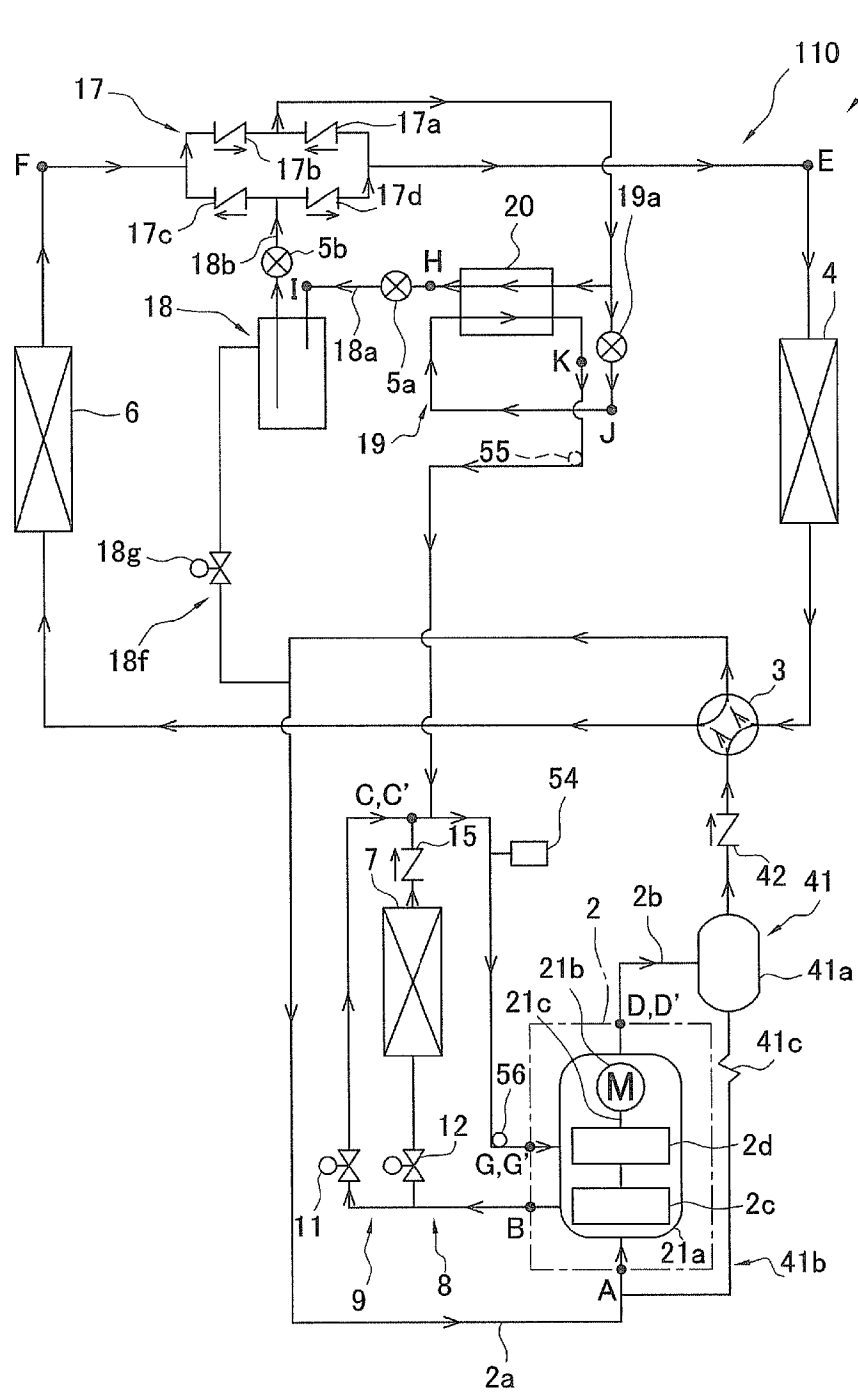
[図11]



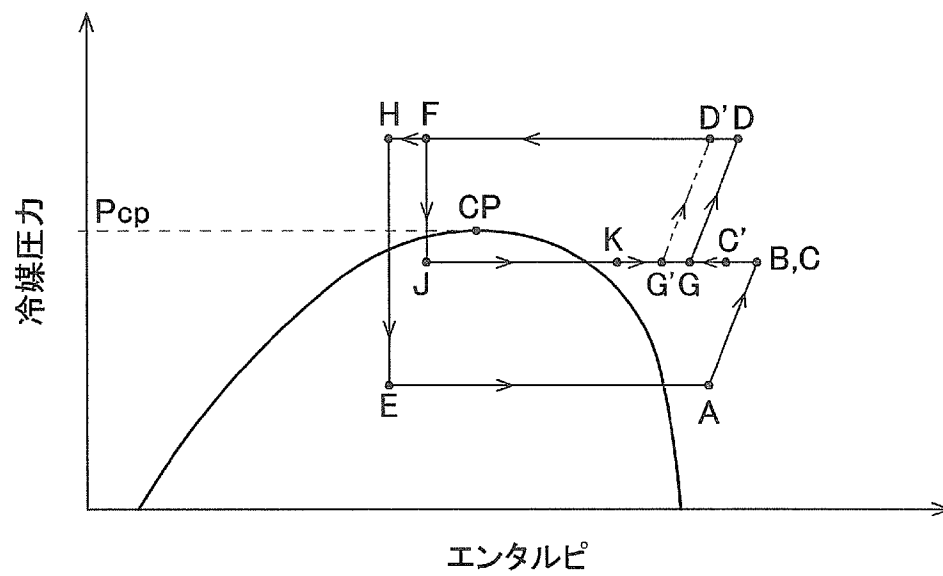
[図12]



