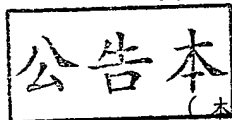


(此處由本局於收
文時黏貼條碼)



發明專利說明書

(本說明書格式、順序及粗體字，請勿任意更動，※記號部分請勿填寫)

※申請案號：93140726

※申請日期：93.12.27.

※IPC 分類：

F25B1/00

一、發明名稱：(中文/英文)

冷媒循環裝置

REFRIGERANT CYCLE APPARATUS

二、申請人：(共1人)

姓名或名稱：(中文/英文)

三洋電機股份有限公司

SANYO ELECTRIC CO., LTD.

代表人：(中文/英文)(簽章) 桑野幸德/KUWANO, YUKINORI

住居所或營業所地址：(中文/英文)

日本國大阪府守口市京阪本通2丁目5番5號

5-5, Keihan-Hondori 2-chome, Moriguchi-shi, Osaka, Japan

國籍：(中文/英文) 日本國/JAPAN

三、發明人：(共3人)

姓名：(中文/英文)

1. 松本兼三/MATSUMOTO, KENZO

2. 山崎晴久/YAMASAKI, HARUHISA

3. 山中正司/YAMANAKA, MASAJI

國籍：(中文/英文) 1. 至 3. 日本國/JAPAN

四、聲明事項：

☐ 主張專利法第二十二條第二項 ☐ 第一款或 ☐ 第二款規定之事實，其事實發生日期為： 年 月 日。

☒ 申請前已向下列國家（地區）申請專利：

【格式請依：受理國家（地區）、申請日、申請案號 順序註記】

☒ 有主張專利法第二十七條第一項國際優先權：

1. 日本國 2004 年 2 月 12 日 特願 2004-035447 （主張優先權）

2. 日本國 2004 年 2 月 13 日 特願 2004-036330 （主張優先權）

☐ 無主張專利法第二十七條第一項國際優先權：

☐ 主張專利法第二十九條第一項國內優先權：

【格式請依：申請日、申請案號 順序註記】

☐ 主張專利法第三十條生物材料：

☐ 須寄存生物材料者：

國內生物材料 【格式請依：寄存機構、日期、號碼 順序註記】

國外生物材料 【格式請依：寄存國家、機構、日期、號碼 順序註記】

☐ 不須寄存生物材料者：

所屬技術領域中具有通常知識者易於獲得時，不須寄存。

九、發明說明：

【發明所屬之技術領域】

本發明係有關於一種將壓縮機、氣體冷卻器、減壓裝置、蒸發器等連接為環狀，且以二氧化碳為冷媒，以使高壓側成為超臨界壓力之冷媒循環裝置。

【先前技術】

習知之此種冷媒循環裝置，係由回轉式壓縮機、氣體冷卻器、減壓裝置(安全閥或毛細管等)及蒸發器等，依序以配管連接為環狀，而構成冷媒循環(冷媒迴路)。然後，由回轉式壓縮機回轉壓縮要件之吸入口，將冷媒氣體吸入汽缸之低壓室側，再由滾筒及葉片(vane)的動作進行壓縮，而成為高溫高壓之冷媒氣體，由高壓室側經由排出口、排出消音室排出至氣體冷卻器。冷媒氣體於該氣體冷卻器散熱後，再由節流機構(throttle mechanisms)予以節流後，供給至蒸發器。而冷媒將於蒸發器蒸發，此時，即由周圍吸取熱量，發揮其冷卻作用者。

近年來，為因應地球環境問題，在此種冷媒循環中，亦開發一種不使用以往的"佛利昂(flon)"而改用自然冷媒的二氧化碳(CO_2)為冷媒，而將高壓側作為超臨界壓運轉之使用轉變(transition)臨界冷媒循環的裝置。

而上述轉變臨界冷媒循環裝置，係為了防止液態冷媒回流壓縮機內，在蒸發器出口側與壓縮機的吸入側間之低壓側配設儲壓器(accumulator)，將液態冷媒儲存於該儲壓器，僅將氣體吸入於壓縮機內者。且為了使儲壓器內的液

態冷媒不會回流至壓縮機，調整其減壓裝置。(請參照日本特公平 7-18602 號公報)

