(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2009 年6 月4 日 (04.06.2009)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2009/069604 A1

(51) 国際特許分類:
F25B 1/10 (2006.01) *F25B 43/02* (2006.01)
F25B 1/00 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2008/071362

(22) 国際出願日: 2008 年11 月26 日 (26.11.2008)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願 2007-311692
2007 年11 月30 日 (30.11.2007) JP

(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１２号 梅田センタービル Osaka (JP).

(72) 発明者; および

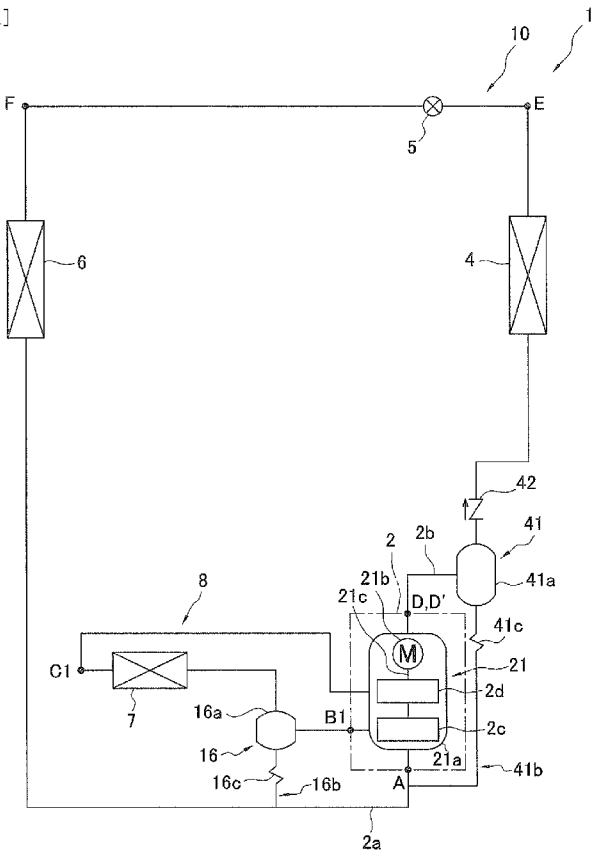
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 藤本 修二 (FUJIMOTO, Shuji) [JP/JP]; 〒5918511 大阪府堺市北区金岡町１３０４番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内 Osaka (JP). 吉見 敦史 (YOSHIMI, Atsushi) [JP/JP]; 〒5918511 大阪府堺市北区金岡町１３０４番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内 Osaka (JP). 上野 嘉夫 (UENO, Yoshio) [JP/JP]; 〒5918511 大阪府堺市北区金岡町１３０４番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内 Osaka (JP). 藤吉 竜介 (FUJIYOSHI, Ryusuke) [JP/JP]; 〒5918511 大阪府堺市北区金岡町１３０４番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内 Osaka (JP). 栗原 利行 (KURIHARA, Toshiyuki) [JP/JP]; 〒5918511 大阪府堺市北区金岡町１３０４番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内 Osaka (JP).

[続葉有]

(54) Title: REFRIGERATION DEVICE

(54) 発明の名称: 冷凍装置

[図1]



(57) Abstract: An air conditioner (1) using carbon dioxide as the refrigerant has a two-stage compression type compression mechanism (2), a heat source-side heat exchanger (4), an expansion mechanism (5), a utilization-side heat exchanger (6), an intermediate cooler (7) provided in an intermediate refrigerant tube (8) for causing a refrigerant discharged from a front-stage compression element to be sucked by a rear-stage compression element and functioning as a cooler for the refrigerant discharged from the front-stage compression element and sucked into the rear-stage compression element, and an intermediate oil separation mechanism (16) provided at a portion between the front-stage compression element of the intermediate refrigerant tube (8) and the entrance of the intermediate cooler (7), and separating refrigeration machine oil entrained in the refrigerant discharged from the front-stage compression element and returning the separated oil to the suction side of the compression mechanism (2).

(57) 要約: 空気調和装置（１）は、二酸化炭素を冷媒として使用しており、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、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（８）に設けられ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の冷却器として機能する中間冷却器（７）と、中間冷媒管（８）の前段側の圧縮要素と中間冷却器（７）の入口との間の部分に設けられ、前段側の圧縮要素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）の吸入側に戻す中間油分離機構（１６）とを有している。

WO 2009/069604 A1

(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１９号サウスホレストビルOsaka (JP).

(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, 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.

(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, 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).

添付公開書類:
— 国際調査報告書

明 細 書

冷凍装置

技術分野

[0001] 本発明は、冷凍装置、特に、超臨界域で作動する冷媒を使用して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、超臨界域で作動する冷媒を使用して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に示されるような、二酸化炭素を冷媒として使用して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2つの圧縮要素を有する圧縮機と、熱源側熱交換器としての室外熱交換器と、膨張弁と、室内熱交換器とを有している。

特許文献1:特開2007－232263号公報

発明の開示

[0003] 第1の発明にかかる冷凍装置は、超臨界域で作動する冷媒を使用する冷凍装置であって、圧縮機構と、熱源側熱交換器と、冷媒を減圧する膨張機構と、利用側熱交換器と、中間冷却器と、中間油分離機構とを備えている。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、「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。中間冷却器は、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、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の冷却器として機能する。中間油分離機構は、中間冷媒管の前段側の圧縮要素と中間冷却器の入口との間の部分に設けられ、前段側の圧縮要素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の吸入側に戻す機構である。

[0004] 従来の空気調和装置において、室外熱交換器として空気を熱源とする熱交換器を採用する場合には、冷媒として使用される二酸化炭素の臨界温度(約31℃)が冷媒の冷却器として機能する室外熱交換器の熱源となる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、冷却運転としての冷房運転時には、室外熱交換器における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、冷媒の冷却器として機能する室外熱交換器において、熱源としての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、高い運転効率が得られにくいという問題がある。

[0005] この問題に対して、この冷凍装置では、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の冷却器として機能する中間冷却器を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ることで、後段側の圧縮要素に吸入される冷媒の温度を低くし、その結果、圧縮機の後段側の圧縮要素から吐出される冷媒の温度を低くして、室外熱交換器における放熱ロスを小さくするようにしている。

ここで、圧縮機の前段側の圧縮要素から吐出される冷媒には、圧縮機内の冷凍機油が同伴するため、圧縮機内の冷凍機油は、中間冷媒管によって圧縮機外に持ち出されることになる。そして、上述のように、中間冷却器を設けただけでは、中間冷却器内に冷凍機油が溜まり込んでしまって圧縮機に戻らなくなってしまうため、圧縮機の油切れが生じるおそれがある。

[0006] しかし、この冷凍装置では、中間油分離機構が設けられており、前段側の圧縮要素から吐出される冷媒に同伴する冷凍機油が中間冷却器に流入するのを抑えることができるため、中間冷却器への冷凍機油の溜まり込みを防ぎ、圧縮機構の油切れを防

ぐことができる。また、中間冷却器への冷凍機油の溜まり込みによる中間冷却器の伝熱性能の低下や圧力損失の増大を防ぎ、冷凍装置の性能を向上させることができる。

特に、圧縮機構が、複数の直列接続される圧縮要素を同じケーシング内に収容した高圧ドーム型の圧縮機を含んでいる場合には、後段側の圧縮要素から吐出される冷媒は、ケーシング内の冷凍機油が溜まった空間に一旦吐出された後に、ケーシング外に吐出されることから、冷媒に同伴する冷凍機油の量は多くないのに対して、前段側の圧縮要素から吐出される冷媒は、直接ケーシング外に吐出されることから、冷媒に同伴する冷凍機油の量が多く、中間冷却器に溜まり込む冷凍機油の量が多くなるおそれが高いため、本発明にかかる中間油分離機構を設けることが非常に有効である。

[0007] 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、中間油分離機構は、前段側の圧縮要素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中間油分離器と、中間油分離器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に戻すための中間油戻し管とを有している。

この冷凍装置では、中間油分離器を前段側の圧縮要素の近傍に設けることによって、前段側の圧縮要素の近傍で冷媒から冷凍機油を分離することができるため、中間冷却器だけでなく中間冷媒管内における冷凍機油の溜まり込みも防ぐことができる。

[0008] 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、中間油分離機構は、中間冷却器の入口に設けられたヘッダと、ヘッダの下端と圧縮機構とを接続するための中間油戻し管とを有している。

この冷凍装置では、中間冷却器の入口に設けられたヘッダが油分離器として機能することになるため、機器点数の増加を抑えることができる。

[0009] 第4の発明にかかる冷凍装置は、第1～第3の発明のいずれかにかかる冷凍装置において、超臨界域で作動する冷媒は、二酸化炭素である。

図面の簡単な説明

[0010] [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3]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4]変形例1にかかる空気調和装置における中間冷却器及び中間油分離機構の概略構成図である。

[図5]変形例2にかかる空気調和装置の概略構成図である。

[図6]変形例3にかかる空気調和装置の概略構成図である。

[図7]変形例3にかかる空気調和装置の概略構成図である。

[図8]変形例3にかかる空気調和装置の概略構成図である。

[図9]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10]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11]変形例4にかかる空気調和装置の概略構成図である。

[図12]変形例5にかかる空気調和装置の概略構成図である。

[図13]変形例5にかかる空気調和装置の概略構成図である。

[図14]変形例6にかかる空気調和装置の概略構成図である。

[図15]変形例6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16]変形例6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17]変形例6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18]変形例6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19]変形例6にかかる空気調和装置の概略構成図である。

[図20]変形例7にかかる空気調和装置の概略構成図である。

[図21]変形例7にかかる空気調和装置の概略構成図である。

符号の説明

[0011] 1 空気調和装置(冷凍装置)

2、102、202 圧縮機構

4 熱源側熱交換器

5 膨張機構

6 利用側熱交換器

7 中間冷却器

8 中間冷媒管

16 中間油分離機構

16a 中間油分離器

16b 中間油戻し管

16d ヘッダ

発明を実施するための最良の形態

[0012] 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、冷房運転が可能となるよう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、熱源側熱交換器4と、膨張機構5と、利用側熱交換器6と、中間冷却器7とを有している。

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21a内に、圧縮機駆動モータ21bと、駆動軸21cと、圧縮要素2c、2d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21bは、駆動軸21cに連結されている。そして、この駆動軸21cは、2つの圧縮要素2c、2d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2d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熱源側熱交換器4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の吐出側から熱源側熱交換器4への冷媒の流れを許容し、かつ、熱源側熱交換器4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。

[0013] 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。

熱源側熱交換器4は、冷媒の冷却器として機能する熱交換器である。熱源側熱交換器4は、その一端が圧縮機構2に接続されており、その他端が膨張機構5に接続されている。尚、ここでは図示しないが、熱源側熱交換器4には、熱源側熱交換器4を流れる冷媒と熱交換を行う冷却源としての水や空気が供給されるようになっている。

膨張機構5は、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。膨張機構5は、その一端が熱源側熱交換器4に接続され、その他端が利用側熱交換器6に接続されている。また、本実施形態において、膨張機構5

は、熱源側熱交換器4において冷却された高圧の冷媒を利用側熱交換器6に送る前に減圧する。

[0014] 利用側熱交換器6は、冷媒の加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、その一端が膨張機構5に接続されており、その他端が圧縮機構2に接続されている。尚、ここでは図示しないが、利用側熱交換器6には、利用側熱交換器6を流れる冷媒と熱交換を行う加熱源としての水や空気が供給されるようになっている。

中間冷却器7は、中間冷媒管8に設けられており、前段側の圧縮要素2cから吐出されて圧縮要素2d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。尚、ここでは図示しないが、中間冷却器7には、中間冷却器7を流れる冷媒と熱交換を行う冷却源としての水や空気が供給されるようになっている。このように、中間冷却器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。

[0015] また、中間冷媒管8の前段側の圧縮要素2cと中間冷却器7の入口との間の部分には、中間油分離機構16が設けられている。中間油分離機構16は、前段側の圧縮要素2c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に戻す機構である。中間油分離機構16は、主として、前段側の圧縮要素2c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中間油分離器16aと、中間油分離器16a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に戻すための中間油戻し管16bとを有している。中間油戻し管16bは、本実施形態において、中間油分離器16aの油出口と圧縮機構2の吸入側(ここでは、吸入管2a)との間を接続しており、中間油戻し管16bを流れる冷凍機油を減圧する減圧機構16cが設けられている。減圧機構16c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。

[0016] さらに、空気調和装置1は、ここでは図示しないが、圧縮機構2、膨張機構5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3を用いて説明する。ここで、図2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3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

る。尚、以下の冷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2、3の点D、D'、E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2、3の点A、F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2、3の点B1、C1における圧力)を意味している。

[0017] 圧縮機構2を駆動すると、低圧の冷媒(図1～図3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によって中間圧力まで圧縮された後に、中間冷媒管8に吐出される(図1～図3の点B1参照)。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、中間油分離機構16を構成する中間油分離器16aに流入し、同伴する冷凍機油が分離された後に、中間冷却器7に送られる。また、中間油分離器16aにおいて中間圧の冷媒から分離された冷凍機油は、中間油分離機構16を構成する中間油戻し管16bに流入し、中間油戻し管16bに設けられた減圧機構16cで減圧された後に圧縮機構2(ここでは、吸入管2a)に戻されて、再び、圧縮機構2に吸入される。次に、中間油分離機構16において冷凍機油が分離された後の中間圧の冷媒は、中間冷却器7において、冷却源としての水又は空気と熱交換を行うことで冷却される(図1～図3の点C1参照)。この中間冷却器7において冷却された冷媒は、次に、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3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2に示される臨界点CPにおける臨界圧力Pcp)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を通じて、冷媒の冷却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、冷却源としての水又は空気と熱交換を行って冷却される(図1～図3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、膨張機構5によって減圧されて低圧の気液二相状態の冷媒となり、冷媒の加熱器として機能する利用側熱交換器6に送られる(図1～図3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、利用側熱交換器6において、加熱源としての水又は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3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、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。

[0018] このように、空気調和装置1では、圧縮要素2cから吐出された冷媒を圧縮要素2dに吸入させるための中間冷媒管8に中間冷却器7を設けているため、中間冷却器7を設けなかった場合(この場合には、図2、図3において、点A→点B1→点D'→点E→点Fの順で冷凍サイクルが行われる)に比べて、圧縮要素2cの後段側の圧縮要素2dに吸入される冷媒の温度が低下し(図3の点B1、C1参照)、圧縮要素2dから吐出される冷媒の温度も低下することになる(図3の点D、D'参照)。このため、この空気調和装置1では、高圧の冷媒の冷却器として機能する熱源側熱交換器4において、中間冷却器7を設けなかった場合に比べて、冷却源としての水や空気と冷媒との温度差を小さくすることが可能になり、図3の点B1、D'、D、C1を結ぶことによって囲まれる面積に相当する分の放熱ロスを小さくできることから、運転効率を向上させることができる。

[0019] また、空気調和装置1では、中間冷媒管8の前段側の圧縮要素2cと中間冷却器7の入口との間の部分に、前段側の圧縮要素2c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に戻す中間油分離機構16を設けているため、中間油分離機構16を設けなかった場合に比べて、前段側の圧縮要素2cから吐出される冷媒に同伴する冷凍機油が中間冷却器7に流入するのを抑えることができるようになり、中間冷却器7への冷凍機油の溜まり込みを防ぎ、圧縮機構2の油切れを防ぐことができる。

また、中間油分離機構16を設けなかった場合には、中間冷却器7への冷凍機油の

溜まり込みによって、中間冷却器7の伝熱性能の低下が生じて、中間冷却器7における交換熱量(すなわち、図2の点B1、点C1間のエンタルピ差)が小さくなってしまうため、熱源側熱交換器4における放熱ロスが小さくできなくなるおそれがあり、また、中間冷却器7への冷凍機油の溜まり込みによって、中間冷却器7の圧力損失の増大が生じて、後段側の圧縮要素2dに吸入される冷媒の圧力(すなわち、図2の点C1)が低くなって、後段側の圧縮要素2dの消費動力が増大するおそれがあるが、中間油分離機構16を設けているため、中間冷却器7への冷凍機油の溜まり込みによる中間冷却器7の伝熱性能の低下や圧力損失の増大を防ぎ、空気調和装置1の性能を向上させることができる。

[0020] さらに、本実施形態における中間油分離機構16は、前段側の圧縮要素2c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中間油分離器16aと、中間油分離器16a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に戻すための中間油戻し管16bとを有しているため、中間油分離器16aを前段側の圧縮要素2cの近傍に設けることによって、前段側の圧縮要素2cの近傍で冷媒から冷凍機油を分離することができ、これにより、中間冷却器7だけでなく中間冷媒管8内における冷凍機油の溜まり込みも防ぐことができる。

尚、圧縮機構2を構成する圧縮機21としては、ケーシング21a内の冷凍機油が溜まる空間に前段側の圧縮要素2cに吸入される冷媒が充満する低圧ドーム型、冷凍機油が溜まるケーシング21a内の空間に前段側の圧縮要素2cから吐出される冷媒が充満する中間圧ドーム型、冷凍機油が溜まるケーシング21a内の空間に後段側の圧縮要素2cから吐出される冷媒が充満する高圧ドーム型のいずれを採用した場合であっても、中間油分離機構16を設けることによって、圧縮機構2の油切れを防ぐ等の効果を得ることができるが、特に、圧縮機構2を構成する圧縮機21として高圧ドーム型の圧縮機を採用した場合には、後段側の圧縮要素2dから吐出される冷媒が、冷凍機油が溜まったケーシング21a内の空間に一旦吐出された後に、ケーシング21a外に吐出されることから、冷媒に同伴する冷凍機油の量は多くないのに対して、前段側の圧縮要素2cから吐出される冷媒は、直接ケーシング21a外に吐出されることから、冷媒に同伴する冷凍機油の量が多く、中間冷却器7に溜まり込む冷凍機油の量が多