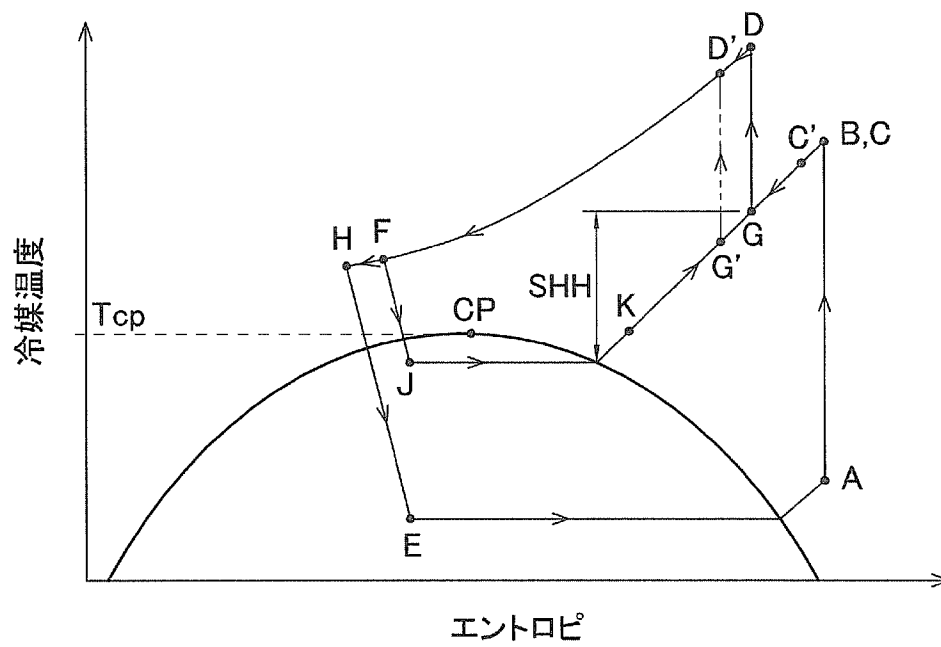
[図13]



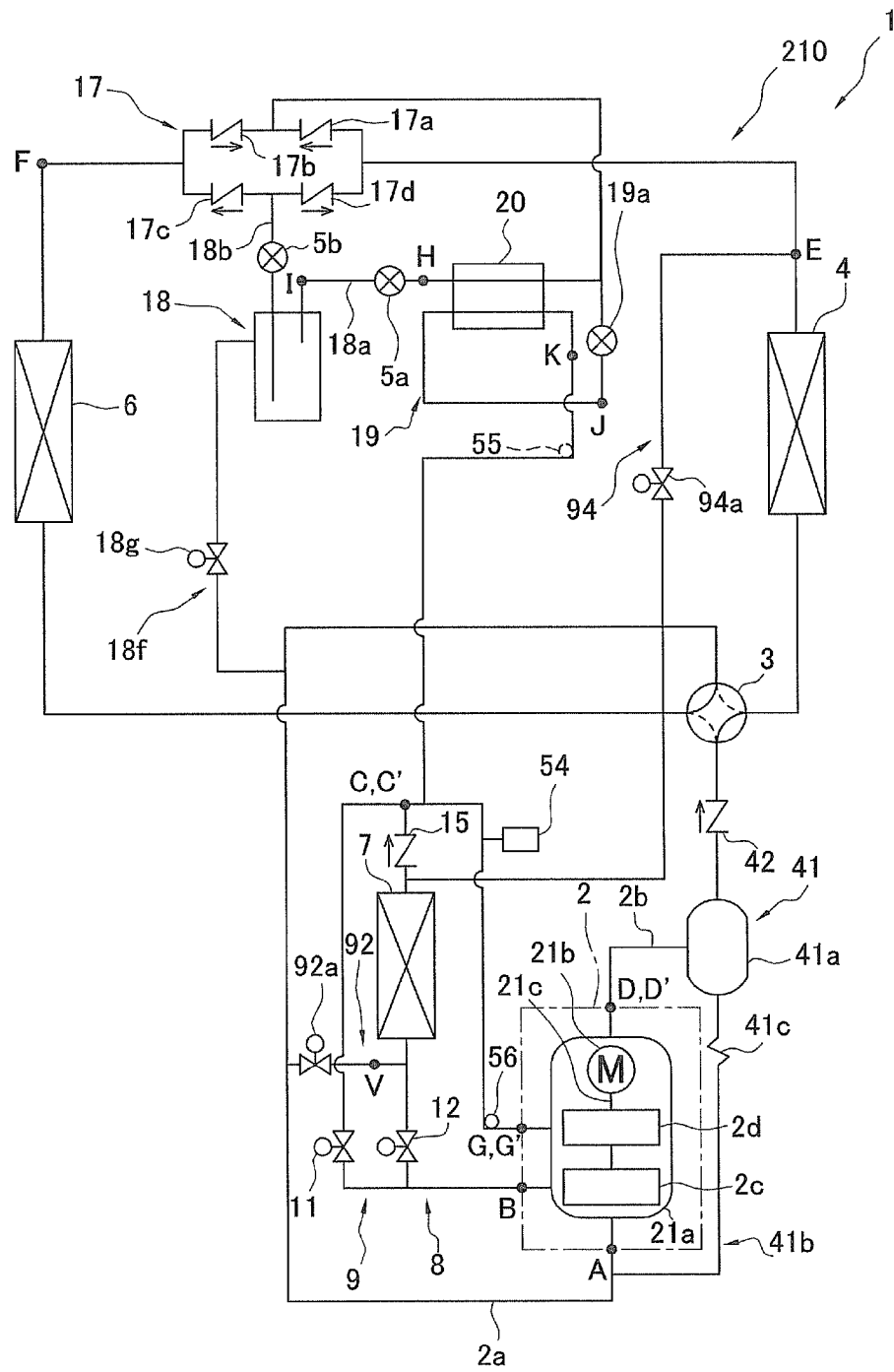
[図14]