然而，於冷媒循環之低壓側設置儲壓器，即需要該部分之較多冷媒填充量。且為防止液態回流，必須擴大儲壓器容量，或進行減壓裝置之節流調整，而導致設置空間的擴大或蒸發器 15 之冷凍能力降低。

而於該冷媒循環裝置之冷媒使用二氧化碳時，因該壓縮^⑤比相當高的關係，因而難以於在高外氣溫時等發揮冷凍能力。

【發明內容】

本發明係為了解決習知技術的問題，於高壓側成為超臨界壓力之轉變臨界冷媒循環裝置中，達成不需於低壓側設置儲壓器，而能防止因壓縮機之液態壓縮而發生損傷之目的。

本發明之冷媒循環裝置，係將壓縮機、氣體冷卻器、減壓裝置、蒸發器等連接為環狀，且以二氧化碳為冷媒，以使高壓側成為超臨界壓力之轉變臨界者，其係具備：使由氣體冷卻器排出的冷媒，與由蒸發器排出的冷媒進行熱交換之內部熱交換器；而於該內部熱交換器配設：來自氣體冷卻器的冷媒所流通之高壓側流路；配設成與該高壓側流路交換熱，且來自蒸發器的冷媒所流通之低壓側流路；而於高壓側流路，使冷媒由下向上流，且於低壓側流路，係使冷媒由上向下流者。

又於本發明之冷媒循環裝置，係於上述發明中，內部

熱交換器係由內管及外管所形成之雙重管構成，且分別於上述內管內構成上述高壓側流路，而於上述內管與外管之間構成上述低壓側流路者。

又於本發明之冷媒循環裝置，係於上述發明中，上述內部熱交換器係由內部構成具有兩系統的流路之積層板所構成，將一方之流路作為高壓側流路，且將另一方之流路作為上述低壓側流路者。

本發明係具備：使由氣體冷卻器排出的冷媒，與由蒸發器排出的冷媒進行熱交換之內部熱交換器；該內部熱交換器具有：來自氣體冷卻器的冷媒所流通之高壓側流路，及配設成與該高壓側流路交換熱，且來自蒸發器的冷媒所流通之低壓側流路；而藉由內部熱交換器降低由氣體冷卻器進入減壓裝置之冷媒溫度，以擴大蒸發器之熵(Entropy)差、提升冷凍能力。

特別在高壓側流路，係使冷媒由下向上流，而且於低壓側流路係使冷媒由下向上流，故於高壓較超臨界壓力下降時，可將剩餘冷媒儲存於內部熱交換器之高壓側流路，且於低外氣溫等時，使流入低壓側之剩餘冷媒減少，以預防壓縮機的破損等不良情形。

再者，由雙重管構成內部熱交換器，或採用積層式之內部熱交換器，可使來自氣體冷卻器的冷媒，與來自冷卻器的冷媒間的熱交換得以順利進行，且能使低外氣溫等時，對高壓側流路之冷媒儲存得以順利進行。

又於本發明，係為了解決習知技術課題，而於冷媒循

環裝置中，以提升蒸發器之冷凍能力為目的。

換言之，於本發明之冷媒循環裝置，係將壓縮機、氣體冷卻器、減壓裝置、蒸發器等連接為環狀，且以二氧化碳為冷媒，以使高壓側成為超臨界壓力者，具備：將從氣體冷卻器流出的冷媒，與從蒸發器流出之冷媒予以熱交換之內部熱交換器，且將循環中之低壓部容積的比例設全容積之 30%以上、50%以下，將上述內部熱交換器中之低壓部容積相對於循環中之低壓部全體的容積之比例設為 5%以上、30%以下者。

又於本發明之冷媒循環裝置，係於上述發明中，壓縮機具備：配設於密閉容器內之第 1 及第 2 壓縮要件，將由第 1 壓縮要件壓縮，且排出至密閉容器內之中間壓力冷媒，以第 2 壓縮要件壓縮，並予以排出，同時，將循環中之中間壓力部容積的比例設為全容積之 20%以上、50%以下者。

又於本發明之冷媒循環裝置，係於上述發明中具備：將由第 1 壓縮要件排出至密閉容器內之中間壓冷媒予以冷卻後，吸入第 2 壓縮要件之中間冷卻迴路者。

於本發明中，不將液態冷媒在蒸發器完全蒸發，係以導熱性佳的液/氣體混合流體狀態，由蒸發器回流至內部熱交換器，藉由導熱特性提升及冷媒之潛熱、顯熱的有效利用，而使由氣體冷卻器進入減壓裝置的高壓側之冷媒溫度，予以有效地降低，使於蒸發器之焓(Enthalpy)差極大化，而得以提升其冷凍能力。