くなるおそれが高いため、中間油分離機構16を設けることが非常に有効である。

[0021] (3)変形例1

上述の実施形態においては、中間油分離機構16が中間油分離器16aと中間油戻し管16bとから構成されているが、図4に示されるように、中間油分離機構16を中間冷却器7の入口に設けられたヘッダ16dの下端に中間油戻し管16bを接続した構成にしてもよい。ここで、ヘッダ16dは、中間冷却器7が複数の伝熱流路を有する構造である場合において、中間冷媒管8と各伝熱流路に分岐させるための分岐管との間に介在する管部材である。また、中間油戻し管16bは、中間油分離器16aの油出口ではなくヘッダ16dの下端に接続されている点を除き、上述の実施形態における中間油戻し管16bと同様の構成である。

そして、この変形例1の構成では、中間冷却器7の入口に設けられたヘッダ16dが油分離器として機能することになるため、上述の実施形態に比べて、機器点数の増加を抑えることができる。

[0022] 尚、後述の変形例においては、中間油分離機構16として、中間油分離器16aと中間油戻し管16bとを有するものを例に挙げて説明するが、本変形例のように、中間冷却器7の入口に設けられたヘッダ16dの下端に中間油戻し管16bを接続した構成を採用してもよい。

(4)変形例2

上述の実施形態及びその変形例においては、圧縮機構2として、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、1つの圧縮要素が1つの圧縮機駆動モータによって回転駆動される単段圧縮構造の圧縮機を2台直列に接続することによって二段圧縮構造の圧縮機構2が構成されていてもよい。

[0023] 例えば、図5に示されるように、上述の実施形態において、圧縮要素2cが収容された圧縮機22、及び、圧縮要素2dが収容された圧縮機23を2台直列に接続することで圧縮機構2を構成し、上述の実施形態と同様の中間油分離機構16(すなわち、中間油分離器16aと中間油戻し管16bとを有する中間油分離機構16)を中間冷媒管8

の前段側の圧縮要素2c（すなわち、圧縮機22）と中間冷却器7の入口との間の部分に設けた構成にすることができる。ここで、圧縮機構2は、圧縮機22と、圧縮機23とを有している。圧縮機22は、ケーシング22a内に、圧縮機駆動モータ22bと、駆動軸22cと、圧縮要素2cとが収容された密閉式構造となっている。そして、圧縮機駆動モータ22bは、駆動軸22cに連結されており、駆動軸22cは、圧縮要素2cに連結されている。また、圧縮機23は、ケーシング23a内に、圧縮機駆動モータ23bと、駆動軸23cと、圧縮要素2dとが収容された密閉式構造となっている。そして、圧縮機駆動モータ23bは、駆動軸23cに連結されており、駆動軸23cは、圧縮要素2dに連結されている。そして、圧縮機構2は、上述の実施形態及びその変形例と同様に、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。

[0024] そして、この変形例2の構成においても、圧縮機22に収容された前段側の圧縮要素2cから吐出される冷媒に同伴する冷凍機油が中間冷却器7に流入するのを抑えることができるため、中間冷却器7への冷凍機油の溜まり込みを防ぎ、圧縮機構2の油切れを防ぐことができる。また、中間冷却器7への冷凍機油の溜まり込みによる中間冷却器7の伝熱性能の低下や圧力損失の増大を防ぎ、空気調和装置1の性能を向上させることができる。

（5）変形例3

上述の実施形態及びその変形例においては、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を採用しているが、3つ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三段圧縮式の圧縮機構102を採用してもよい。

[0025] 例えば、図6に示されるように、上述の実施形態において、圧縮要素102cが収容された圧縮機24、及び、圧縮要素102d、102eが収容された圧縮機25を2台直列に接続することで圧縮機構102を構成し、上述の実施形態と同様の中間油分離機構16（すなわち、中間油分離器16aと中間油戻し管16bとを有する中間油分離機構16）

を中間冷媒管8（圧縮要素102cと圧縮要素102dとを接続するもの）の前段側の圧縮要素102cと中間冷却器7の入口との間の部分、及び、中間冷媒管8（圧縮要素102dと圧縮要素102eとを接続するもの）の前段側の圧縮要素102dと中間冷却器7の入口との間の部分に設けた構成にすることができる。ここで、圧縮機構102は、1つの圧縮要素で冷媒を単段圧縮する圧縮機24と、2つの圧縮要素で冷媒を二段圧縮する圧縮機25とが直列に接続されることによって構成されている。圧縮機24は、上述の変形例3における単段圧縮構造の圧縮機22、23と同様、ケーシング24a内に、圧縮機駆動モータ24bと、駆動軸24cと、圧縮要素102cとが収容された密閉式構造となっている。そして、圧縮機駆動モータ24bは、駆動軸24cに連結されており、駆動軸24cは、圧縮要素102cに連結されている。また、圧縮機25は、上述の実施形態における二段圧縮構造の圧縮機21と同様、ケーシング25a内に、圧縮機駆動モータ25cと、駆動軸25cと、圧縮要素102d、102eとが収容された密閉式構造となっている。そして、圧縮機駆動モータ25bは、駆動軸25cに連結されており、この駆動軸25cは、2つの圧縮要素102d、102eに連結されている。そして、圧縮機24は、吸入管102aから冷媒を吸入し、この吸入された冷媒を圧縮要素102cによって圧縮した後に、圧縮要素102cの後段側に接続された圧縮要素102dに吸入させるための中間冷媒管8に吐出するように構成されている。そして、圧縮機25は、この中間冷媒管8に吐出された冷媒を圧縮要素102dに吸入させて冷媒をさらに圧縮した後に、圧縮要素102dの後段側に接続された圧縮要素102eに吸入させるための中間冷媒管8に吐出し、この中間冷媒管8に吐出された冷媒を圧縮要素102eに吸入させて冷媒をさらに圧縮した後に、吐出管102bに吐出するように構成されている。

[0026] また、図6に示される構成（すなわち、単段圧縮式の圧縮機24と二段圧縮式の圧縮機25とが直列に接続された構成）に代えて、図7に示されるように、二段圧縮式の圧縮機26と単段圧縮式の圧縮機27とが直列に接続された構成にしてもよい。この場合においても、圧縮機26が圧縮要素102c、102dを有し、圧縮機27が圧縮要素102eを有しているため、図7に示される構成と同様に、3つの圧縮要素102c、102d、102eが直列接続された構成が得られる。尚、圧縮機26は、上述の実施形態における圧縮機21と同様の構成であり、圧縮機27は、上述の変形例3における圧縮機22、23

と同様の構成であるため、圧縮要素102c、102d、102eを除く各部を示す符号をそれぞれ26番台や27番台に置き換えることとし、ここでは、説明を省略する。

さらに、図6に示される構成（すなわち、単段圧縮式の圧縮機25と二段圧縮式の圧縮機24とが直列に接続された構成）に代えて、図8に示されるように、3台の単段圧縮式の圧縮機24、28、27が直列に接続された構成にしてもよい。この場合においても、圧縮機24が圧縮要素102cを有し、圧縮機28が圧縮要素102dを有し、圧縮機27が圧縮要素102eを有しているため、図6や図7に示される構成と同様に、3つの圧縮要素102c、102d、102eが直列接続された構成が得られる。尚、圧縮機24、28は、上述の変形例3における圧縮機22、23と同様の構造であるため、圧縮要素102c、102dを除く各部を示す符号をそれぞれ24番台や28番台に置き換えることとし、ここでは、説明を省略する。

[0027] このように、本変形例において、圧縮機構102は、3つの圧縮要素102c、102d、102eを有しており、これらの圧縮要素102c、102d、102e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。そして、本変形例における冷媒回路110は、圧縮機構102、中間冷媒管8、中間冷却器7及び中間油分離機構16等から構成されている。

次に、本変形例の空気調和装置1の動作について、図6～図10を用いて説明する。ここで、図9は、変形例3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り、図10は、変形例3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。尚、以下の冷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9、10の点D、D'、E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9、10の点A、F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9、10の点B1、B2、B2'、C1、C2、C2'における圧力）を意味している。

[0028] 圧縮機構102を駆動すると、低圧の冷媒（図6～図10の点A参照）は、吸入管102aから圧縮機構102に吸入され、まず、圧縮要素102cによって中間圧力まで圧縮された後に、前段側の圧縮要素102cから吐出された冷媒を後段側の圧縮要素102d

に吸入させるための中間冷媒管8に吐出される(図6～図10の点B1参照)。この前段側の圧縮要素102cから吐出された中間圧の冷媒は、中間冷媒管8の前段側の圧縮要素102cと中間冷却器7の入口との間の部分に設けられた中間油分離機構16を構成する中間油分離器16aに流入し、同伴する冷凍機油が分離された後に、中間冷却器7に送られる。また、この中間油分離器16aにおいて中間圧の冷媒から分離された冷凍機油は、中間油分離機構16を構成する中間油戻し管16bに流入し、中間油戻し管16bに設けられた減圧機構16cで減圧された後に圧縮機構102(ここでは、吸入管102a)に戻されて、再び、圧縮機構102に吸入される。次に、中間油分離機構16において冷凍機油が分離された後の中間圧の冷媒は、中間冷却器7において、冷却源としての水又は空気と熱交換を行うことで冷却される(図6～図10の点C1参照)。この中間冷却器7において冷却された冷媒は、次に、圧縮要素102cの後段側に接続された圧縮要素102dに吸入されてさらに高い中間圧力まで圧縮された後に、前段側の圧縮要素102dから吐出された冷媒を後段側の圧縮要素102eに吸入させるための中間冷媒管8に吐出される(図6～図10の点B2参照)。この前段側の圧縮要素102dから吐出された中間圧の冷媒は、中間冷媒管8の前段側の圧縮要素102dと中間冷却器7の入口との間の部分に設けられた中間油分離機構16を構成する中間油分離器16aに流入し、同伴する冷凍機油が分離された後に、中間冷却器7に送られる。また、この中間油分離器16aにおいて中間圧の冷媒から分離された冷凍機油は、中間油分離機構16を構成する中間油戻し管16bに流入し、中間油戻し管16bに設けられた減圧機構16cで減圧された後に圧縮機構2の吸入管102aに戻されて、再び、圧縮機構102に吸入される。次に、中間油分離機構16において冷凍機油が分離された後の中間圧の冷媒は、中間冷却器7において、冷却源としての水又は空気と熱交換を行うことで冷却される(図6～図10の点C2参照)。この中間冷却器7において冷却された冷媒は、次に、圧縮要素102dの後段側に接続された圧縮要素102eに吸入されてさらに圧縮されて、圧縮機構102から吐出管102bに吐出される(図6～図10の点D参照)。ここで、圧縮機構102から吐出された高圧の冷媒は、圧縮要素102c、102d、102eによる三段圧縮動作によって、臨界圧力(すなわち、図9に示される臨界点CPにおける臨界圧力Pcp)を超える圧力まで圧縮されている。そして

、この圧縮機構102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102(ここでは、吸入管102a)に戻されて、再び、圧縮機構102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を通じて、冷媒の冷却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、冷却源としての水又は空気と熱交換を行って冷却される(図6～図10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、膨張機構5によって減圧されて低圧の気液二相状態の冷媒となり、冷媒の加熱器として機能する利用側熱交換器6に送られる(図6～図10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、利用側熱交換器6において、加熱源としての水又は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6～図10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、再び、圧縮機構102に吸入される。このようにして、冷房運転が行われる。

[0029] このように、本変形例の構成においては、圧縮要素102cから吐出された冷媒を圧縮要素102dに吸入させるための中間冷媒管8に中間冷却器7を設け、かつ、圧縮要素102dから吐出された冷媒を圧縮要素102eに吸入させるための中間冷媒管8に中間冷却器7を設けているため、中間冷却器7を設けなかった場合(この場合には、図9、図10において、点A→点B1→点B2'(C2')→点D'→点E→点Fの順で冷凍サイクルが行われる)に比べて、圧縮要素102cの後段側の圧縮要素102dに吸入される冷媒の温度、及び、圧縮要素102dの後段側の圧縮要素102eに吸入される冷媒の温度が低下し(図10の点B1、C1、B2、C2参照)、圧縮要素102eから吐出される冷媒の温度も低下することになる(図10の点D、D'参照)。このため、本変形例の構成において、高圧の冷媒の冷却器として機能する熱源側熱交換器4において、中間冷却器7を設けなかった場合に比べて、冷却源としての水や空気と冷媒との温度差を小さくすることが可能になり、図10の点B1、B2'(C2')、D'、D、C2、B2、C1

によって囲まれる面積に相当する分の放熱ロスを小さくできることから、運転効率を向上させることができる。しかも、この面積は、上述の実施形態及びその変形例のような二段圧縮式冷凍サイクルにおける面積よりも大きくなるため、上述の実施形態及びその変形例に比べて、さらに運転効率を向上させることができる。

[0030] また、本変形例の構成においては、中間冷媒管8の前段側の圧縮要素102cと中間冷却器7の入口との間の部分に、前段側の圧縮要素102c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の吸入側に戻す中間油分離機構16を設け、かつ、中間冷媒管8の前段側の圧縮要素102dと中間冷却器7の入口との間の部分に、前段側の圧縮要素102d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の吸入側に戻す中間油分離機構16を設けているため、上述の実施形態及びその変形例と同様、圧縮機構102の油切れを防ぐことができる。

また、中間油分離機構16を設けなかった場合には、中間冷却器7への冷凍機油の溜まり込みによって、中間冷却器7の伝熱性能の低下が生じて、中間冷却器7における交換熱量(すなわち、図9の点B1、点C1間のエンタルピ差や、点B2、点C2間のエンタルピ差)が小さくなってしまうため、熱源側熱交換器4における放熱ロスが小さくできなくなるおそれがあり、また、中間冷却器7への冷凍機油の溜まり込みによって、中間冷却器7の圧力損失の増大が生じて、後段側の圧縮要素102dや圧縮要素102eに吸入される冷媒の圧力(すなわち、図9の点C1や点C2)が低くなって、後段側の圧縮要素102dや圧縮要素102eの消費動力が増大するおそれがあるが、中間油分離機構16を設けているため、上述の実施形態及びその変形例と同様、空気調和装置1の性能を向上させることができる。

[0031] 尚、圧縮機構102を構成する二段圧縮式の圧縮機25(図6参照)としては、ケーシング25a、25a内の冷凍機油が溜まる空間に前段側の圧縮要素102dに吸入される冷媒が充満する低圧ドーム型、冷凍機油が溜まるケーシング25a内の空間に前段側の圧縮要素102dから吐出される冷媒が充満する中間圧ドーム型、冷凍機油が溜まるケーシング25a内の空間に後段側の圧縮要素102eから吐出される冷媒が充満する高圧ドーム型のいずれを採用した場合であっても、中間油分離機構16を設けるこ

とによって、圧縮機構102の油切れを防ぐ等の効果を得ることができるが、特に、圧縮機構102を構成する圧縮機25として高圧ドーム型の圧縮機を採用した場合には、後段側の圧縮要素102eから吐出される冷媒が、冷凍機油が溜まったケーシング25a内の空間に一旦吐出された後に、ケーシング25a外に吐出されることから、冷媒に同伴する冷凍機油の量は多くないのに対して、前段側の圧縮要素102dから吐出される冷媒は、直接ケーシング25a外に吐出されることから、冷媒に同伴する冷凍機油の量が多く、中間冷却器7に溜まり込む冷凍機油の量が多くなるおそれが高いため、中間油分離機構16を設けることが非常に有効である。また、圧縮機構102を構成する二段圧縮式の圧縮機26(図7参照)についても、高圧ドーム型を採用する場合には、圧縮機25と同様、中間油分離機構16を設けることが非常に有効である。

[0032] また、ここでは、詳しい説明を省略するが、三段圧縮式の圧縮機構102に代えて、四段圧縮式等のような三段圧縮式よりも多段の圧縮機構を採用してもよく、この場合においても、本変形例と同様の効果を得ることができる。

(6)変形例4

上述の実施形態及びその変形例においては、複数の圧縮要素で順次圧縮する多段圧縮式の圧縮機構2や圧縮機構102を一系統だけ有する構成としているが、例えば、能力の大きな利用側熱交換器6が接続される場合や複数の利用側熱交換器6が接続される場合等においては、多段圧縮式の圧縮機構2や圧縮機構102を複数系統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11に示されるように、圧縮要素203c、203dを有する二段圧縮式の第1圧縮機構203と圧縮要素204c、204dを有する二段圧縮式の第2圧縮機構204とを並列に接続した構成を有する圧縮機構202を採用した冷媒回路210にすることができる。