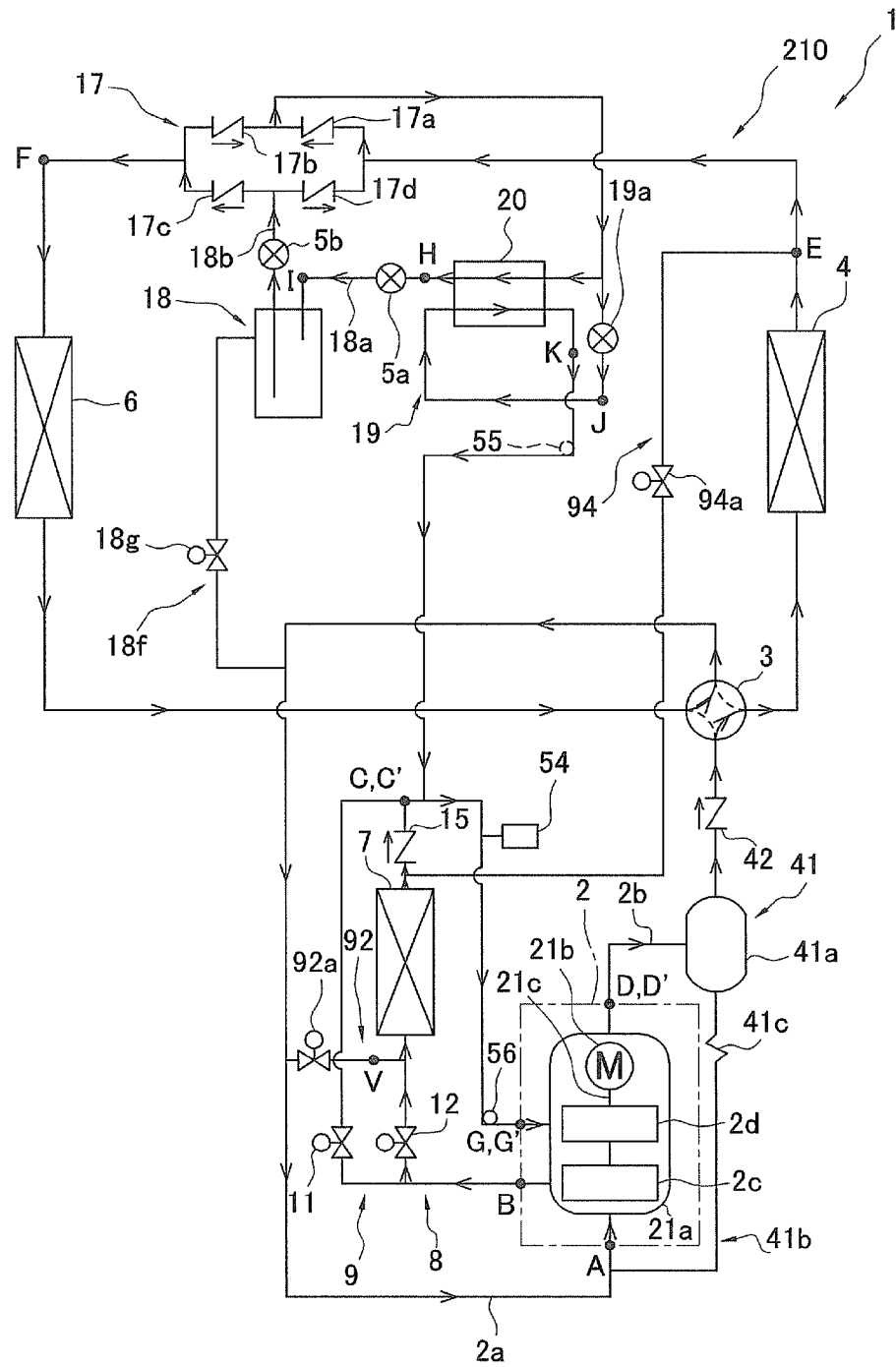
[図15]