媒導入第 2 旋轉壓縮要件 52 的冷媒導入管。該冷媒導入管 32 係設成通過壓縮機 11 外部之中間冷卻迴路 150。而於該中間冷卻迴路 150 設有冷卻第 1 旋轉壓縮要件 50 壓縮之冷媒之熱交換器 152。且將經第 1 旋轉壓縮要件 50 所壓縮的中間壓冷媒，在熱交換器 152 冷卻後，吸入第 2 旋轉壓縮要件 52。又因該熱交換器 152 係與氣體冷卻器 12 為一體的構成，而於熱交換器 152 與氣體冷卻器 12 之附近，設有通風於該熱交換器 152 及氣體冷卻器 12，以使冷媒散熱之風扇 22。上述冷媒排出管 34 係用以使經第 2 旋轉壓縮要件 52 所壓縮的冷媒排出至氣體冷卻器 12 的冷媒配管。

另一方面，連接在氣體冷卻器 12 出口側的冷媒配管 36，係連接於上述內部熱交換器 45 之高壓側流路 64 的入口 64A。且上述內部熱交換器 45，係將由氣體冷卻器 12 排出的高壓側冷媒與由蒸發器 15 排出之低壓側的冷媒予以進行熱交換者。而於該內部熱交換器 45，係如第 2 圖所示，由內管 60 及外管 62 所成的兩重管構成。而於外管 62 外周係由隔熱材 63 所覆蓋。然後，分別於於內管 60 內形成來自氣體冷卻器的冷媒所流通的高壓側流路 64，而於該內管 60 與外管 62 之間形成來自蒸發器 15 之冷媒所流通的低壓側流路 66，且將高壓側流路 64 與低壓側流路 66 配置成交換熱狀態。

又為了使冷媒在高壓側流路 64 由下向上流過，將入口 64A 形成在下側，將出口 64B 形成於上側。也就是說，來自氣體冷卻器 12 的高壓側冷媒，係由下側入口 64A 進入

氣體吸入壓縮機 11 的第 1 旋轉壓縮要件 50 而壓縮為中間壓後，排出至密閉容器 11A 內。排出至密閉容器 11A 內的冷媒，係由冷媒導入管 32 暫時排出至密閉容器 11A 外部，進入中間冷卻迴路 150，通過熱交換器 152。因此，藉由風扇 22 之通風使冷媒散熱。

如上所述，在第 1 旋轉壓縮要件 50 壓縮的冷媒，由熱交換器 152 冷卻後，吸入第 2 旋轉壓縮要件 52，使由壓縮機 11 之第 2 旋轉壓縮要件 52 排出之冷媒氣體的溫度下降。

之後，將冷媒吸入第 2 旋轉壓縮要件 52 而壓縮為高溫高壓的冷媒氣體，由冷媒排出管 34 排出至壓縮機 11 之外部。此時，冷媒將壓縮至適當的超臨界壓力。

由冷媒排出管 34 排出之冷媒流入氣體冷卻器 12，受到風扇 22 的通風而散熱後，由內部熱交換器 45 之高壓側流路 64 入口 64A，流入形成於內管 60 內之高壓側流路 64。然後，使進入高壓側流路 64 的冷媒，在該高壓側流路 64 內，由下向上流過。此時，如前所述，因高壓側流路 64 與低壓側流路 66 係配設成交換熱狀態，故流通於高壓側流路 64 之來自氣體冷卻器 12 的冷媒，將由流通於低壓側流路 66 之來自蒸發器 15 的冷媒吸去熱量而冷卻。

由此，可使由氣體冷卻器 12 進入毛細管 14 之冷媒溫度下降，因而，得以擴大於蒸發器 15 的熵差。因此，可使蒸發器 15 的冷凍能力提升。

此外，在內部熱交換器 45 冷卻而由出口 64B 排出之高壓側冷媒即到達毛細管 14。於毛細管 14 入口，該冷媒

尚為氣體狀態。冷媒係因毛細管 14 之壓力降低而成為氣/液態之二相混合體，以此狀態流入蒸發器 15 內。冷媒係於蒸發器 15 內蒸發，由空氣吸熱而發揮其冷卻作用。