[0033] 第1圧縮機構203は、本変形例において、2つの圧縮要素203c、203d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202の吸入母管202aから分岐された第1吸入枝管203a、及び、圧縮機構202の吐出母管202bに合流する第1吐出枝管203bに接続されている。第2圧縮機構204は、本変形例において、2つの圧縮要素204c、204d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202の吸入母管202aから分岐された第2吸入枝管204a、及び、圧縮機構202の吐出母管202bに合流する第2吐出枝管204bに接続されている。尚、圧縮機29、30は、上述の実施形態における圧縮機21と同様の構成であるため、圧縮要素203c、203d、204c、204d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203bから冷媒を吸入し、この吸入された冷媒を圧縮要素203c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81に吐出し、第1入口側中間枝管81に吐出された冷媒を中間冷媒管8を構成する中間母管82及び第1出口側中間枝管83を通じて圧縮要素203dに吸入させて冷媒をさらに圧縮した後に第1吐出枝管203bに吐出するように構成されている。圧縮機30は、第1吸入枝管204bから冷媒を吸入し、この吸入された冷媒を圧縮要素204c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84に吐出し、第2入口側中間枝管84に吐出された冷媒を中間冷媒管8を構成する中間母管82及び第2出口側中間枝管85を通じて圧縮要素204dに吸入させて冷媒をさらに圧縮した後に第2吐出枝管204b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203d、204dの前段側に接続された圧縮要素203c、204cから吐出された冷媒を、圧縮要素203c、204cの後段側に接続された圧縮要素203d、204d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203の前段側の圧縮要素203cの吐出側に接続される第1入口側中間枝管81と、第2圧縮機構204の前段側の圧縮要素204cの吐出側に接続される第2入口側中間枝管84と、両入口側中間枝管81、84が合流する中間母管82と、中間母管82から分岐されて第1圧縮機構203の後段側の圧縮要素203dの吸入側に接続される第1出口側中間枝管83と、中間母管82から分岐されて第2圧縮機構204の後段側の圧縮要素204dの吸入側に接続される第2出口側中間枝管85とを有している。また、吐出母管202bは、圧縮機構202から吐出された冷媒を熱源側熱交換器4に送るための冷媒管であり、吐出母管202bに接続される第1吐出枝管203bには、第1油分離機構241と第1逆止機構242とが設けられており、吐出母管202bに接続される第2吐出枝管204bには、第2油分離機構243と第2逆止機構244とが設けられている。第1油分離機構241は、第1圧縮機構203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202の吸入側へ戻す機構であり、主として、第1圧縮機構203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241aと、第1油分離器241a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202の吸入側に戻す第1油戻し管241bとを有している。第2油分離機構243は、第2圧縮機構204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202の吸入側へ戻す機構であり、主として、第2圧縮機構204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243aと、第2油分離器243a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202の吸入側に戻す第2油戻し管243bとを有している。本変形例において、第1油戻し管241bは、第2吸入枝管204aに接続されており、第2油戻し管243cは、第1吸入枝管203aに接続されている。このため、第1圧縮機構203内に溜まった冷凍機油の量と第2圧縮機構204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203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204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203、204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203内に溜まった冷凍機油の量と第2圧縮機構204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203aは、第2油戻し管243bとの合流部から吸入母管202aとの合流部までの間の部分が、吸入母管202a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204aは、第1油戻し管241bとの合流部から吸入母管202aとの合流部までの間の部分が、吸入母管202a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203、204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202aに戻ることになり、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241b、243bには、油戻し管241b、243bを流れる冷凍機油を減圧する減圧機構241c、243cが設けられている。逆止機構242、244は、圧縮機構203、204の吐出側から熱源側熱交換器4への冷媒の流れを許容し、かつ、熱源側熱交換器4から圧縮機構203、204の吐出側への冷媒の流れを遮断する

ための機構である。

[0034] このように、圧縮機構202は、本変形例において、2つの圧縮要素203c、203dを有するとともにこれらの圧縮要素203c、203d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203と、2つの圧縮要素204c、204dを有するとともにこれらの圧縮要素204c、204d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204とを並列に接続した構成となっている。

中間冷却器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、第1圧縮機構203の前段側の圧縮要素203cから吐出された冷媒と第2圧縮機構204の前段側の圧縮要素204c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、中間冷却器7は、2つの圧縮機構203、204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203、204を複数系統並列に接続した並列多段圧縮式の圧縮機構202に対して中間冷却器7を設ける際の圧縮機構202周りの回路構成の簡素化が図られている。

[0035] また、中間油分離機構16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の入口側中間枝管81、84との合流部と中間冷却器7の入口との間の部分に設けられており、中間冷却器7と同様、2つの圧縮機構203、204に共通に設けられている。また、本変形例においては、中間油戻し管16bは、中間油分離器16aの油出口と圧縮機構202の吸入母管202aとの間を接続している。

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203の前段側の圧縮要素203c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203cの吐出側への冷媒の流れを遮断するための逆止機構81a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203の前段側の圧縮要素204c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204cの吐出側への冷媒の流れを遮断するための逆止機構84aが設けられている。本変形例においては、逆止機構81a、84aとして逆止弁が使用されている。このため、圧縮機構203、204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202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203、204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203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204に限られることになるため、この場合には、第2圧縮機構204に対応する逆止機構84aだけを設けるようにしてもよい。

[0036] また、上述のように、第1圧縮機構203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203、204に共通に設けられているため、運転中の第1圧縮機構203に対応する前段側の圧縮要素203c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204の後段側の圧縮要素204dの吸入側に達し、これにより、運転中の第1圧縮機構203の前段側の圧縮要素203cから吐出された冷媒が、停止中の第2圧縮機構204の後段側の圧縮要素204d内を通じて圧縮機構202の吐出側に抜けて停止中の第2圧縮機構204の冷凍機油が流出して、停止中の第2圧縮機構204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204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203の前段側の圧縮要素203c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204の後段側の圧縮要素204d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203の前段側の圧縮要素203cから吐出された冷媒が、停止中の第2圧縮機構204の後段側の圧縮要素204d内を通じて圧縮機構202の吐出側に抜けて停止中の第2圧縮機構204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204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85aとして電磁弁が使用されている。

[0037] また、第1圧縮機構203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203の起動に続いて第2圧縮機構204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203、204に共通に設けられているため、第2圧縮機構204の前段側の圧縮要素203cの吐出側の圧力及び後段側の圧縮要素203dの吸入側の圧力が、前段側の圧縮要素203cの吸入側の圧力及び後段側の圧縮要素203d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204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204の前段側の圧縮要素204cの吐出側と後段側の圧縮要素204d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86aを設け、第2圧縮機構204が停止中の場合には、この開閉弁86a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、第2圧縮機構204を起動する際に、開閉弁86a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204の前段側の圧縮要素204cから吐出される冷媒を第1圧縮機構203の前段側の圧縮要素204c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204dに吸入させるようにして、圧縮機構202の運転状態が安定した時点(例えば、圧縮機構202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85a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86a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86は、その一端が第2出口側中間枝管85の開閉弁85aと第2圧縮機構204の後段側の圧縮要素204dの吸入側との間に接続され、その他端が第2圧縮機構204の前段側の圧縮要素204cの吐出側と第2入口側中間枝管84の逆止機構84aとの間に接続されており、第2圧縮機構204を起動する際に、第1圧縮機構203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86aとして電磁弁が使用されている。

[0038] また、本変形例の空気調和装置1の冷房運転時の動作は、圧縮機構2に代えて設

けられた圧縮機構202によって、圧縮機構202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、上述の実施形態における冷房運転時の動作(図1～3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、この変形例4の構成においても、第1圧縮機構203の前段側の圧縮要素203c及び第2圧縮機構204の前段側の圧縮要素204cから吐出される冷媒に同伴する冷凍機油が中間冷却器7に流入するのを抑えることができるため、中間冷却器7への冷凍機油の溜まり込みを防ぎ、圧縮機構202の油切れを防ぐことができる。また、中間冷却器7への冷凍機油の溜まり込みによる中間冷却器7の伝熱性能の低下や圧力損失の増大を防ぎ、空気調和装置1の性能を向上させることができる。また、本変形例の構成では、多段圧縮式の圧縮機構203、204を複数系統並列に接続した並列多段圧縮式の圧縮機構202を採用しているにもかかわらず、中間油分離機構16を2つの圧縮機構203、204に共通に設けるようにしているため、圧縮機構202周りの回路構成の簡素化を図ることができる。また、本変形例においては、中間油戻し管16bを中間油分離器16aの油出口と圧縮機構202の吸入母管202aとの間を接続しているため、圧縮機構203、204の両方に対して確実に冷凍機油を戻すことができる。

[0039] また、ここでは、詳しい説明を省略するが、二段圧縮式の圧縮機構203、204に代えて、三段圧縮式(例えば、変形例3における圧縮機構102)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、多段圧縮式の圧縮機構を3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く、この場合においても、本変形例と同様の効果を得ることができる。

(7)変形例5

上述の変形例4においては、図11に示されるように、中間油分離機構16を2つの圧縮機構203、204に共通に設けるようにしているが、図12に示されるように、各圧縮機構203、204に対応するように設けるようにしてもよい。例えば、第1圧縮機構203に対しては、中間油分離機構16を前段側の圧縮要素203cの吐出側に接続された第1入口側中間枝管81に設け、第2圧縮機構204に対しては、中間油分離機構16を前段側の圧縮要素204cの吐出側に接続された第2入口側中間枝管84に設ける

ようにすることができる。

[0040] そして、この変形例5の構成においても、上述の変形例4と同様、第1圧縮機構203の前段側の圧縮要素203c及び第2圧縮機構204の前段側の圧縮要素204cから吐出される冷媒に同伴する冷凍機油が中間冷却器7に流入するのを抑えることができるため、中間冷却器7への冷凍機油の溜まり込みを防ぎ、圧縮機構202の油切れを防ぐことができる。また、中間冷却器7への冷凍機油の溜まり込みによる中間冷却器7の伝熱性能の低下や圧力損失の増大を防ぎ、空気調和装置1の性能を向上させることができる。また、本変形例の構成では、各圧縮機構203、204に対応するように中間油分離機構16を設けるようにしているため、中間油分離器16aを前段側の圧縮要素203c、204cの近傍に設けることによって、前段側の圧縮要素203c、204cの近傍で冷媒から冷凍機油を分離することができ、これにより、中間冷却器7だけでなく、中間母管82や入口側中間枝管81、84等の中間冷媒管8内における冷凍機油の溜まり込みも防ぐことができる。

[0041] また、図12に示される構成において、第1圧縮機構203に対応して設けられた中間油分離機構16の中間油戻し管16bを、第2吸入枝管204aの吸入母管202aとの合流部に向かって下り勾配になるように構成された部分に接続し、第2圧縮機構204に対応して設けられた中間油分離機構16の中間油戻し管16bを、第1吸入枝管203aの吸入母管202aとの合流部に向かって下り勾配になるように構成された部分に接続してもよい(図13参照)。

そして、この構成においては、上述の効果に加えて、第1圧縮機構203内に溜まった冷凍機油の量と第2圧縮機構204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203の前段側の圧縮要素203c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204の前段側の圧縮要素204c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203、204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203内に溜まった冷凍機油の量と第2圧縮機構204内に溜まった冷凍機油の量との間の偏りを解消することができる。しかも、圧縮機構203、204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中間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202aに戻ることになり、運転中の圧縮機構の油切れを生じにくくできる。

[0042] (8)変形例6

上述の実施形態及びその変形例においては、冷房運転が可能に構成された空気調和装置1において、中間冷媒管8に中間冷却器7を設けるとともに、中間冷媒管8の前段側の圧縮要素と中間冷却器8の入口との間に中間油分離機構16を設けることで、冷媒の冷却器として機能する熱源側熱交換器4における放熱ロスを小さくして、運転効率を向上させるとともに、運転中の圧縮機構の油切れを防ぐ等の効果を得るようにしているが、この構成に加えて、冷房運転と暖房運転とを切換可能な構成にするとともに、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後段側の圧縮要素2dに戻すための後段側インジェクション管をさらに設けるようにしてもよい。

例えば、図14に示されるように、二段圧縮式の圧縮機構2が採用された上述の実施形態において、冷房運転と暖房運転とを切換可能にするための切換機構3が設けられ、そして、膨張機構5に代えてレシーバ入口膨張機構5a及びレシーバ出口膨張機構5bが設けられるとともに、ブリッジ回路17、レシーバ18、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310にすることができる。

[0043] 切換機構3は、冷媒回路310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21の吸入側と利用側熱交換器6とを接続し(図14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14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。

[0044] このように、切換機構3は、圧縮機構2、熱源側熱交換器4、膨張機構5a、5b、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、膨張機構5a、5b、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。

また、中間冷媒管8には、中間冷却器7をバイパスするように、中間冷却器バイパス管9が接続されている。この中間冷却器バイパス管9は、中間冷却器7を流れる冷媒の流量を制限する中間冷却機能制限機構として機能するものである。そして、中間冷却器バイパス管9には、中間冷却器バイパス開閉弁11が設けられている。中間冷却器バイパス開閉弁11は、本実施形態において、電磁弁である。この中間冷却器バイパス開閉弁11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。

[0045] また、中間冷媒管8には、中間冷却器バイパス管9との接続部から中間冷却器7側の位置(すなわち、中間冷却器7の入口側の中間冷却器バイパス管9との接続部から中間冷却器7の出口側の接続部までの部分)に、冷却器開閉弁12が設けられている。この冷却器開閉弁12は、中間冷却器7を流れる冷媒の流量を制限する中間冷却機能制限機構として機能するものである。冷却器開閉弁12は、本実施形態において、電磁弁である。この冷却器開閉弁12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。

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18a、及び、レシーバ18の出口に接続されるレシーバ出口管18bに接続されている。ブリッジ回路17は、本変形例において、4つの逆止弁17a、17b、17c、17dを有している。そして、入口逆止弁17a

は、熱源側熱交換器4からレシーバ入口管18a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17bは、利用側熱交換器6からレシーバ入口管18a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17a、17b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18aに冷媒を流通させる機能を有している。出口逆止弁17cは、レシーバ出口管18b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17dは、レシーバ出口管18b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17c、17dは、レシーバ出口管18b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。

[0046] レシーバ入口膨張機構5aは、レシーバ入口管18aに設けられた冷媒を減圧する機構であり、本変形例において、電動膨張弁が使用されている。また、本変形例において、レシーバ入口膨張機構5a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高圧の冷媒を利用側熱交換器6に送る前に減圧し、暖房運転時には、利用側熱交換器6において冷却された高圧の冷媒を熱源側熱交換器4に送る前に減圧する。

レシーバ18は、レシーバ入口膨張機構5a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18aに接続されており、その出口がレシーバ出口管18b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2a(すなわち、圧縮機構2の前段側の圧縮要素2cの吸入側)に戻すことが可能な吸入戻し管18cが接続されている。この吸入戻し管18cには、吸入戻し開閉弁18dが設けられている。吸入戻し開閉弁18dは、本変形例において、電磁弁である。

[0047] レシーバ出口膨張機構5bは、レシーバ出口管18bに設けられた冷媒を減圧する機構であり、本変形例において、電動膨張弁が使用されている。また、本変形例において、レシーバ出口膨張機構5bは、冷房運転時には、レシーバ入口膨張機構5aによって減圧された冷媒を利用側熱交換器6に送る前に低圧になるまでさらに減圧し、暖房運転時には、レシーバ入口膨張機構5aによって減圧された冷媒を熱源側熱交換器4に送る前に低圧になるまでさらに減圧する。

このように、ブリッジ回路17、レシーバ18、レシーバ入口管18a及びレシーバ出口管18b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17の入口逆止弁17a、レシーバ入口管18aのレシーバ入口膨張機構5a、レシーバ18、レシーバ出口管18bのレシーバ出口膨張機構5b及びブリッジ回路17の出口逆止弁17c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17の入口逆止弁17b、レシーバ入口管18aのレシーバ入口膨張機構5a、レシーバ18、レシーバ出口管18bのレシーバ出口膨張機構5b及びブリッジ回路17の出口逆止弁17dを通じて、熱源側熱交換器6に送ることができるようになっている。

[0048] 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、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、後段側インジェクション管19は、レシーバ入口管18aのレシーバ入口膨張機構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とレシーバ入口膨張機構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とレシーバ入口膨張機構5aとの間）から冷媒を分岐して中間冷媒管8の中間冷却器7の下流側の位置に戻すように設けられている。この後段側インジェクション管19には、開度制御が可能な後段側インジェクション弁19aが設けられている。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] 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において冷却された冷媒と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、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のレシーバ入口膨張機構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とレシーバ入口膨張機構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とレシーバ入口膨張機構5aとの間)を流れる冷媒と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において冷却された冷媒は、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、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] さらに、本変形例の空気調和装置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又は圧縮機構2には、中間冷媒管8を流れる冷媒の圧力を検出する中間圧力センサ54が設けられている。エコノマイザ熱交換器20の後段側インジェクション管19側の出口には、エコノマイザ熱交換器20の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を検出するエコノマイザ出口温度センサ55が設けられている。

次に、本変形例の空気調和装置1の動作について、図14～図18を用いて説明する。ここで、図15は、変形例6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り、図16は、変形例6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り、図17は、変形例6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り、図18は、変形例6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。尚、以下の冷房運転や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15、16の点D、D'、E、Hにおける圧力や図17、18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15、16の点A、F、F'における圧力や図17、18の点A、E、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15～18の点B1、C1、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14の実線で示される冷却運転状態とされる。レシーバ入口膨張機構5a及びレシーバ出口膨張機構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、冷却器開閉弁12が開けられ、また、中間冷却器バイパス管9の中間冷却器バイパス開閉弁11が閉められることによって、中間冷却器7が冷却器として機能する状態とされる。さらに、後段側インジェクション弁19aも、開度調節される。より具体的には、本変形例において、後段側インジェクション弁19aは、エコノマイザ熱交換器20の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、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、エコノマイザ熱交換器20の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、エコノマイザ熱交換器20の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。