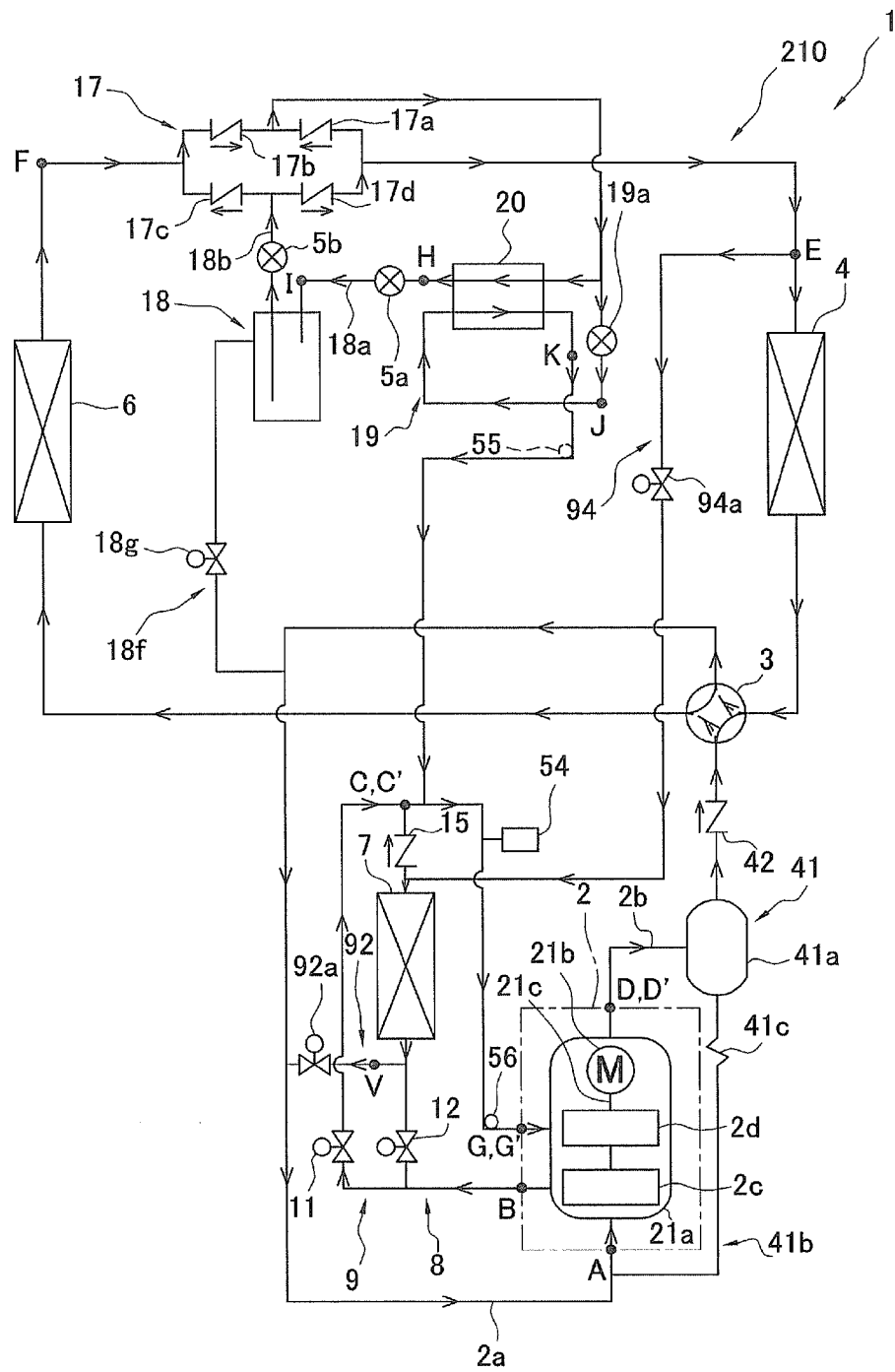
[図16]



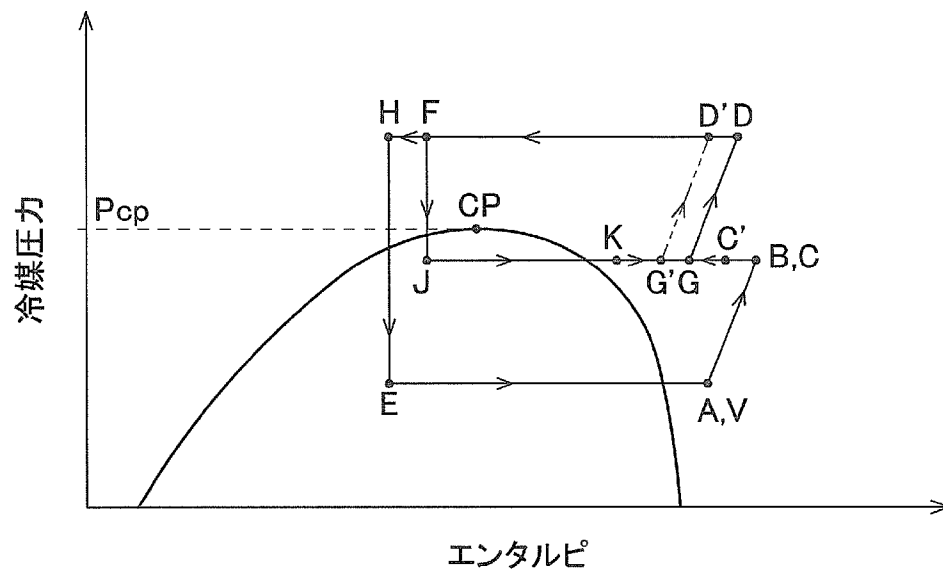
[図17]