此時，如上所述，藉由於中間冷卻迴路 150 冷卻中間壓冷媒之效果，及於內部熱交換器 45 冷卻冷媒，以擴大蒸發器 15 的熵差之效果，可使蒸發器 15 的冷凍能力提升。

之後，冷媒由蒸發器 15 流出，且由入口 66A 進入內部熱交換器 45 之內管 60 與外管 62 間的低壓側流路 66。進入低壓側流路 66 的冷媒，係於內管 60 與外管 62 間的低壓側流路 66，由上向下流過。此時，在蒸發器 15 蒸發為低溫，而由蒸發器 15 排出的冷媒，不一定為完全的氣體狀況，亦有為混合液態的情形，唯於通過內部熱交換器 45 之低壓側流路 66，與流過上述高壓側流路 64 之冷媒進行熱交換，可將冷媒予以加熱，確保冷媒之過熱度，而成為完全氣體之狀態。

由此，得以預先防範液態冷媒吸入壓縮機 11，導致壓縮機 11 損壞等不良現象。

而該由內部熱交換器 45 過熱的冷媒，係反覆進行由冷媒導入管 30 吸入壓縮機 11 之第 1 旋轉壓縮要件 50 的循環。

如上所述，設有具備來自氣體冷卻器 12 的冷媒所流過的高壓側流路 64，及配設成與該高壓側流路 64 交換熱且來自蒸發器 15 的冷媒所流過之低壓側流路 66 的內部熱交換器 45，使由氣體冷卻器 12 進入毛細管 14 之冷媒溫度下降，即得以擴大在蒸發器 15 的熵差，提升其冷凍能力。

於第 3 圖中，10 為冷媒循環裝置 1 的冷媒迴路。係將壓縮機 11、氣體冷卻器 12、作為減壓裝置之毛細管 14、蒸發器 15 等連接為環狀而構成者。

也就是說，將壓縮機 11 之冷媒排出管 34 連接於氣體冷卻器 12 的入口。實施例的壓縮機 11 為內部中間壓型兩段壓縮式的回轉式壓縮機，而於該密閉容器 11A 內，即具有：由作為驅動要件的電動要件 24；及由該電動要件 24 驅動的第 1、第 2 旋轉壓縮要件 50、52；將經第 1 旋轉壓縮要件 50 所壓縮且排出至密閉容器 11A 內之中間壓力冷媒，以第 2 旋轉壓縮要件 52 壓縮後予以排出。

圖中，30 係於壓縮機 11 之第 1 旋轉壓縮要件 50 導入冷媒的冷媒導入管，且將該冷媒導入管 30 的一端連接於第 1 旋轉壓縮要件 50 之未圖示的汽缸。而將該冷媒導入管 30 的另一端連接於後述內部熱交換器 45 之低壓側出口。

又圖中 32，係將經第 1 旋轉壓縮要件 50 所壓縮之冷媒導入第 2 旋轉壓縮要件 52 的冷媒導入管。係設成通過壓縮機 11 外部之中間冷卻迴路 150。而該中間冷卻迴路 150 係將由第 1 旋轉壓縮要件 50 排出至密閉容器 11A 內之中間壓冷媒，以設置在中間冷卻迴路 150 內之熱交換器 152 予以冷卻後，吸入第 2 旋轉壓縮要件 52 者。

又因熱交換器 152 係與氣體冷卻器 12 為一體的構成，而於熱交換器 152 與氣體冷卻器 12 附近，設有通風於該熱交換器 152 及氣體冷卻器 12，以使冷媒散熱之風扇 22。而上述冷媒排出管 34 係為使在第 2 旋轉壓縮要件 52 壓縮的

冷媒排出至氣體冷卻器 12 的冷媒配管。

另一方面，連接在氣體冷卻器 12 出口側的冷媒配管 36，係連接於上述內部熱交換器 45 之高壓側流路 64 的入口。且上述內部熱交換器 45，係將氣體冷卻器 12 排出的高壓側冷媒與蒸發器 15 排出之低壓側的冷媒予以進行熱交換者。

連接於該內部熱交換器 45 之高壓側出口之冷媒配管 37 係經過毛細管 14，連接在蒸發器 15 入口。而從蒸發器 15 分出的冷媒配管 38，係到達內部熱交換器 45 之低壓側入口。而將內部熱交換器 45 之低壓側出口連接於上述冷媒導入管 30。