[0052] この冷媒回路310の状態において、圧縮機構2を駆動すると、低圧の冷媒（図14～図16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によって中間圧力まで圧縮された後に、中間冷媒管8に吐出される（図14～図16の点B1参照）。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、上述の実施形態と同様に、中間油分離機構16を構成する中間油分離器16aに流入し、同伴する冷凍機油が分離された後に、中間冷却器7に送られる。また、中間油分離器16aにおいて中間圧の冷媒から分離された冷凍機油は、中間油分離機構16を構成する中間油戻し管16bに流入し、中間油戻し管16bに設けられた減圧機構16cで減圧された後に圧縮機構2（ここでは、吸入管2a）に戻されて、再び、圧縮機構2に吸入される。次に、中間油分離機構16において冷凍機油が分離された後の中間圧の冷媒は、

中間冷却器7において、冷却源としての水又は空気と熱交換を行うことで冷却される（図14～図16の点C1参照）。この中間冷却器7において冷却された冷媒は、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14～図16の点K参照）と合流することでさらに冷却される（図14～図16の点G参照）。次に、後段側インジェクション管19から戻る冷媒と合流した中間圧の冷媒は、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14～図16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15に示される臨界点CPにおける臨界圧力Pcp）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、切換機構3を経由して、冷媒の冷却器として機能する熱源側熱交換器4に送られて、冷却源としての水又は空気と熱交換を行って冷却される（図14～図16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17aを通じてレシーバ入口管18aに流入し、その一部が後段側インジェクション管19に分岐される。そして、後段側インジェクション管19を流れる冷媒は、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に、エコノマイザ熱交換器20に送られる（図14～図16の点J参照）。また、後段側インジェクション管19に分岐された後のレシーバ入口管18aを流れる冷媒は、エコノマイザ熱交換器20に流入し、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14～図16の点H参照）。一方、後段側インジェクション管19を流れる冷媒は、レシーバ入口管18aを流れる冷媒と熱交換を行って加熱されて（図14～図16の点K参照）、上述のように、中間冷却器7において冷却された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、レシーバ入口膨張機構5a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14～図16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18bに送られて、レシーバ出口膨張機構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17cを通じて冷媒の加熱器として機能する利用側熱交換器6に送られる（図14～図16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、加熱源としての水又は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14～図16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] そして、本変形例の構成においては、上述の実施形態と同様、切換機構3を冷却運転状態にした冷房運転において、中間冷却器7を冷却器として機能する状態にしていることから、中間冷却器7を設けなかった場合に比べて、熱源側熱交換器4における放熱ロスを小さくできるようになっている。

また、本変形例の構成においては、上述の実施形態と同様、中間冷媒管8の前段側の圧縮要素2cと中間冷却器7の入口との間の部分に中間油分離機構16を設けているため、中間冷却器7への冷凍機油の溜まり込みによる圧縮機構2の油切れを防ぐことができ、また、中間冷却器7の伝熱性能の低下や圧力損失の増大を防ぐことができる。さらに、本変形例では、中間油分離機構16は、中間冷媒管8と中間冷却器バイパス管9との接続部よりも上流側の位置に設けられているため、中間冷却器バイパス管9内における冷凍機油の溜まり込みも防ぐことができる。

[0054] しかも、本変形例の構成では、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から膨張機構5a、5bに送られる冷媒を分岐して後段側の圧縮要素5dに戻すようにしているため、中間冷却器7のような外部への放熱を行うことなく、後段側の圧縮要素5dに吸入される冷媒の温度をさらに低く抑えることができる(図16の点C1、G参照)。これにより、圧縮機構2から吐出される冷媒の温度がさらに低く抑えられ(図16の点D、D'参照)、後段側インジェクション管19を設けていない場合に比べて、図16の点C1、D'、D、Gを結ぶことによって囲まれる面積に相当する分の放熱ロスをさらに小さくできることから、運転効率をさらに向上させることができる。

また、本変形例の構成では、熱源側熱交換器4から膨張機構5a、5bに送られる冷媒と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をさらに設けているため、後段側インジェクション管19を流れる冷媒によって熱源側熱交換器4から膨張機構5a、5bに送られる冷媒を冷却することができ(図15、図16の点E、点H参照)、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

を設けない場合（この場合には、図15、図16において、点A→点B1→点C1→点D'→点E→点F'の順で冷凍サイクルが行われる）に比べて、利用側熱交換器6における冷媒の単位流量当たりの冷却能力を高くすることができる。

[0055] ＜暖房運転＞

暖房運転時は、切換機構3が図14の破線で示される加熱運転状態とされる。レシーバ入口膨張機構5a及びレシーバ出口膨張機構5b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、冷却器開閉弁12が閉められ、また、中間冷却器バイパス管9の中間冷却器バイパス開閉弁11が開けられることによって、中間冷却器7が冷却器として機能しない状態とされる。さらに、後段側インジェクション弁19aも、冷房運転時と同様の過熱度制御によって開度調節される。

この冷媒回路310の状態において、圧縮機構2を駆動すると、低圧の冷媒（図14、図17、図18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によって中間圧力まで圧縮された後に、中間冷媒管8に吐出される（図14、図17、図18の点B1参照）。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、上述の実施形態と同様に、中間油分離機構16を構成する中間油分離器16aに流入し、同伴する冷凍機油が分離された後に、中間冷却器7に送られる。また、中間油分離器16aにおいて中間圧の冷媒から分離された冷凍機油は、中間油分離機構16を構成する中間油戻し管16bに流入し、中間油戻し管16bに設けられた減圧機構16cで減圧された後に圧縮機構2（ここでは、吸入管2a）に戻されて、再び、圧縮機構2に吸入される。次に、中間油分離機構16において冷凍機油が分離された後の中間圧の冷媒は、冷房運転時とは異なり、中間冷却器7を通過せずに（すなわち、冷却されることなく）、中間冷却器バイパス管9を通過して（図14、図17、図18の点C1参照）、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14、図17、図18の点K参照）と合流することで冷却される（図14、図17、図18の点G参照）。次に、後段側インジェクション管19から戻る冷媒と合流した中間圧の冷媒は、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14、図17、図18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、冷房運転時と同様、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17に示される臨界点CPにおける臨界圧力Pcp)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、切換機構3を経由して、冷媒の冷却器として機能する利用側熱交換器6に送られて、冷却源としての水又は空気と熱交換を行って冷却される(図14、図17、図18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17bを通じてレシーバ入口管18aに流入し、その一部が後段側インジェクション管19に分岐される。そして、後段側インジェクション管19を流れる冷媒は、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に、エコノマイザ熱交換器20に送られる(図14、図17、図18の点J参照)。また、後段側インジェクション管19に分岐された後のレシーバ入口管18aを流れる冷媒は、エコノマイザ熱交換器20に流入し、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14、図17、図18の点H参照)。一方、後段側インジェクション管19を流れる冷媒は、レシーバ入口管18aを流れる冷媒と熱交換を行って加熱されて(図14、図17、図18の点K参照)、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、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、レシーバ入口膨張機構5a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14、図17、図18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18bに送られて、レシーバ出口膨張機構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を通じて冷媒の加熱器として機能する熱源側熱交換器4に送られる(図14、図17、図18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、加熱源としての水又は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14、図17、図18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。

[0056] そして、本変形例の構成においては、切換機構3を加熱運転状態にした暖房運転において、冷却器開閉弁12を閉め、また、中間冷却器バイパス管9の中間冷却器バイパス開閉弁11を開けることによって、中間冷却器7を冷却器として機能しない状態

にしているため、中間冷却器7だけを設けた場合や上述の冷房運転と同様に中間冷却器7を冷却器として機能させた場合に比べて、圧縮機構2から吐出される冷媒の温度の低下が抑えられる(図18の点D、D'参照)。このため、この空気調和装置1では、中間冷却器7だけを設けた場合や上述の冷房運転と同様に中間冷却器7を冷却器として機能させた場合に比べて、外部への放熱を抑え、冷媒の冷却器として機能する利用側熱交換器6に供給される冷媒の温度の低下を抑えることが可能になり、加熱能力の低下を抑えて、運転効率の低下を防ぐことができるようになっている。

[0057] また、本変形例の構成においては、上述の冷房運転時と同様、中間冷媒管8の前段側の圧縮要素2cと中間冷却器7の入口との間の部分に中間油分離機構16を設けているため、中間冷却器7への冷凍機油の溜まり込みによる圧縮機構2の油切れを防ぐことができ、また、中間冷却器7の伝熱性能の低下や圧力損失の増大を防ぐことができる。

しかも、本変形例の構成では、後段側インジェクション管19を設けて利用側熱交換器6から膨張機構5a、5bに送られる冷媒を分岐して後段側の圧縮要素5dに戻すようにしているため、圧縮機構2から吐出される冷媒の温度が低くなり(図18の点D、点D'参照)、これによって、利用側熱交換器6における冷媒の単位流量当たりの加熱能力は小さくなるが(図17の点D、点D'、点F参照)、後段側の圧縮要素2dから吐出される冷媒の流量は増加するため、利用側熱交換器6における加熱能力が確保されて、運転効率を向上させることができる。

[0058] また、本変形例の構成では、利用側熱交換器6から膨張機構5a、5bに送られる冷媒と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をさらに設けているため、利用側熱交換器6から膨張機構5a、5bに送られる冷媒によって後段側インジェクション管19を流れる冷媒を加熱することができ(図17、図18の点J、点K参照)、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を設けない場合(この場合には、図17、図18において、点A→点B1→点C1→点D'→点F→点E'の順で冷凍サイクルが行われる)に比べて、後段側の圧縮要素2dから吐出される冷媒の流量を増加させることができる。

また、冷房運転及び暖房運転に共通する利点として、本変形例の構成では、エコノ

マイザ熱交換器20として、熱源側熱交換器4又は利用側熱交換器6から膨張機構5a、5bに送られる冷媒と後段側インジェクション管19を流れる冷媒とが対向するように流れる流路を有する熱交換器を採用しているため、エコノマイザ熱交換器20における熱源側熱交換器4又は利用側熱交換器6から膨張機構5a、5bに送られる冷媒と後段側インジェクション管19を流れる冷媒との温度差を小さくすることができ、高い熱交換効率を得ることができる。また、本変形例の構成では、熱源側熱交換器4又は利用側熱交換器6から膨張機構5a、5bに送られる冷媒がエコノマイザ熱交換器20において熱交換される前に熱源側熱交換器4又は利用側熱交換器6から膨張機構5a、5bに送られる冷媒を分岐するように後段側インジェクション管19を設けているため、エコノマイザ熱交換器20において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熱源側熱交換器4又は利用側熱交換器6から膨張機構5a、5bに送られる冷媒の流量を少なくすることができ、エコノマイザ熱交換器20における交換熱量を小さくすることができ、エコノマイザ熱交換器20のサイズを小さくすることができる。

[0059] また、ここでは、詳しい説明を省略するが、二段圧縮式の圧縮機構2に代えて、三段圧縮式(例えば、変形例3における圧縮機構102)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、二段圧縮式の圧縮機構2に代えて、変形例4における二段圧縮式の圧縮機構203、204を有する圧縮機構202を採用した冷媒回路410(図19参照)にする等のように、圧縮機構を複数系統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く、この場合においても、本変形例と同様の効果を得ることができる。また、本変形例の空気調和装置1では、レシーバ入口膨張機構5a、レシーバ出口膨張機構5b、レシーバ18、後段側インジェクション管19、又は、エコノマイザ熱交換器20に対する冷媒の流れ方向を、冷房運転及び暖房運転にかかわらず一定させるという観点から、ブリッジ回路17を併せて採用しているが、例えば、冷房運転時又は暖房運転時のいずれか一方だけ後段側インジェクション管19やエコノマイザ熱交換器20を使用する等のように、レシーバ入口膨張機構5a、レシーバ出口膨張機構5b、レシーバ18、後段側インジェクション管19、又は、エコノマイザ熱交換器20に対する冷媒の流れ方向を冷房運転及び暖房運転にかかわらず一定させる必要がない場合には、ブリッジ回路17を省略してもよい。

[0060] (9)変形例7

上述の変形例6における冷媒回路310(図14参照)及び冷媒回路410(図19参照)では、1つの利用側熱交換器6が接続された構成となっているが、複数の利用側熱交換器6を接続するとともに、これらの利用側熱交換器6を個別に発停させることができるように構成してもよい。

例えば、図20に示されるように、二段圧縮式の圧縮機構2が採用された変形例7の冷媒回路310(図15参照)において、2つの利用側熱交換器6が接続されるとともに、各利用側熱交換器6のブリッジ回路17側端に対応して利用側膨張機構5cが設けられ、レシーバ出口管18bに設けられていたレシーバ出口膨張機構5bが削除され、さらに、ブリッジ回路17の出口逆止弁17dに代えて、ブリッジ出口膨張機構5dが設けられた冷媒回路510にしたり、また、図21に示されるように、並列二段圧縮式の圧縮機構202が採用された変形例6の冷媒回路410(図19参照)において、2つの利用側熱交換器6が接続されるとともに、各利用側熱交換器6のブリッジ回路17側端に対応して利用側膨張機構5cが設けられ、レシーバ出口管18bに設けられていたレシーバ出口膨張機構5bが削除され、さらに、ブリッジ回路17の出口逆止弁17dに代えて、ブリッジ出口膨張機構5dが設けられた冷媒回路610にしてもよい。

[0061] そして、本変形例の構成においては、冷房運転時において、ブリッジ出口膨張機構5dが全閉状態にされる点と、変形例7におけるレシーバ出口膨張機構5bの代わりに、利用側膨張機構5cがレシーバ入口膨張機構5aによって減圧された冷媒を利用側熱交換器6に送る前に低圧になるまでさらに減圧する動作を行う点とが、変形例6における冷房運転時の動作と異なるが、その他の動作については、変形例6における冷房運転時の動作(図14～図16及びその関連記載)と基本的に同じである。また、暖房運転時においては、各利用側熱交換器6を流れる冷媒の流量を制御するために利用側膨張機構5cの開度調節がなされる点と、変形例6におけるレシーバ出口膨張機構5bの代わりに、ブリッジ出口膨張機構5dがレシーバ入口膨張機構5aによって減圧された冷媒を熱源側熱交換器4に送る前に低圧になるまでさらに減圧する動作を行う点とが、変形例6における暖房運転時の動作と異なるが、その他の動作については、変形例6における暖房運転時の動作(図14、図17、図18及びその関連記

載)と基本的に同じである。

[0062] そして、本変形例の構成においても、上述の変形例6と同様の作用効果を得ることができる。

また、ここでは、詳しい説明を省略するが、二段圧縮式の圧縮機構2、203、204に代えて、三段圧縮式(例えば、変形例3における圧縮機構102)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。

(10)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。

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。

[0063] 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

[0064] 本発明を利用すれば、超臨界域で作動する冷媒を使用して多段圧縮式冷凍サイクルを行う冷凍装置において、圧縮機構の油切れを防ぐことができるようになる。

請求の範囲

[1] 超臨界域で作動する冷媒を使用する冷凍装置であって、

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、102、202)と、

熱源側熱交換器(4)と、

冷媒を減圧する膨張機構(5、5a、5b、5c、5d)と、

利用側熱交換器(6)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冷却器(7)と、

前記中間冷媒管の前記前段側の圧縮要素と前記中間冷却器の入口との間の部分に設けられ、前記前段側の圧縮要素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前記圧縮機構に戻す中間油分離機構(16)と、