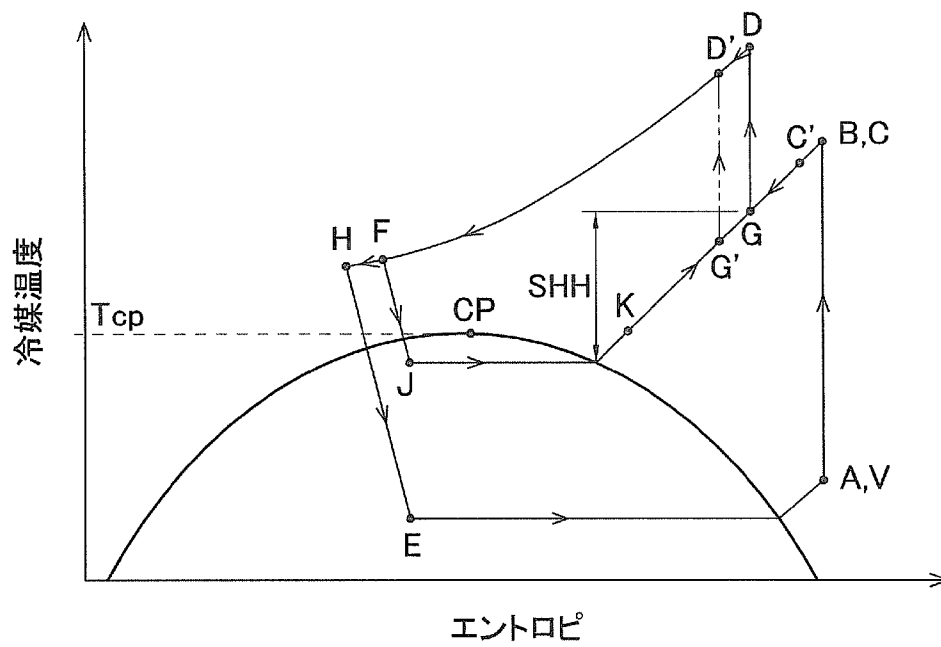
[図18]



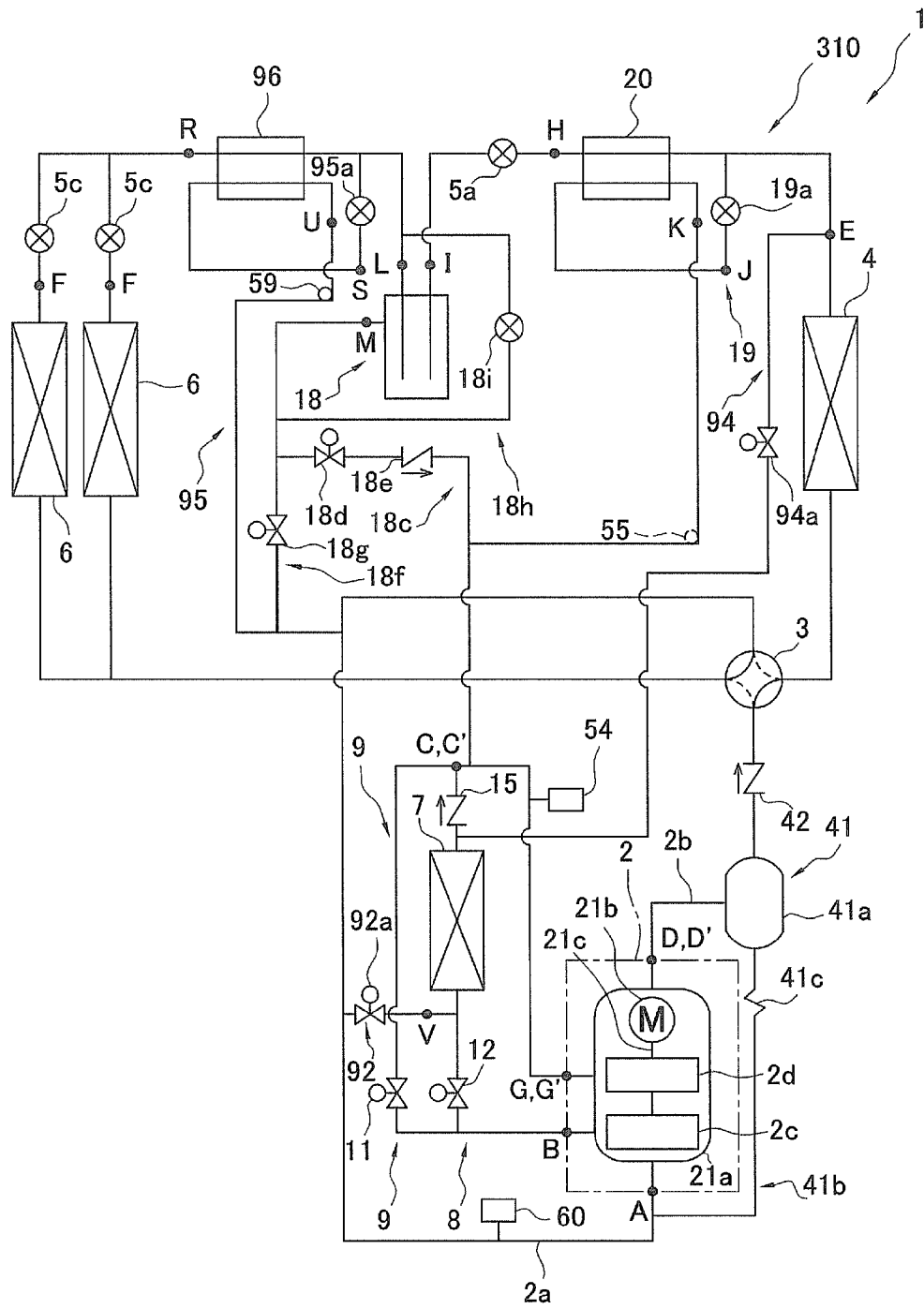
[図19]