因冷媒循環裝置 1 的冷媒，考慮其對地球環境無破壞、可燃性及有毒性等，係使用自然冷媒的二氧化碳 (CO_2)。而該冷媒循環裝置 1 冷媒迴路 10 的高壓側係成為超臨界壓力者。

此時，冷媒循環裝置 1 係藉由運轉壓縮機 11，在冷媒迴路 10 內形成流過高壓冷媒之高壓部、流過中間壓冷媒之中間壓部，及流過低壓冷媒之低壓部。

冷媒迴路 10 內之高壓部，係指將第 2 旋轉壓縮要件 52 壓縮之冷媒，從以高壓狀態流動之冷媒迴路 10 內之冷媒排出管 34，經由氣體冷卻器 12、內部熱交換器 45 之高壓側到達毛細管 14 之入口的路徑。

中間壓力部係指：於由第 1 旋轉壓縮要件 50 所壓縮的中間壓力冷媒流過之包括中間冷卻迴路 150 在內之冷媒排

分冷卻。由此，可將由第 2 旋轉壓縮要件 52 排出之冷媒氣體溫度予以降低。

由而，得以將蒸發器 15 之冷凍能力更予以提升。

茲以上述構成，使用第 4 圖說明此時之冷媒循環裝置 1 之動作。第 4 圖為冷媒循環裝置 1 之 p-h 線圖(莫利爾圖，Mollier diagram)。其中，分別以實線部分表示通常外氣溫度時(外氣溫度為 $+32^{\circ}\text{C}$)之 p-h 線圖，且以虛線部分表示低外氣溫度時(外氣溫度為 $+5^{\circ}\text{C}$)之 p-h 線圖。復於第 4 圖中之縱軸表示壓力(Pressure)，橫軸代表焓(Enthalpy)。

壓縮機 11 的電動要件 24 起動時，由冷媒導入管 30，將低壓冷媒氣體吸入第 1 旋轉壓縮要件 50(如第 4 圖之實線(1)狀態)，而壓縮為中間壓且排出至密閉容器 11A(如第 4 圖之實線(2)狀態)。排出在密閉容器 11A 內的冷媒，係由冷媒導入管 32 暫時排出至密閉容器 11A 外部，進入中間冷卻迴路 150，通過熱交換器 152。此時，冷媒係因風扇 22 的通風而散熱(如第 4 圖之實線(3)狀態)。

如此，將第 1 旋轉壓縮要件 50 所壓縮的中間壓冷媒氣體通過中間冷卻迴路 150，而於熱交換器 152 得能有效地予以冷卻，即可抑制密閉容器 11A 內之溫度上升，故得以提升第 2 旋轉壓縮要件 52 之壓縮效率。而且，可將從第 2 旋轉壓縮要件 52 排出的冷媒氣體之溫度予以降低。

之後，冷媒係被入第 2 旋轉壓縮要件 52 而壓縮成為高溫高壓的冷媒氣體，由冷媒排出管 34 排出至壓縮機 11 外部。此時，冷媒將被壓縮至適合的超臨界壓力(如第 4 圖之

實線(4)狀態)。

由冷媒排出管 34 排出之冷媒，流入氣體冷卻器 12，接受風扇 22 的通風而散熱後(如第 4 圖之實線(5)狀態)，流入內部熱交換器 45 之高壓側。於此，該來自氣體冷卻器 12 之高溫高壓冷媒，將由來自蒸發器 15 之低溫低壓冷媒吸去熱量而冷卻(如第 4 圖之實線(6)狀態)。

以第 4 圖說明上述狀態。也就是說，若無內部熱交換器 45 時，於毛細管 14 入口之冷媒的焓值係如(5)所示之狀態。此時，於蒸發器 15 之冷媒溫度升高。另一方面，於內部熱交換器 45 與低壓側冷媒作熱交換時，冷媒之焓值會下降 Δh_1 ，而成為第 4 圖之(6)所示狀態，因此，於蒸發器 15 之冷媒溫度將較第 4 圖(5)之焓值為低。

尤其於本發明中，係如上述，將內部熱交換器 45 之高壓側冷媒，與導熱性佳的液/氣態混相流體狀態(濕潤狀態)之低壓側冷媒進行熱交換，故得以使高壓側冷媒之溫度有效地降低。