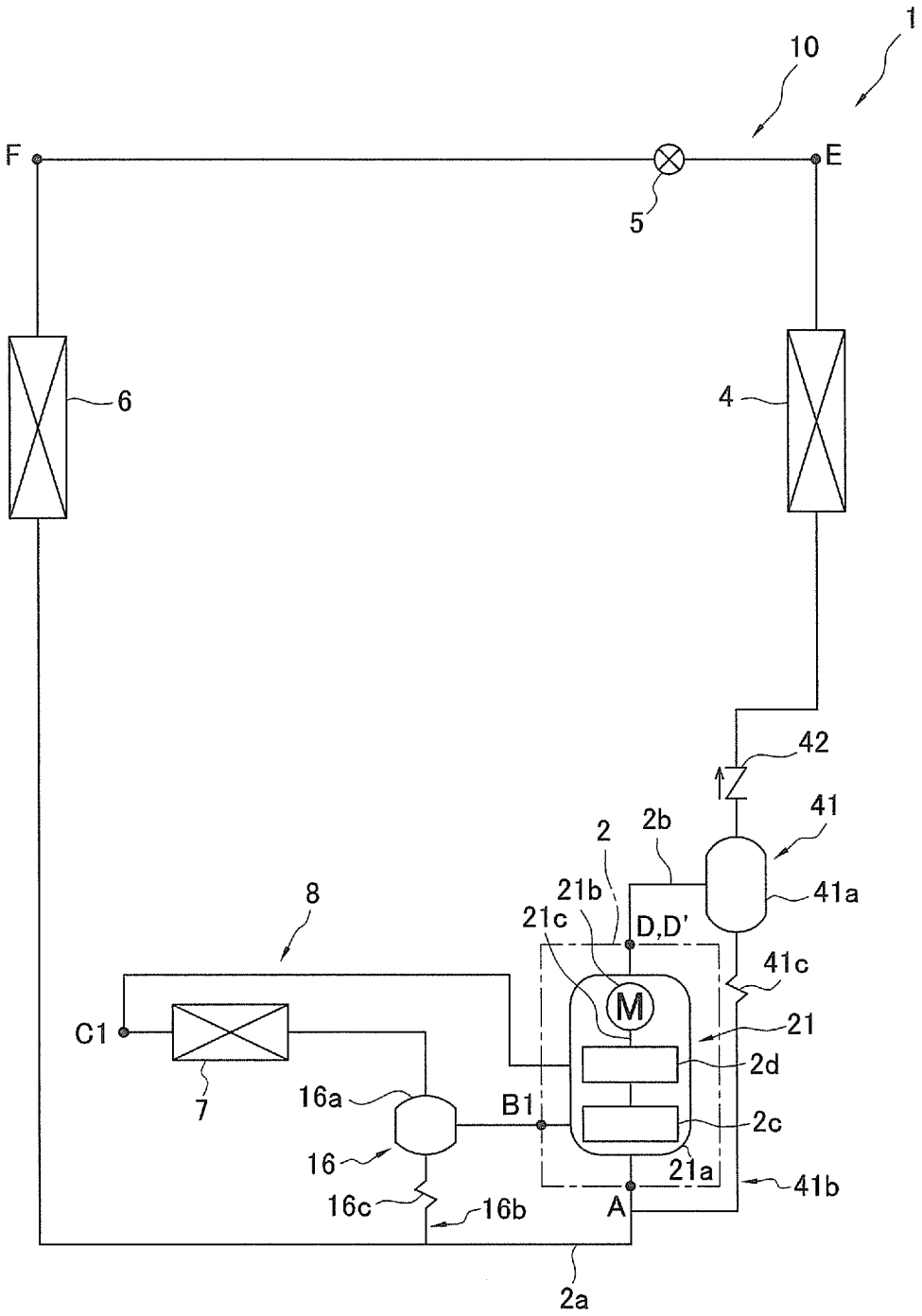
を備えた冷凍装置(1)。

[2] 前記中間油分離機構(16)は、前記前段側の圧縮要素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中間油分離器(16a)と、前記中間油分離器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、102、202)に戻すための中間油戻し管(16b)とを有している、請求項1に記載の冷凍装置(1)。

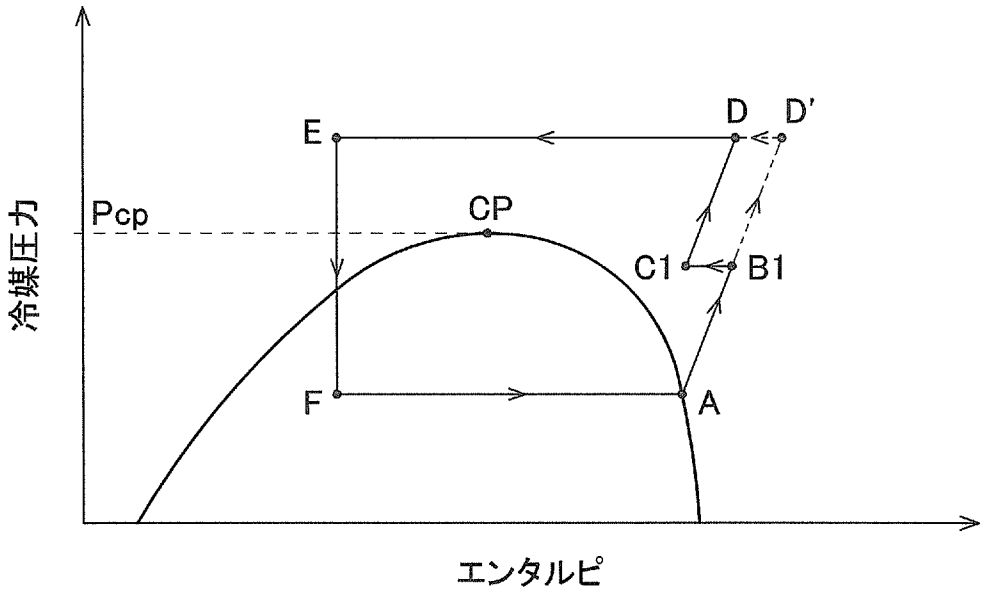
[3] 前記中間油分離機構(16)は、前記中間冷却器(7)の入口に設けられたヘッダ(16d)と、前記ヘッダの下端と前記圧縮機構(2、102、202)とを接続するための中間油戻し管(16b)とを有している、請求項1に記載の冷凍装置(1)。

[4] 前記超臨界域で作動する冷媒は、二酸化炭素である、請求項1～3のいずれかに記載の冷凍装置(1)。

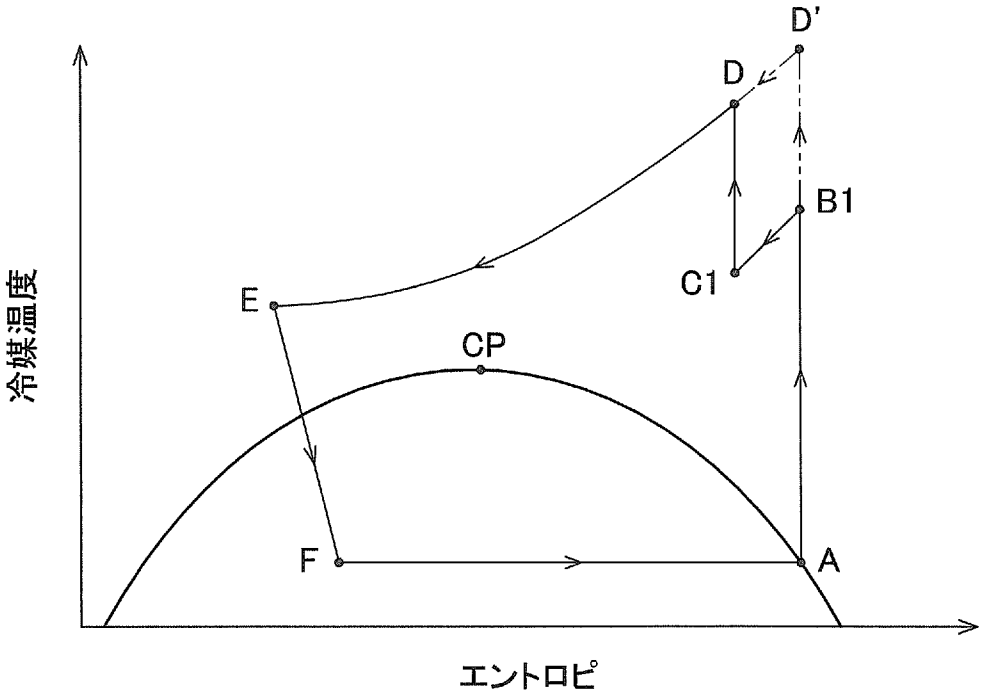
[図1]


1
10
F
E
5
6
4
42
41
2
2b
21b
21c
D,D'
41a
8
41c
M
21
C1
2d
7
16a
B1
2c
16
21a
41b
16c
16b
A
2a

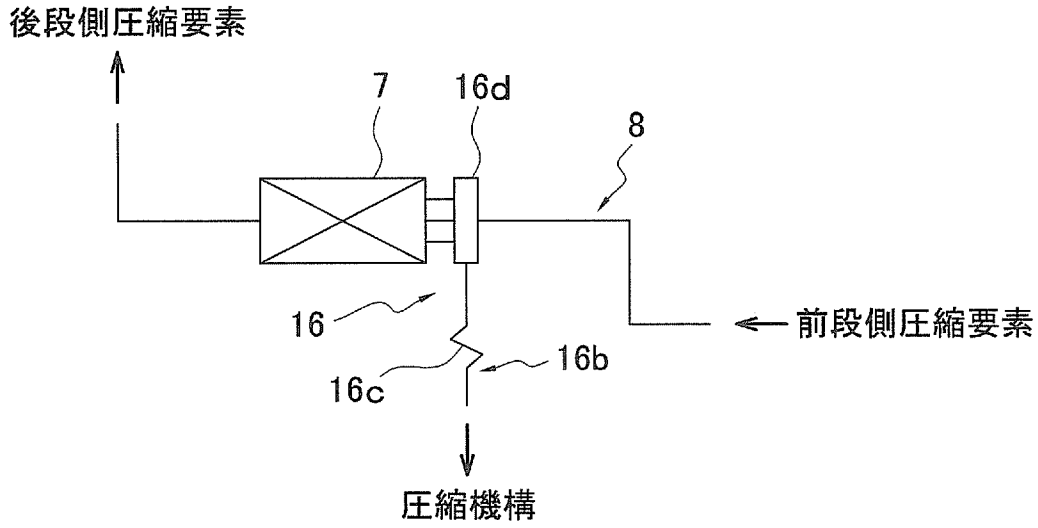
[図2]



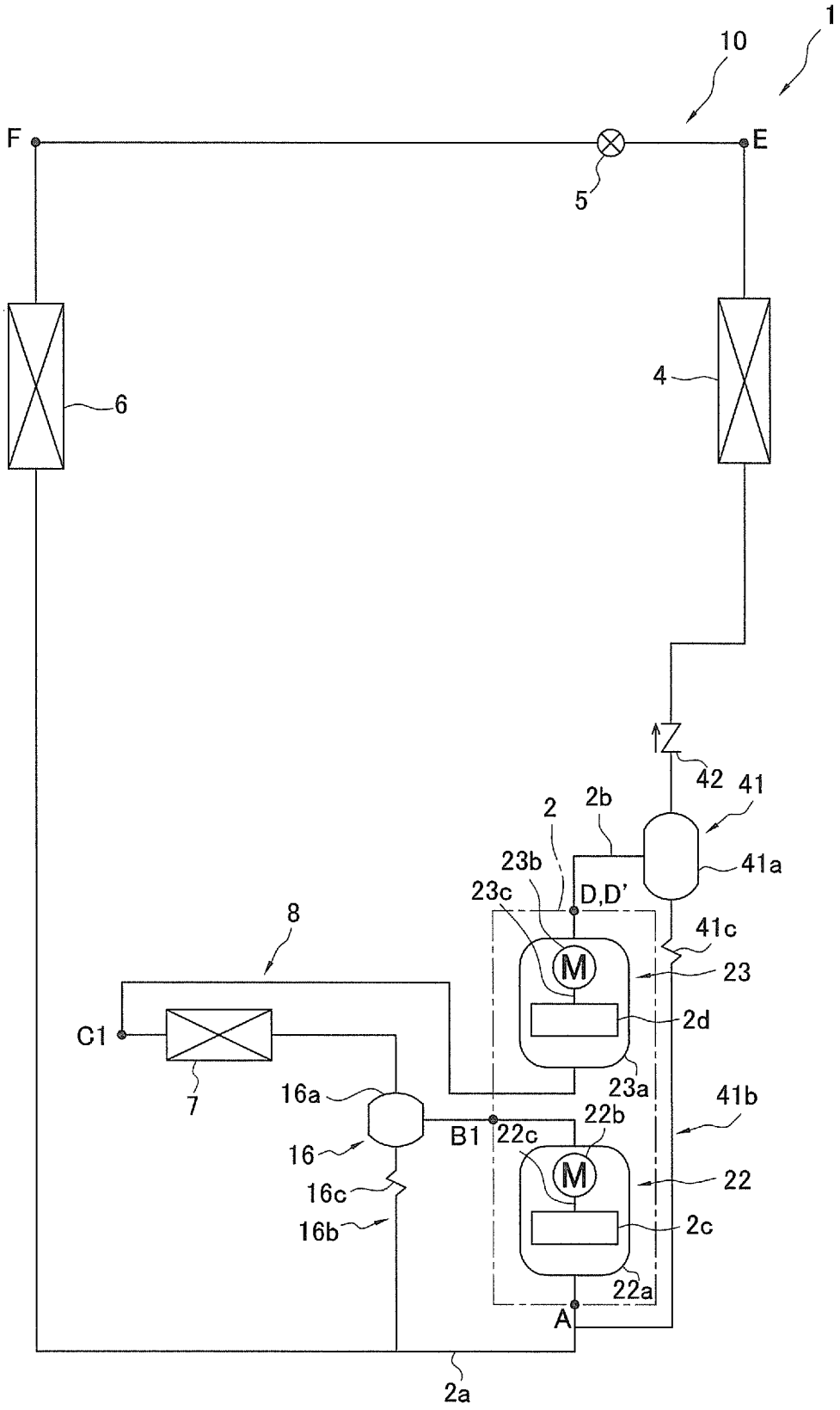
[図3]



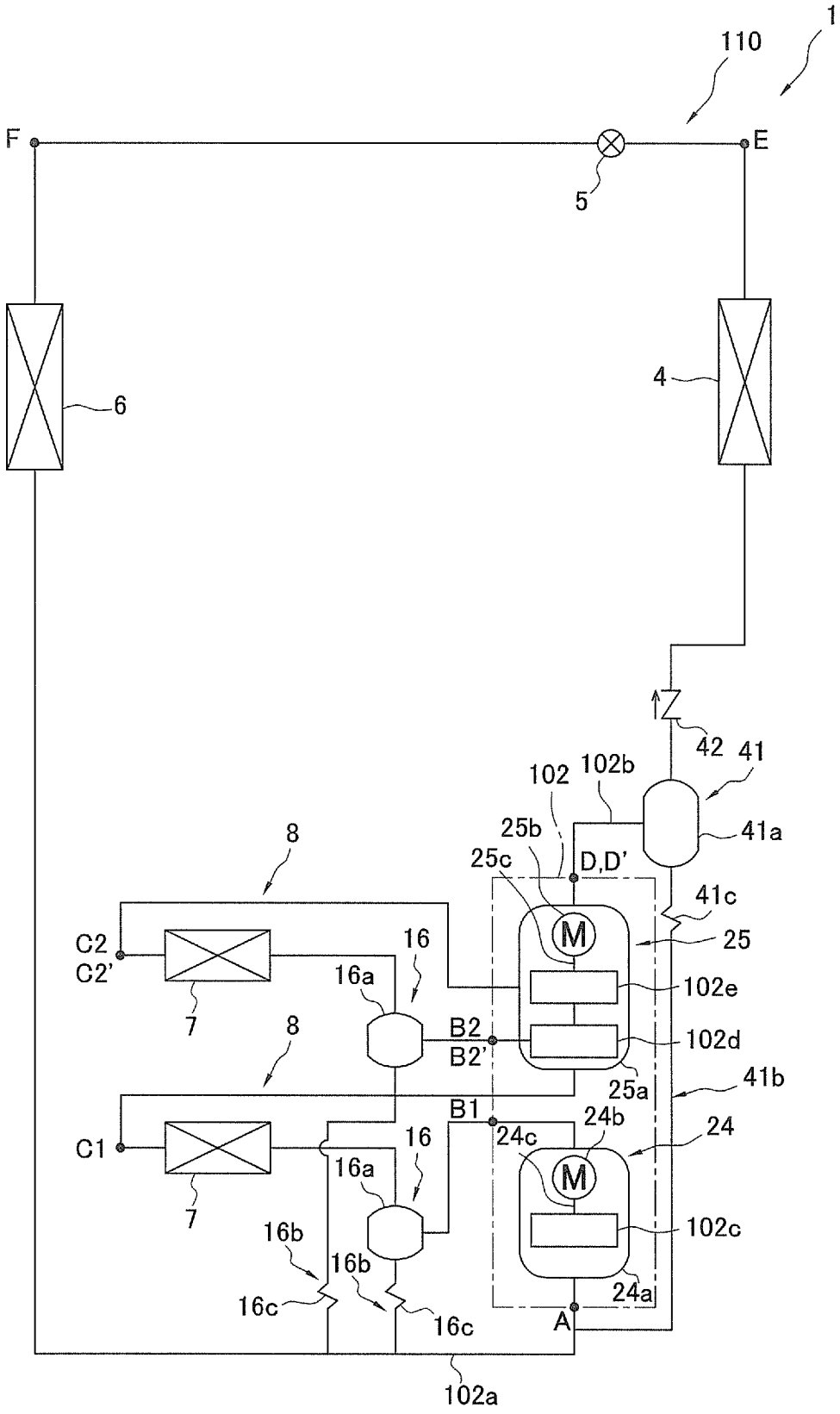
[図4]