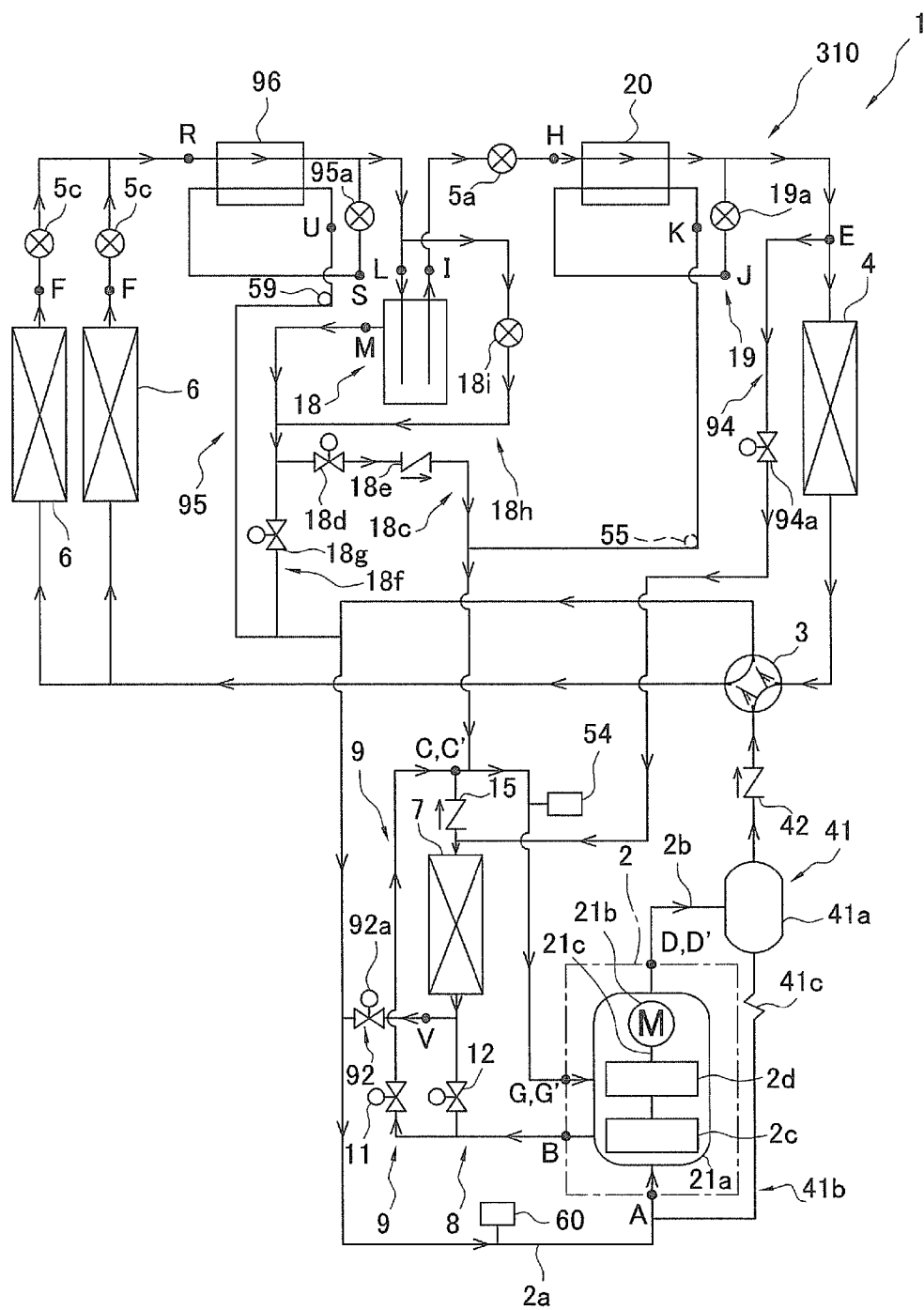
[図20]