由此，可將由氣體冷卻器 12 進入毛細管 14 之冷媒溫度下降 Δh_1 ，因而得以擴大於蒸發器 15 的焓值差。故得以提升在蒸發器 15 的冷凍能力。

此外，於內部熱交換器 45 冷卻，而予以排出的內部熱交換器 45 高壓側之冷媒將到達毛細管 14。在毛細管 14 入口，冷媒氣體尚為超臨界狀態。唯冷媒因毛細管 14 之壓力下降，而成為液/氣態混相流體，在該狀態下流入蒸發器 15 內(如第 4 圖之實線(7)狀態)。於此，冷媒係由空氣吸熱，

以發揮冷卻作用。

此時，如上所述，藉由中間冷卻迴路 150 冷卻冷媒的效果，及以內部熱交換器 45 的冷卻冷媒，以擴大蒸發器 15 之焓值差效果，使蒸發器 15 的冷凍能力提升。

之後，冷媒由蒸發器 15 流出(如第 4 圖之實線(8)狀態)，流入內部熱交換器 45 之低壓側。此時，在蒸發器 15 成為低溫且由蒸發器 15 排出之冷媒，將不會成為上述之完全氣體狀態，而成為液/氣態之混相流體狀(濕潤狀態)。然而，將內部熱交換器 45 之低壓部容積相對於冷媒迴路 10 中之低壓部全體容積的比例設為 5%以上、30%以下，即可在該內部熱交換器 45，與高壓側冷媒進行熱交換以取得充分過熱度。由此，可預先防範液態冷媒被吸入壓縮機 11，而造成壓縮機 11 破損等不良狀況。

又於本實施例中，壓縮機係使用內部中間壓型兩段壓縮式的回轉式壓縮機，以使密閉容器 11A 內的溫度低於內部高壓型，故如上述，充分確保過熱度時，亦不致於發生壓縮機 11 內的電動要件 24 等因過熱而對運轉有不良影響現象。

另一方面，在內部熱交換器 45 加熱的冷媒，係反覆進行由冷媒導入管 30 吸入壓縮機 11 之第 1 旋轉壓縮要件 50 內的循環。

又，此時之冷媒循環裝置 1，係如第 4 圖之虛線所示，即使為低外氣溫時，係由內部熱交換器 45 對吸入壓縮機 11 之冷媒加熱，因而得以確保過熱度。也就是說，在蒸發

器 15 出口，冷媒係如第 4 圖虛線(8)所示，雖成為液/氣態之混相流體形態，但如上述設定容積，則可取得第 4 圖虛線(1)所示之冷媒過熱度。由此，得以提升冷媒循環裝置 1 之可靠性。

如上詳述，藉由本發明之冷媒循環裝置 1，得以使蒸發器 15 之焓值差極大化並提升冷凍能力。又如本實施例，使用內部中間壓型兩段壓縮式的壓縮機 11 時，於中間冷卻迴路 150 冷卻經第 1 旋轉壓縮要件 50 所壓縮之冷媒，同時將冷媒迴路 10 中之中間壓力部容積比設為全容積之 20% 以上、50% 以下，以發揮上述之最大效果。

實施例 3：

其次，說明本發明冷媒循環裝置之另一實施例。第 5 圖為本發明冷媒循環裝置之再一實施例冷媒迴路圖。於第 5 圖中，標記與第 3 圖同一符號者，係具有同一或類似之效果者。

於第 5 圖中，110 係此時之冷媒迴路，且將壓縮機 111、氣體冷卻器 12、作為減壓裝置之毛細管 14、蒸發器 15 等予以連接為環狀而構成。

此時，於本實施例使用的壓縮機 111 係單段壓縮式之壓縮機，其具備：於密閉容器 111A 內作為驅動要件之電動要件 124；及由該電動要件 124 驅動之單段壓縮要件 130；且於壓縮要件 130 之吸入側，一端連接有冷媒導入管 30。又於壓縮要件 130 之排出側連接有冷媒排出管 34。