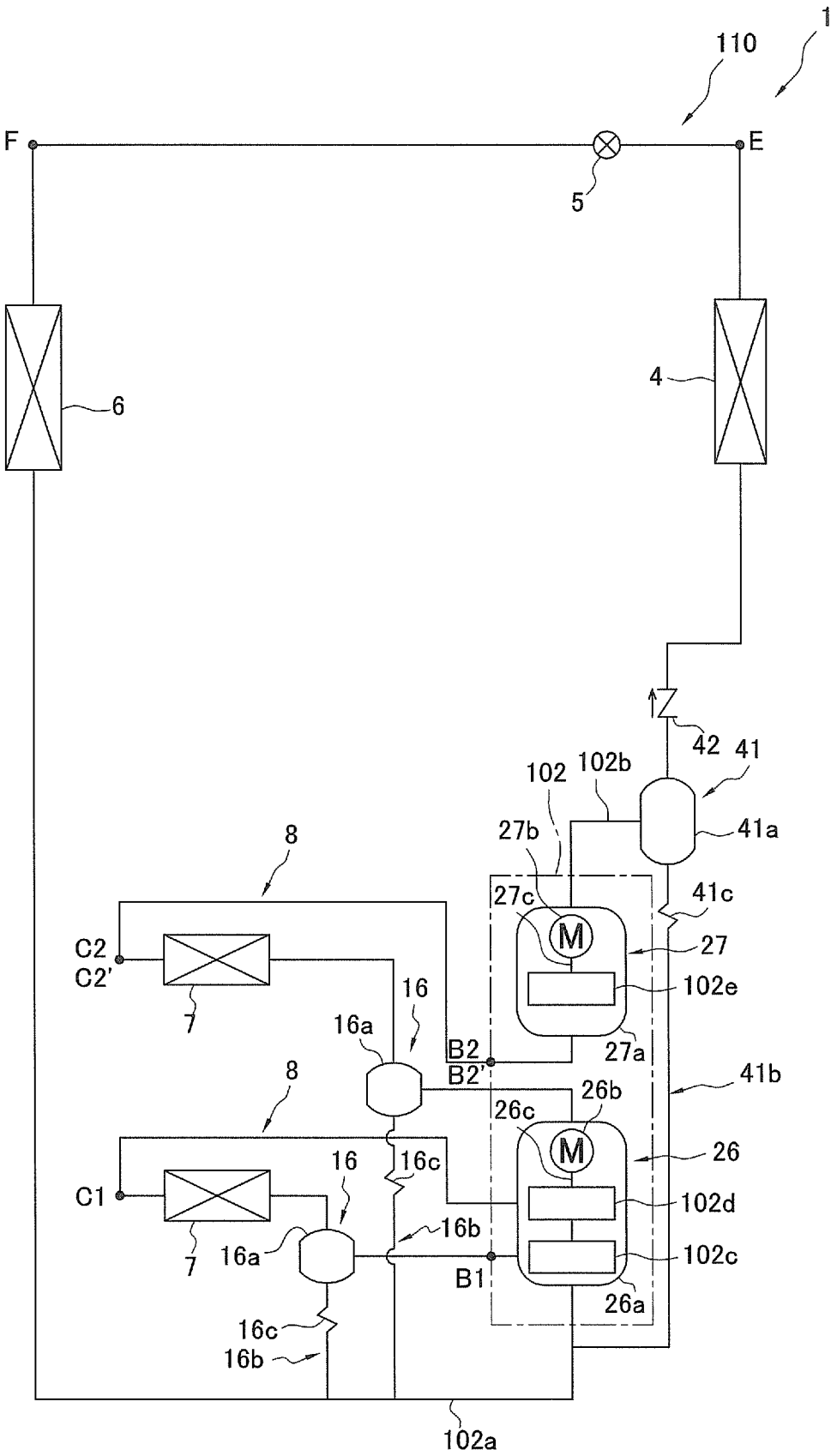
[図5]


1
10
F
E
5
6
4
42
41
2b
2
41a
23b
23c
D,D'
8
41c
M
23
C1
2d
7
16a
23a
41b
B1
22c
22b
16
M
22
16c
2c
16b
22a
A
2a

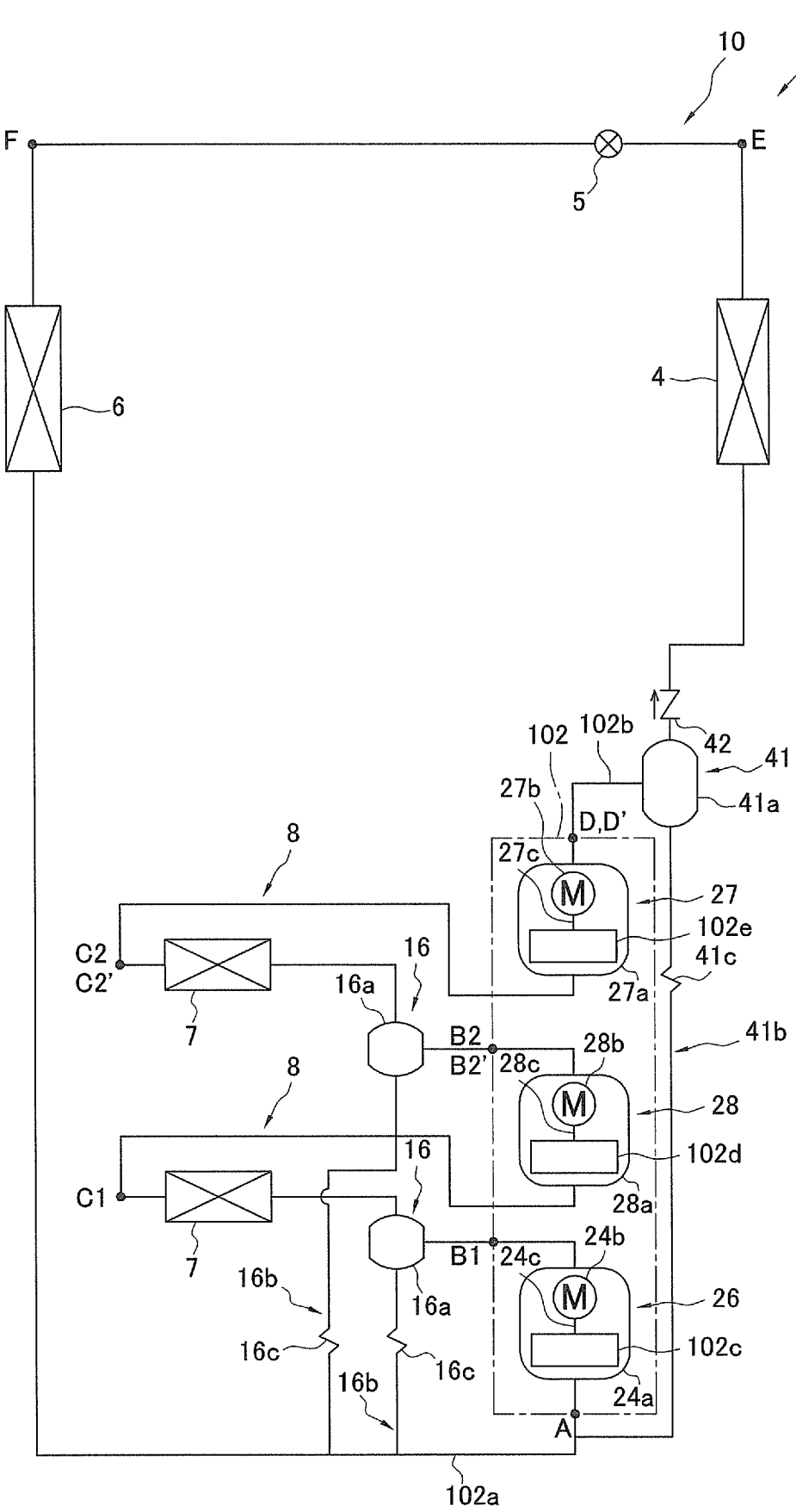
[図6]


1
110
F
E
5
6
4
42
41
102
102b
41a
25b
25c
D,D'
8
41c
C2
C2'
16
25
M
16a
102e
7
B2
B2'
102d
8
25a
41b
B1
24b
24
C1
16
24c
M
16a
102c
7
16b
16b
24a
16c
16c
A
102a

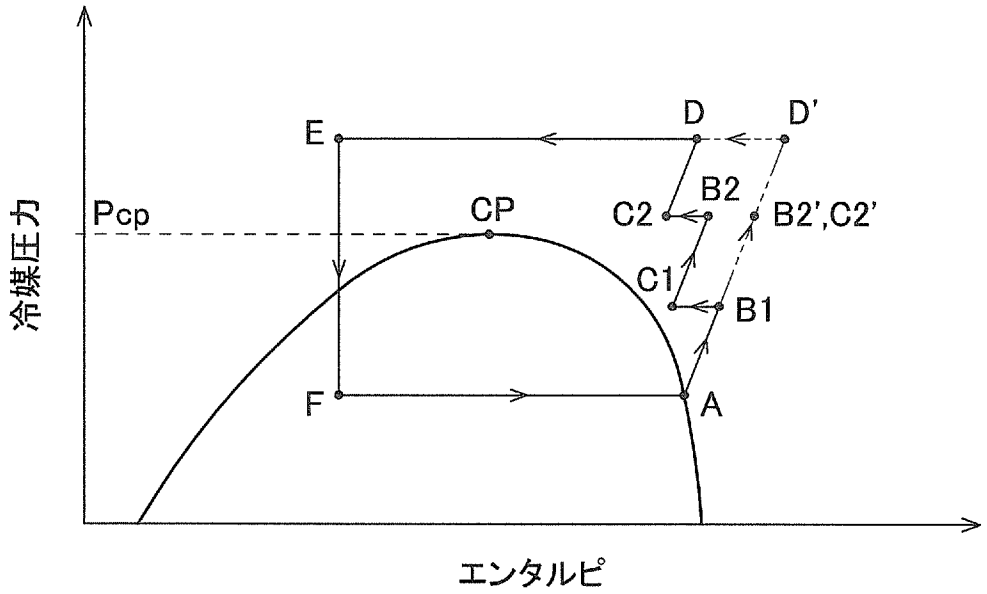
[図7]


1
110
F
E
5
6
4
42
41
102
102b
41a
27b
8
27c
41c
M
27
C2
C2'
7
16
102e
16a
27a
B2
B2'
41b
8
26b
26c
M
26
16
16c
C1
102d
7
16a
16b
102c
B1
26a
16c
16b
102a

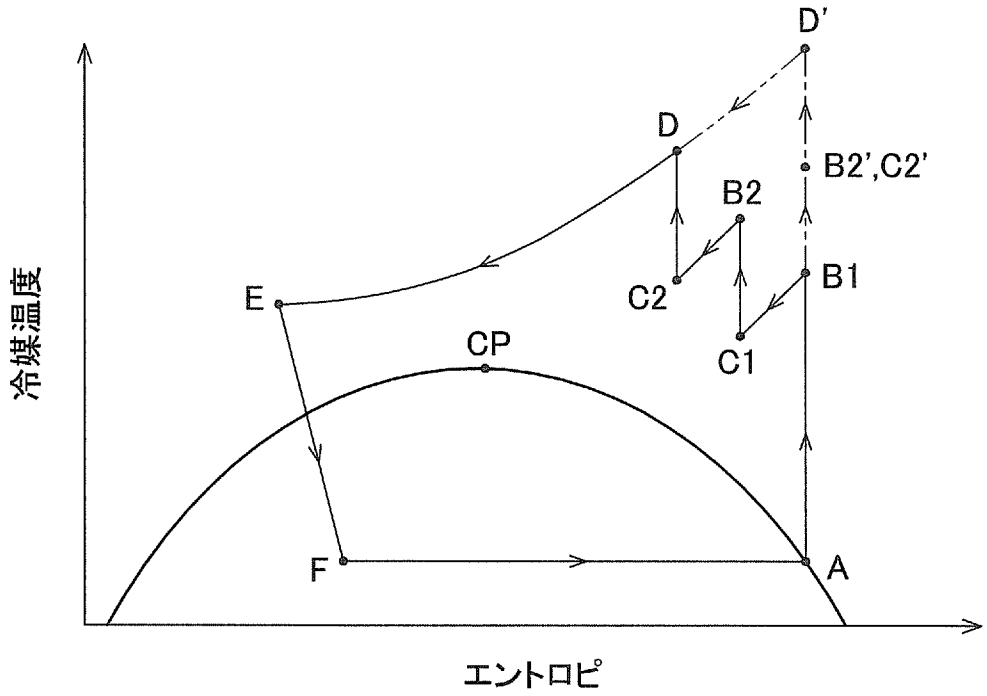
[図8]


1
10
F
E
5
6
4
42
41
102
102b
41a
27b
D,D'
27c
M
27
102e
41c
27a
8
C2
C2'
16
16a
7
B2
B2'
28b
28c
41b
28
102d
28a
C1
B1
24b
24c
26
102c
24a
16b
16c
A
102a

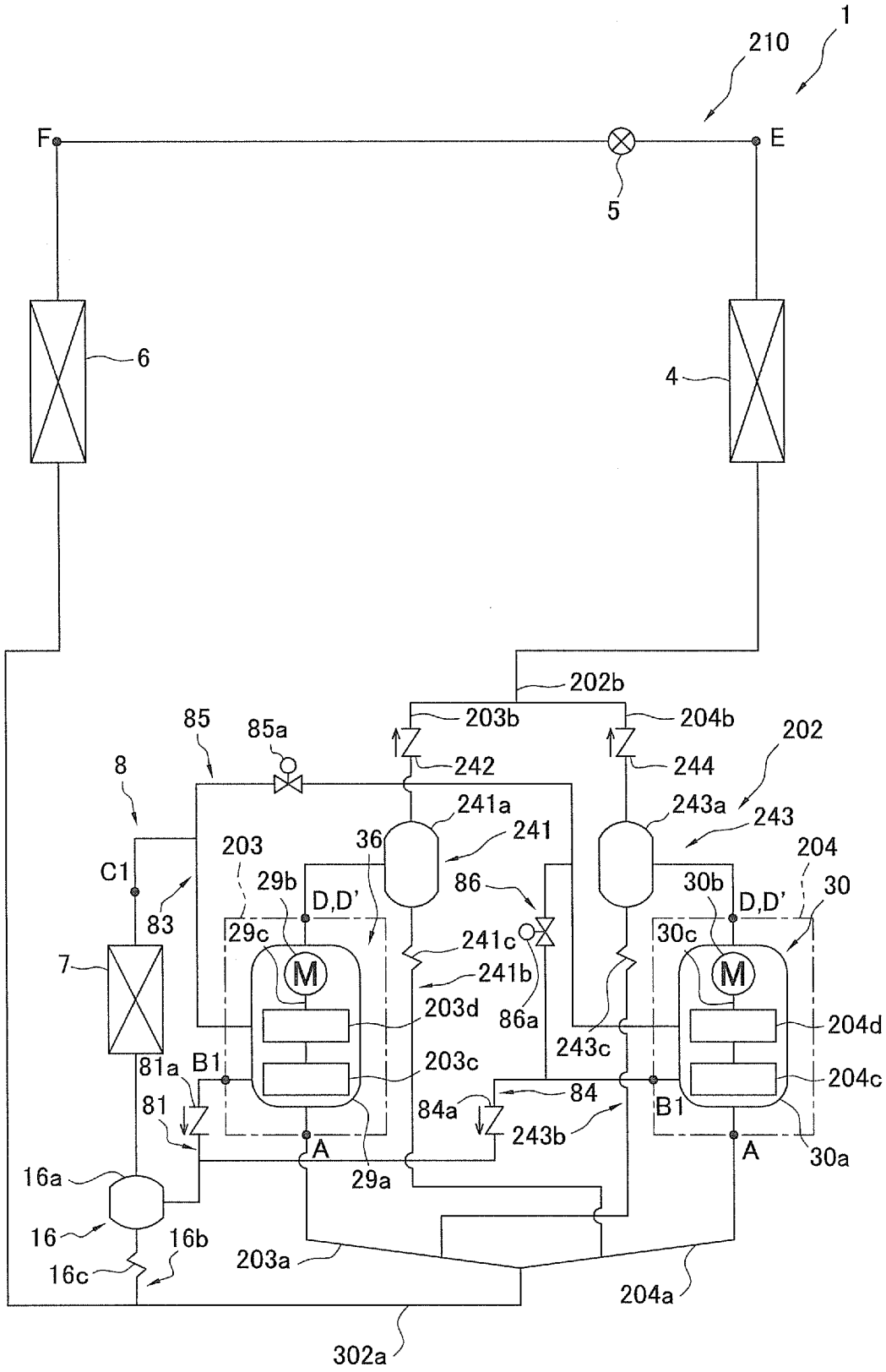
[図9]