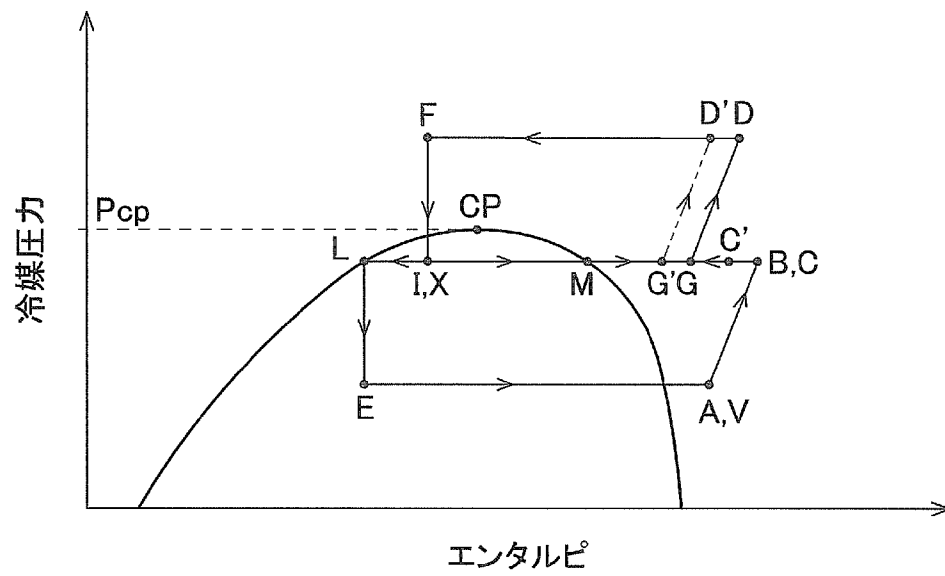
[図21]



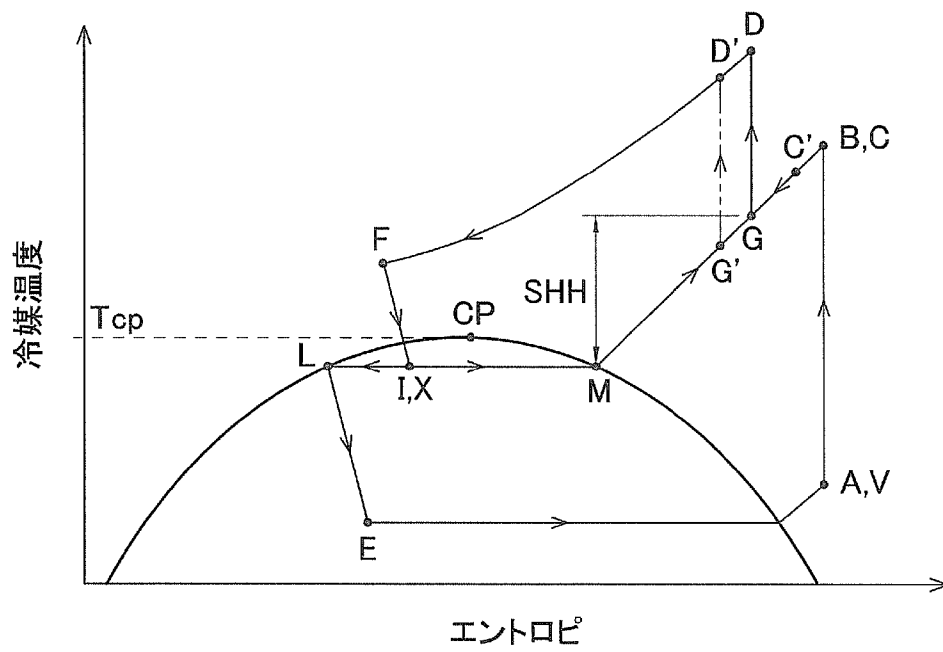
[図25]