冷媒圧力
Pcp
E
D
D'
CP
C2
B2
B2',C2'
C1
B1
F
A
エンタルピ

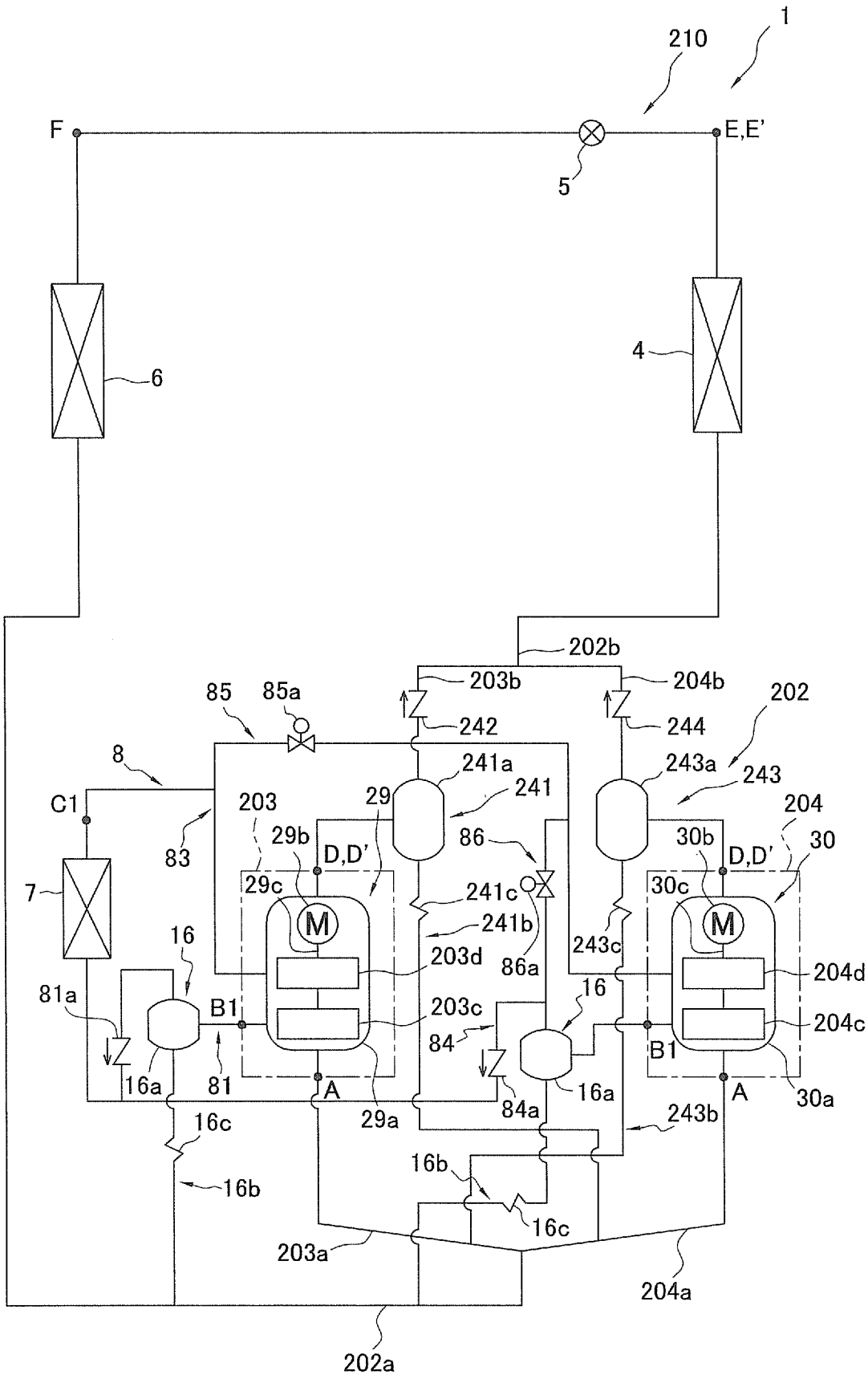
[図10]


冷媒温度
D'
D
B2',C2'
B2
B1
E
C2
CP
C1
F
A
エントロピ

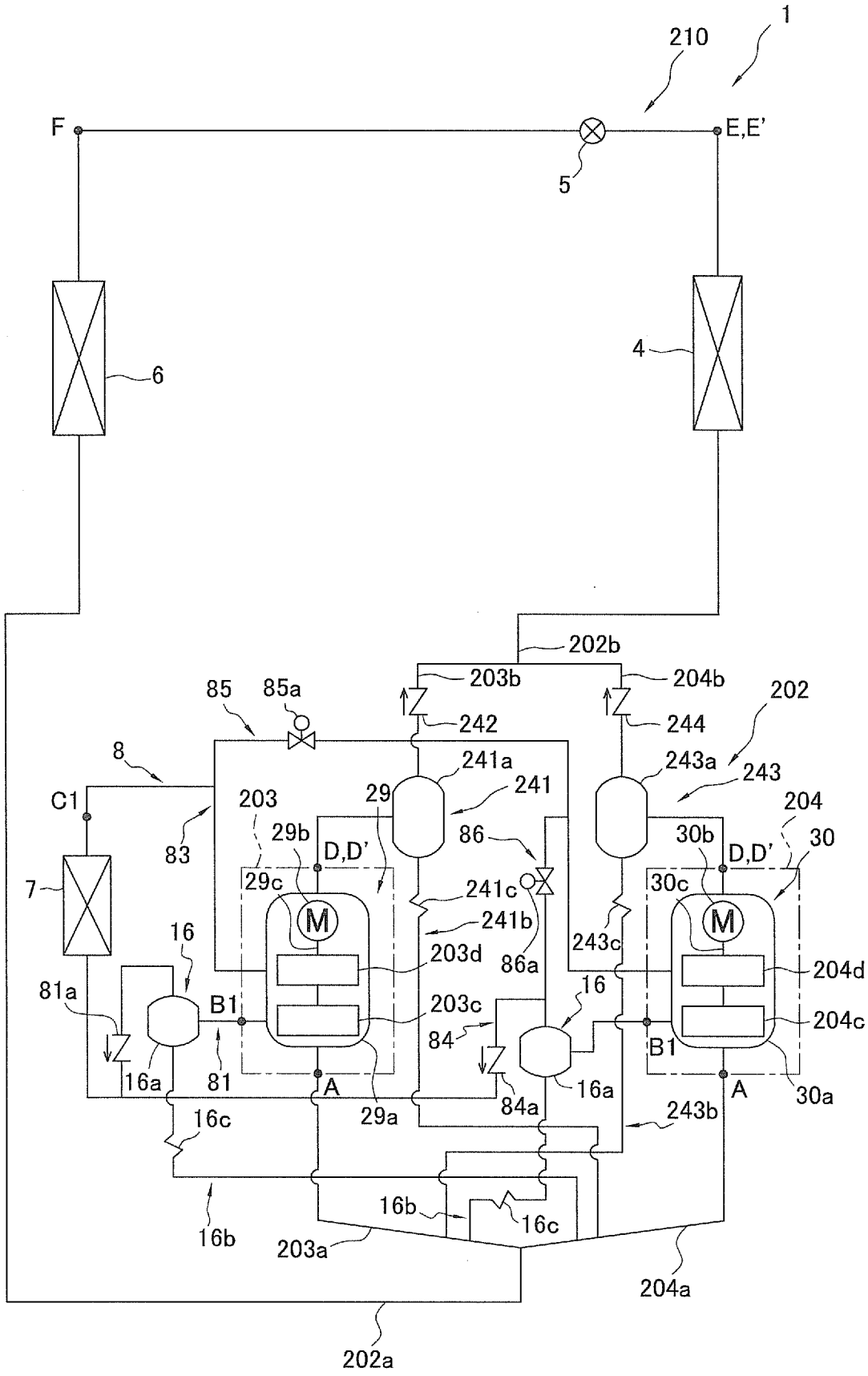
[図11]


1
210
F
E
5
6
4
202b
203b
204b
202
85
85a
242
244
8
241a
243a
243
241
36
203
204
C1
29b
D,D'
86
30b
D,D'
30
83
29c
241c
30c
7
M
M
241b
203d
86a
204d
243c
81a
B1
203c
204c
81
84
84a
B1
243b
A
A
30a
29a
16a
16
16b
16c
203a
204a
302a

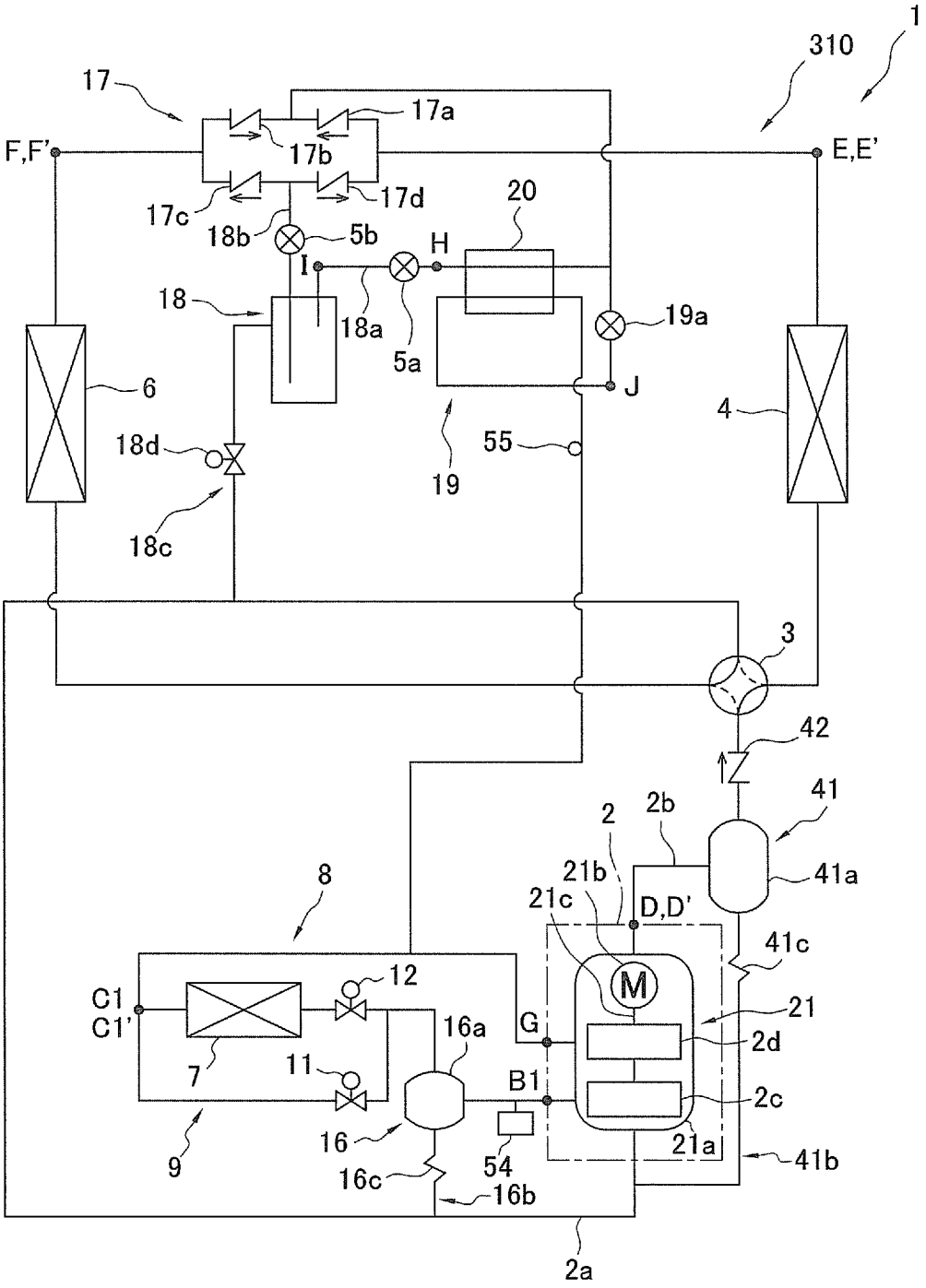
[図12]


1
210
F
E,E'
5
6
4
202b
203b
204b
85
85a
242
244
202
8
241a
243a
243
C1
203
29
241
204
83
29b
D,D'
86
30b
D,D'
30
7
29c
241c
30c
M
M
241b
16
203d
243c
204d
81a
B1
203c
16
84
204c
B1
16a
81
A
29a
84a
16a
A
30a
16c
243b
16b
16b
16c
203a
204a
202a

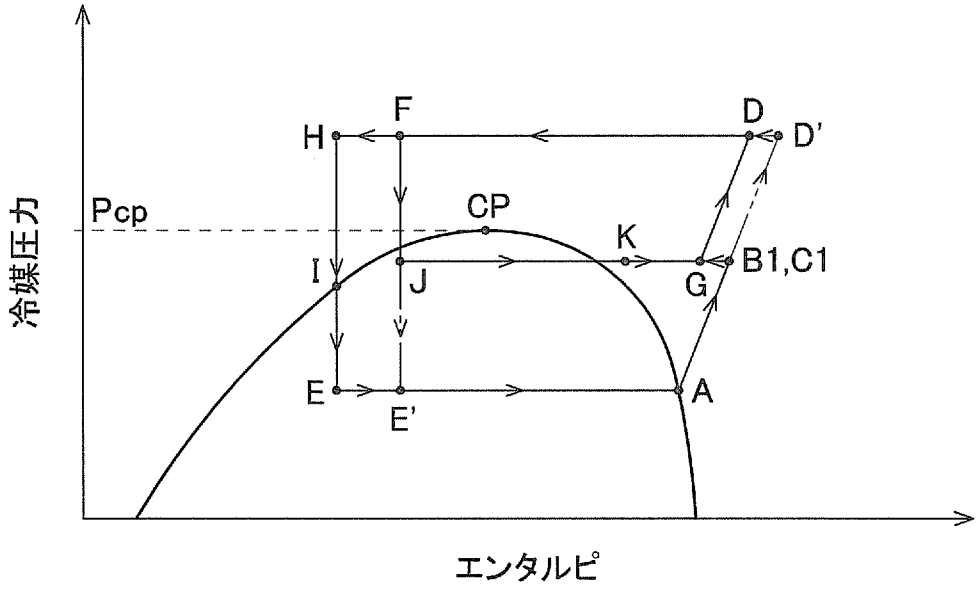
[図13]


1
210
F
E,E'
5
6
4
202b
203b
204b
85
85a
242
244
202
8
241a
243a
243
C1
203
29
241
204
83
29b
D,D'
86
30b
D,D'
30
7
29c
241c
30c
M
M
241b
16
203d
243c
204d
81a
B1
203c
16
84
204c
16a
81
A
29a
84a
16a
B1
A
30a
16c
243b
16b
16c
16b
203a
204a
202a

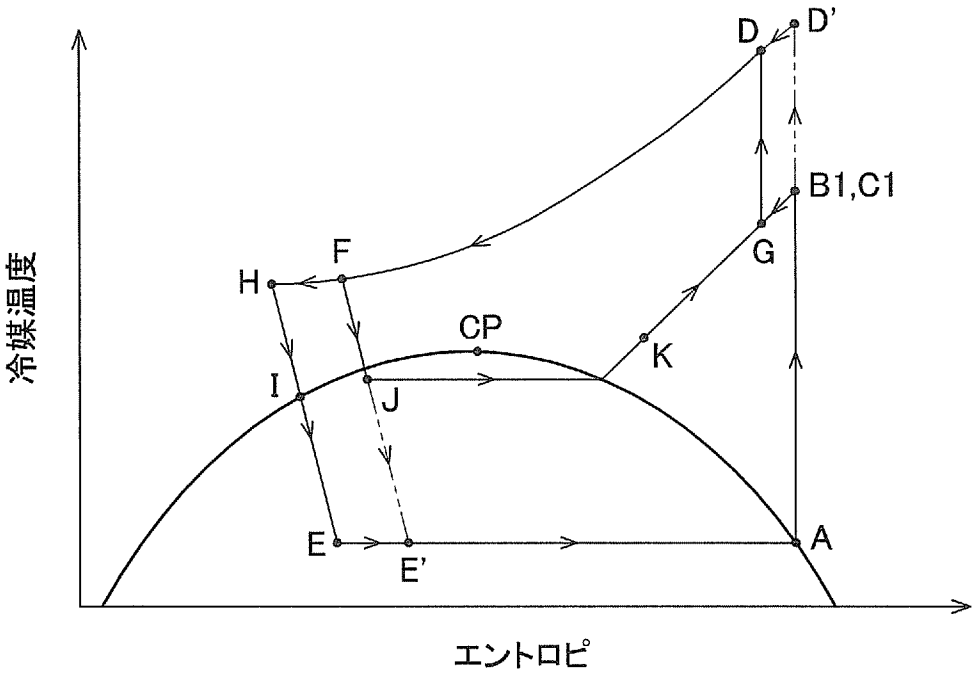
[図14]


1
310
17
17a
17b
17c
17d
F,F'
E,E'
20
18b
5b
H
I
18
18a
5a
19a
J
6
4
18d
55
19
18c
3
42
41
2
2b
41a
8
21b
21c
D,D'
41c
M
C1
C1'
12
16a
G
21
2d
7
11
B1
2c
9
16
54
21a
41b
16c
16b
2a

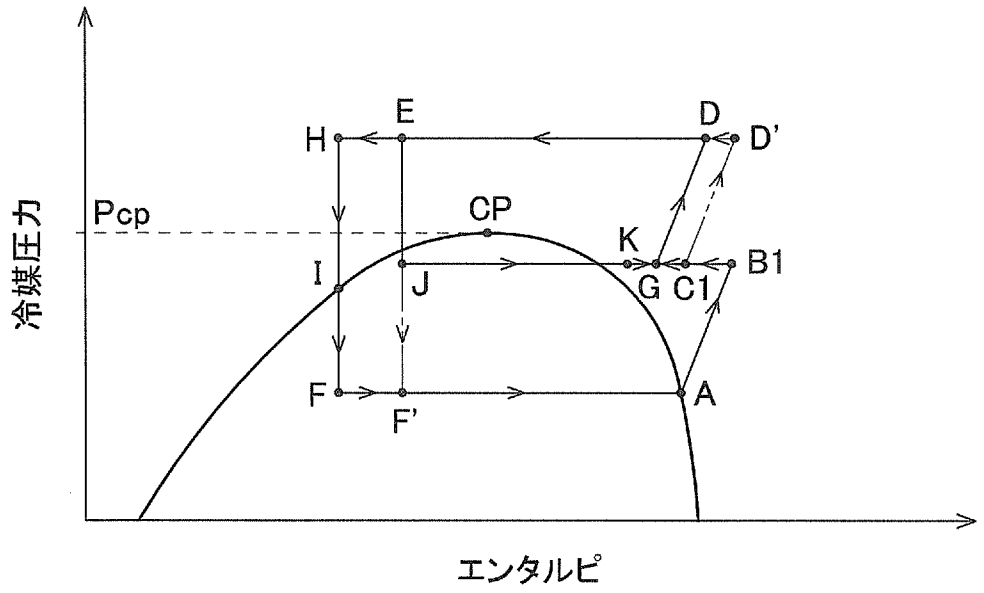
[図15]