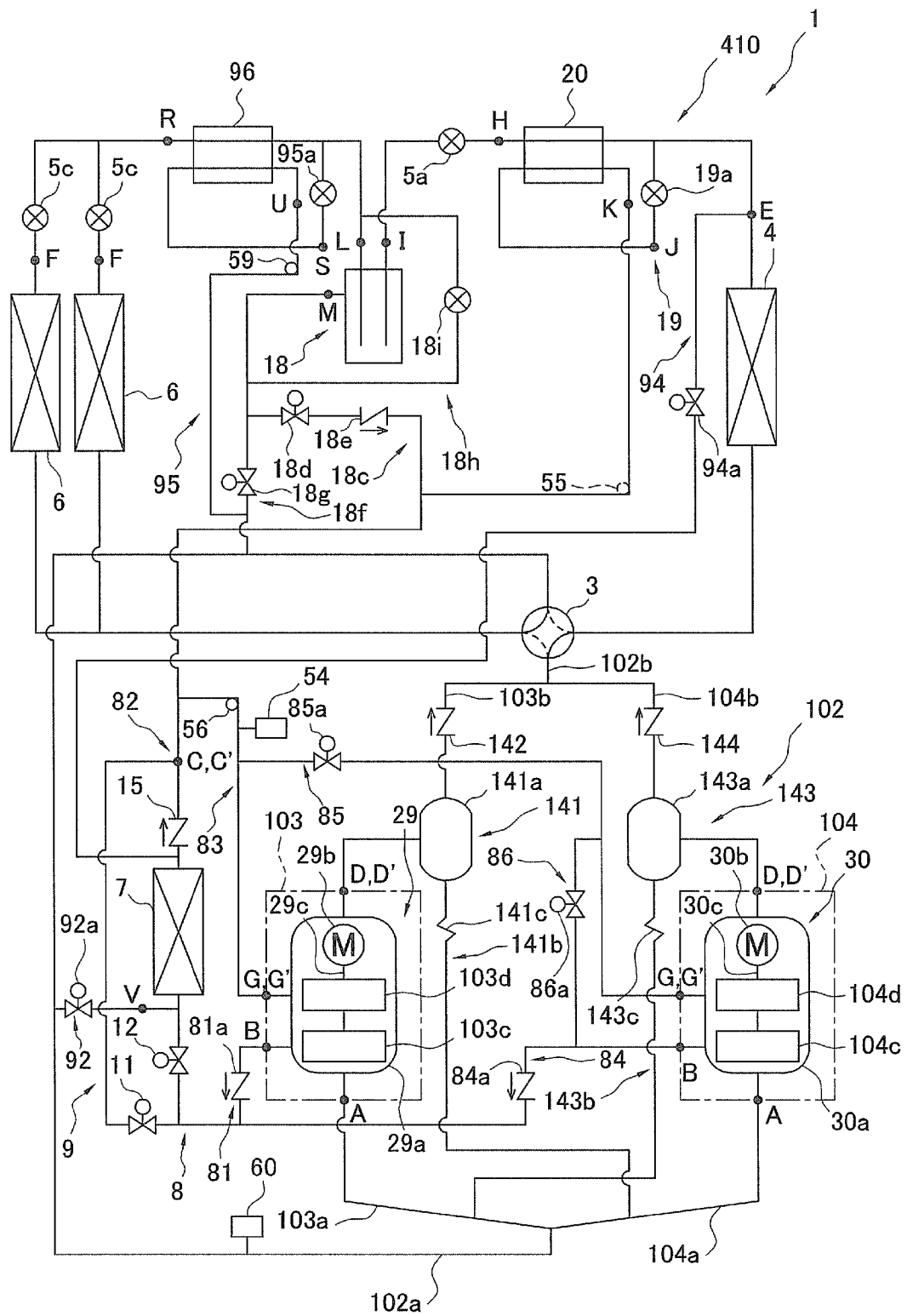
[図26]



[図27]



[図28]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2009/058439

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F25B1/00(2006.01) i, F25B1/10(2006.01) i, F25B43/00(2006.01) i

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

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F25B1/00, F25B1/10, F25B43/00

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

Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2009

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2009 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2009

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.
Y A	JP 2004-301453 A (Sanyo Electric Co., Ltd.), 28 October, 2004 (28.10.04), Par. Nos. [0101] to [0114]; Fig. 11 (Family: none)	1-4, 7, 8 5, 6
Y A	JP 2006-177597 A (Hitachi Home & Life Solution, Inc.), 06 July, 2006 (06.07.06), Claim 1; Par. Nos. [0069], [0078]; Fig. 1 & CN 1793755 A	1-4, 7, 8 5, 6
Y A	JP 3-67958 A (Daikin Industries, Ltd.), 22 March, 1991 (22.03.91), Fig. 8 (Family: none)	3, 7, 8 1, 2, 4-6

☒ 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
18 June, 2009 (18.06.09)Date of mailing of the international search report
30 June, 2009 (30.06.09)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2009/058439

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2001-133058 A (Matsushita Electric Industrial Co., Ltd.), 18 May, 2001 (18.05.01), Fig. 5 (Family: none)	7, 8 1-6
A	JP 2006-242557 A (Thermal Analysis Partners, L.L.C.), 14 September, 2006 (14.09.06), Fig. 1 & US 2006/0191288 A1 & EP 1703229 A2 & NO 20060909 A & CN 1847750 A	5-8

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F25B1/00(2006.01)i, F25B1/10(2006.01)i, F25B43/00(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（I P C））

Int.Cl. F25B1/00, F25B1/10, F25B43/00

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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 0 9 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 0 9 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 0 9 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
Y A	JP 2004-301453 A（三洋電機株式会社）2004.10.28, 段落【0101】－【0114】、第11図（ファミリーなし）	1-4, 7, 8 5, 6
Y A	JP 2006-177597 A（日立ホーム・アンド・ライフ・ソリューション株式会社）2006.07.06, 請求項1、段落【0069】、【0078】、第1図 & CN 1793755 A	1-4, 7, 8 5, 6
Y A	JP 3-67958 A（ダイキン工業株式会社）1991.03.22, 第8図（ファミリーなし）	3, 7, 8 1, 2, 4-6

☒ 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

1 8 . 0 6 . 2 0 0 9

国際調査報告の発送日

3 0 . 0 6 . 2 0 0 9

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / 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）

磯部 賢

3 M

4 0 3 1

電話番号 03-3581-1101 内線 3377

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y A	JP 2001-133058 A (松下電器産業株式会社) 2001.05.18, 第5図 (ファミリーなし)	7, 8 1-6
A	JP 2006-242557 A (サーマル・アナリシス・パートナーズ・エルエルシー) 2006.09.14, 第1図 & US 2006/0191288 A1 & EP 1703229 A2 & NO 20060909 A & CN 1847750 A	5-8