冷媒圧力
Pcp
H
F
D
D'
CP
K
I
J
G
B1,C1
E
E'
A
エンタルピ

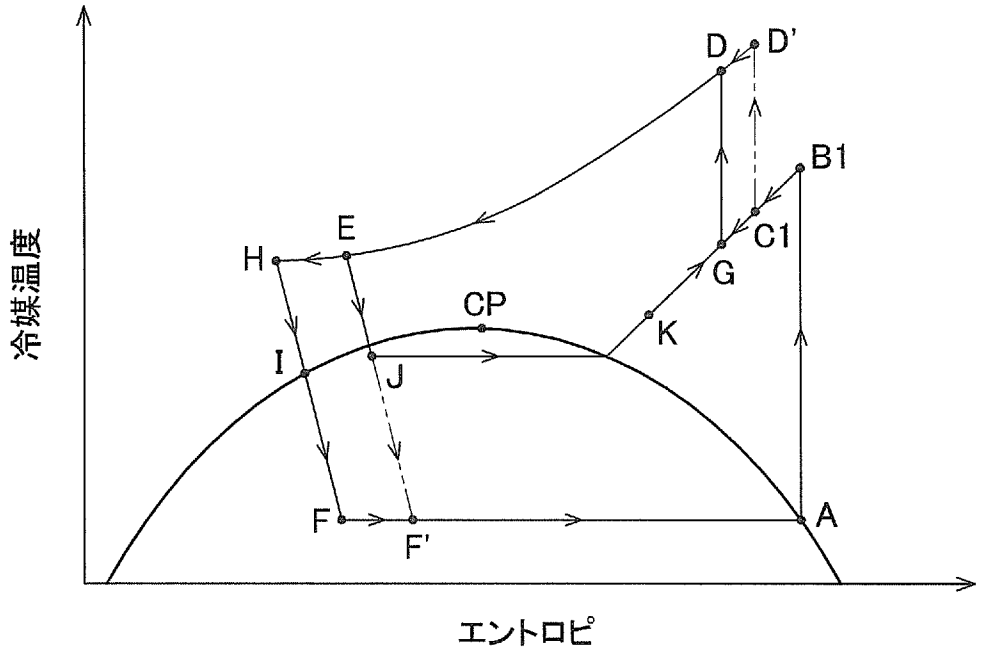
[図16]


冷媒温度
D
D'
B1,C1
G
F
H
CP
K
I
J
E
E'
A
エントロピ

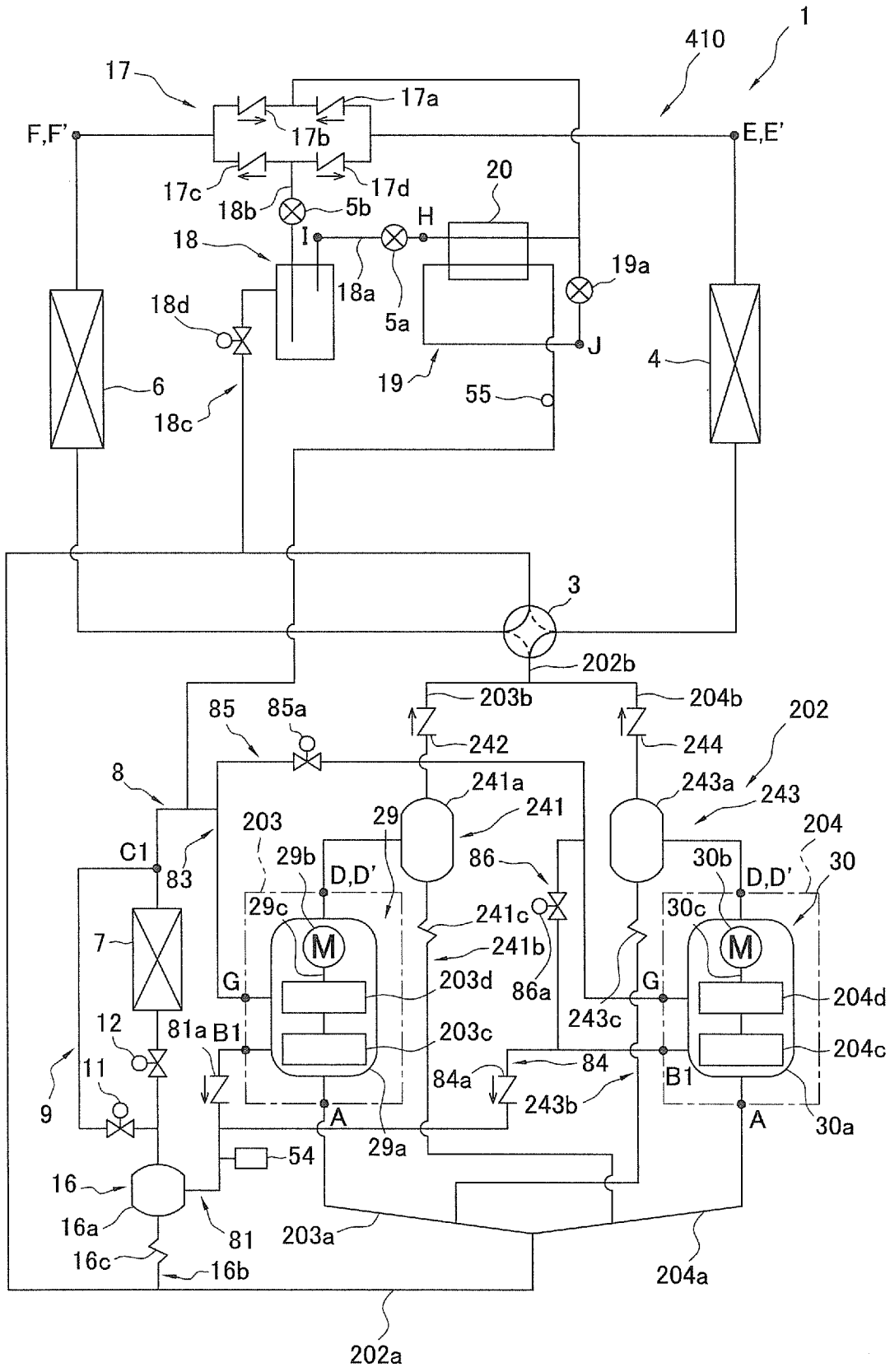
[図17]


冷媒圧力
Pcp
H
E
D
D'
CP
K
B1
I
J
G
C1
F
F'
A
エンタルピ

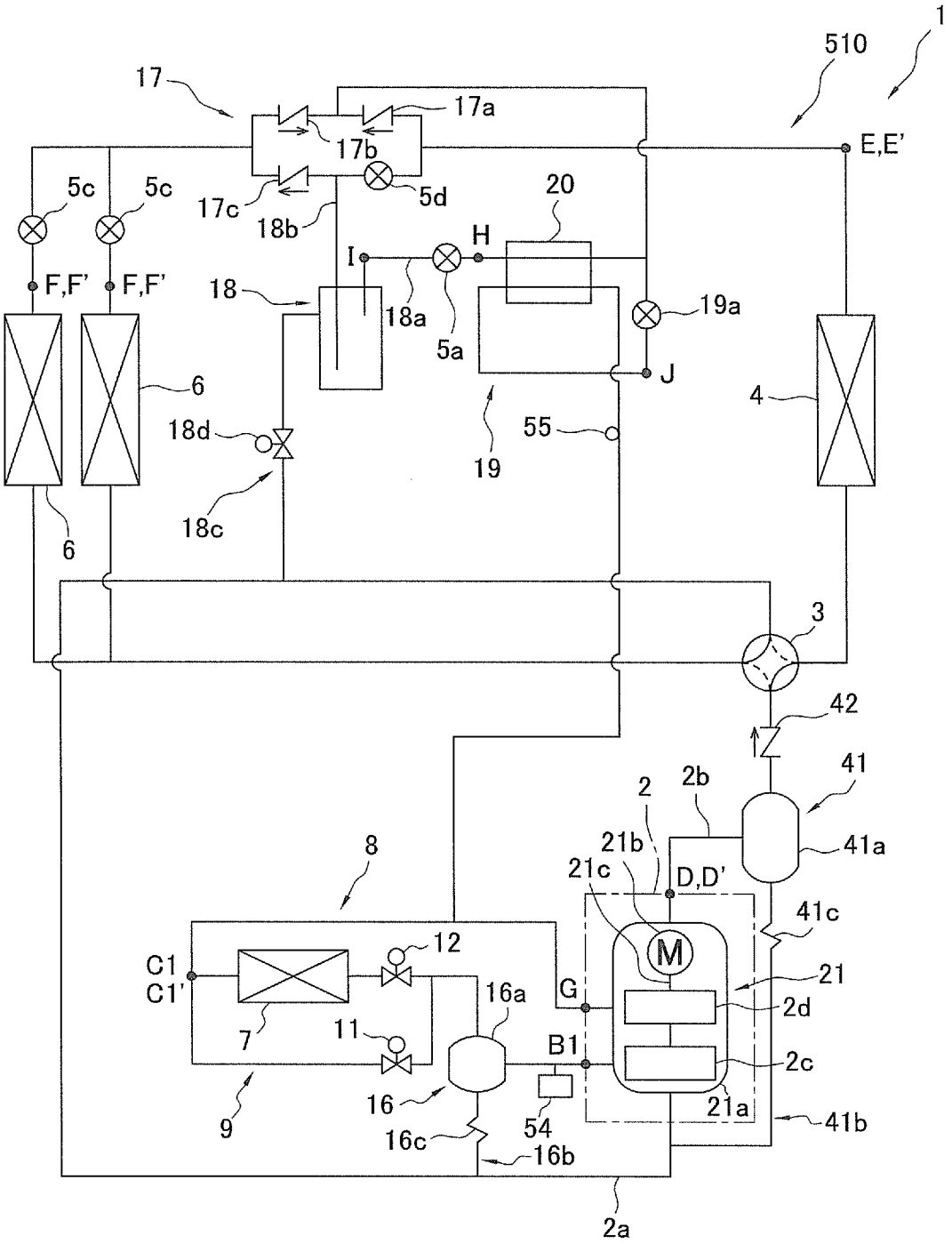
[図18]


冷媒温度
D
D'
B1
E
H
C1
G
CP
K
I
J
F
F'
A
エントロピ

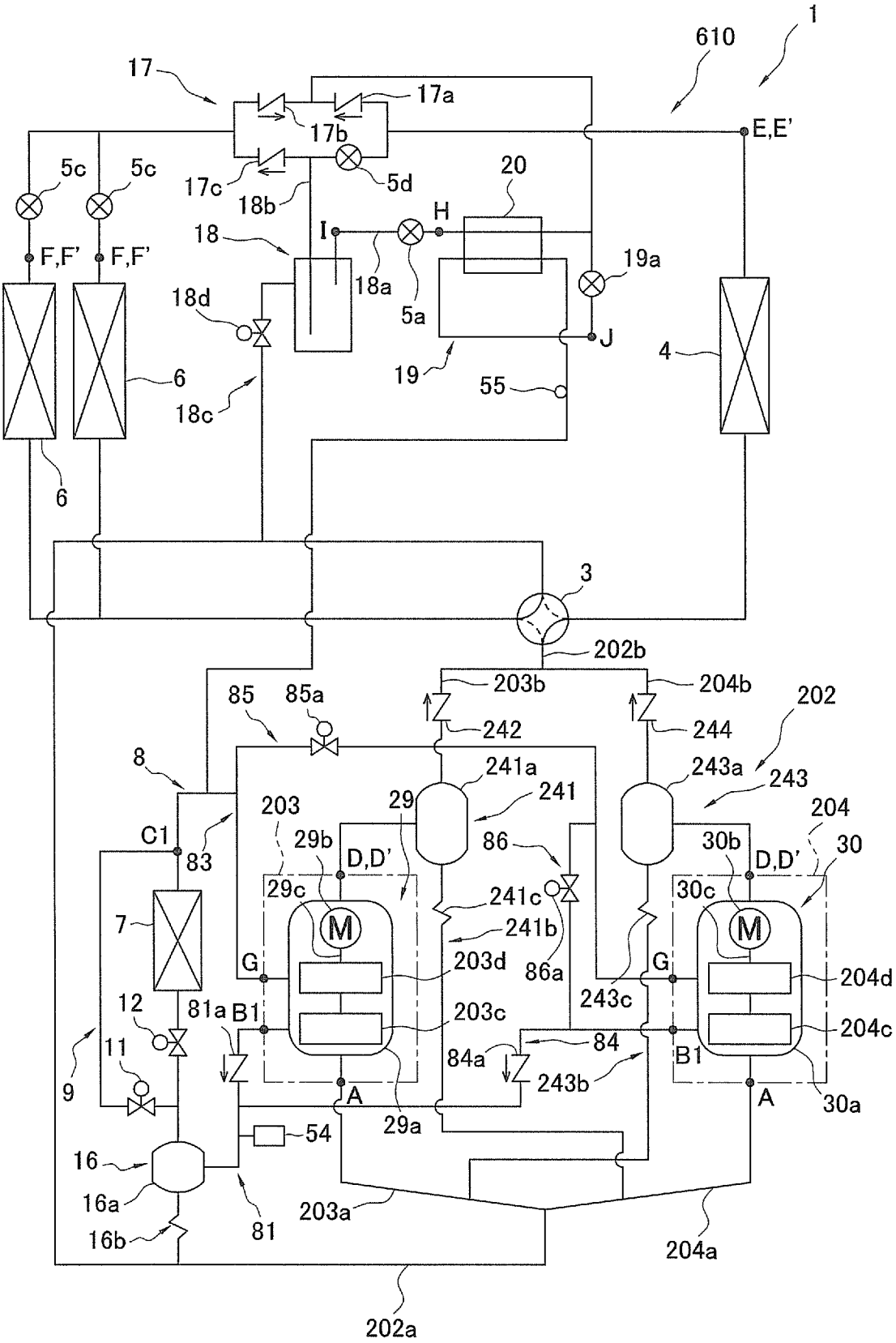
[図19]


1
410
17
17a
17b
F,F'
E,E'
17c
17d
18b
5b
H
20
18
I
18a
5a
19a
18d
J
4
6
19
55
18c
3
202b
203b
204b
85
85a
242
244
202
8
241a
243a
243
241
203
29
204
C1
83
29b
D,D'
86
30b
D,D'
30
29c
241c
30c
7
M
241b
M
G
203d
86a
G
204d
243c
12
81a
B1
203c
204c
11
84
84a
B1
9
243b
A
A
30a
29a
54
16
16a
81
203a
204a
16c
16b
202a

[図20]


1
510
17
17a
17b
17c
18b
5c
5c
5d
20
E,E'
H
I
F,F'
F,F'
18
18a
5a
19a
J
6
4
18d
55
19
18c
6
3
42
41
2
2b
21b
21c
D,D'
41a
8
41c
M
21
C1
C1'
12
16a
G
2d
7
11
B1
2c
16
54
21a
41b
9
16c
16b
2a

[図21]


1
610
17
17a
17b
17c
18b
5d
E,E'
5c
5c
20
H
I
18
18a
5a
19a
F,F'
F,F'
18d
J
4
6
18c
19
55
6
3
202b
203b
204b
85
85a
242
244
202
8
241a
243a
243
241
29
203
204
C1
83
29b
D,D'
86
30b
D,D'
30
29c
241c
30c
7
M
241b
M
G
203d
86a
G
204d
243c
12
81a
B1
203c
204c
11
84
84a
B1
9
243b
A
A
30a
29a
54
16
16a
16b
81
203a
204a
202a

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2008/071362

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F25B1/10(2006.01)i, *F25B1/00*(2006.01)i, *F25B43/02*(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)
F25B1/10, F25B1/00, F25B43/02

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2009
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.
X	JP 2006-275495 A (Sanyo Electric Co., Ltd.), 12 October, 2006 (12.10.06), Claims; Par. Nos. [0001] to [0071]; Figs. 1 to 6 & US 2006/0230782 A1 & EP 1707899 A2 & CN 1840986 A	1-4
A	JP 2007-232263 A (Daikin Industries, Ltd.), 13 September, 2007 (13.09.07), Full text; all drawings & WO 2007/105440 A1	1-4

☐ 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	Date of mailing of the international search report
06 January, 2009 (06.01.09)	20 January, 2009 (20.01.09)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２００８／０７１３６２

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F25B1/10(2006.01)i, F25B1/00(2006.01)i, F25B43/02(2006.01)i

Ｂ．　調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F25B1/10, F25B1/00, F25B43/02

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	１９２２－１９９６年
日本国公開実用新案公報	１９７１－２００９年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２００９年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２００９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	関連する請求の範囲の番号
X	JP 2006-275495 A（三洋電機株式会社）2006.10.12,【特許請求の範囲】,【０００１】－【００７１】,【図１】－【図６】& US 2006/0230782 A1 & EP 1707899 A2 & CN 1840986 A	1-4
A	JP 2007-232263 A（ダイキン工業株式会社）2007.09.13, 全文, 全図 & WO 2007/105440 A1	1-4

☐　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	国際調査報告の発送日
０６．０１．２００９	２０．０１．２００９

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）

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）　３Ｍ　９０２９

田々井　正吾

電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３７７