也就是說，在氣體冷卻器 12 之入口連接來自上述壓縮

如上所述，設定低壓部容積的比例，即於通常運轉時，無論任何運轉條件下，使於蒸發器 15 出口之冷媒，不會為完全之氣體狀態而為濕潤狀態，同時，使於內部熱交換器 45 低壓側使冷媒成為完全氣體狀態，以確保過熱度。由此，得不使液態冷媒不在蒸發器 15 完全蒸發，且以導熱性佳的液/氣態混相流體狀(濕潤狀態)即可由蒸發器回流至內部熱交換器 45。因此，得以提升導熱特性，及有效地利用冷媒之潛熱・顯熱，將由氣體冷卻器 12 進入毛細管 14 之高壓側冷媒之溫度予以有效降低。由此，能使於蒸發器 15 之焓值差予以極大化，而得以提升冷凍能力。

又於冷媒循環裝置 100，係與上述實施例一樣，係使用二氧化碳為冷媒。而該冷媒循環裝置 100 之冷媒迴路 110 高壓側，係成為超臨界壓力者。

茲將上述構成之本實施例冷媒循環裝置 100 之動作，參照第 6 圖之 p-h 線圖說如下。第 6 圖中，縱軸為壓力，而橫軸係表示焓值(Enthalpy)者。

當壓縮機 111 之電動要件 124 起動時，低壓冷媒氣體由冷媒導入管 30 被吸入壓縮要件 130(第 6 圖(1)狀態)，經壓縮而成為高溫高壓之冷媒氣體，由冷媒排出管 34 排出至壓縮機 111 外部。此時，冷媒將被壓縮為適當的超臨界壓力(第 6 圖(2)狀態)。

由冷媒排出管 34 排出之冷媒流入氣體冷卻器 12，受到風扇 22 的通風而散熱後(第 6 圖(3)狀態)，再流入內部熱交換器 45 之高壓側。於此，來自氣體冷卻器 12 之高溫高

壓冷媒，將由來自蒸發器 15 的低溫低壓冷媒吸去熱量而冷卻(第 6 圖(4)狀態)。

此時，若係沒有內部熱交換器 45 的冷媒迴路，其高壓側冷媒與低壓側冷媒，無法進行熱交換，因此，無法使高壓側冷媒冷卻，故無法擴大其焓值差。亦即，沒有內部熱交換器 45 時，該毛細管 14 入口的冷媒的焓值係如(3)所示之狀態，因而，冷媒的蒸發溫度會升高。另一方面，於內部熱交換器 45 使之與低壓側冷媒進行熱交換時，冷媒的焓值會下降 Δh ，而成為第 6 圖(4)所示之狀態，因而，相較第 6 圖(3)所示狀態，蒸發器 15 之冷媒溫度會變低。

又於冷媒迴路內之低壓部比率過小的冷媒迴路中，或相對於內部熱交換器 45，蒸發器之容量過大之冷媒迴路中，在蒸發器出口之冷媒，通常為完全氣體狀態之冷媒，藉由於內部熱交換器中與高壓側冷媒的熱交換，無法充分冷卻高壓側之冷媒。因而無法充分發揮在蒸發器 15 的冷卻能力。

然而於本發明中，係將內部熱交換器 45 的低壓部容積相對於冷媒迴路 110 中之低壓部全體容積的比例設定為 5%以上、30%以下，得使於蒸發器 15 出口之冷媒不會成為完全氣體狀態，而以導熱性良佳的液/氣態混相流體狀(濕潤狀態)，由蒸發器回流於內部熱交換器 45。因此，藉由導熱特性的提升，及有效地利用冷媒之潛熱、顯熱，將由氣體冷卻器 12 進入毛細管 14 之高壓側冷媒之溫度予以有效降低，因此，能使於蒸發器 15 之焓值差予以極大化，

而得以提升冷凍能力。

然後，於內部熱交換器 45 冷卻，由內部熱交換器 45 排出之高壓側冷媒會到達毛細管 14。唯於毛細管 14 之入口，冷媒維持其氣體狀態，冷媒係因毛細管 14 的壓力下降，而形成液/氣態混相流體，且以該狀態流入蒸發器 15 內(第 6 圖(5)狀態)。因此，冷媒係藉由從空氣吸熱而發揮其冷卻作用。

此時，如上所述，藉由在內部熱交換器 45 將冷媒冷卻之效果，將蒸發器 15 的焓值差擴大，故得以提升在蒸發器 15 的冷凍能力。

之後，冷媒將由蒸發器 15 流出(第 6 圖(6)狀態)，流入內部熱交換器 45 之低壓側。於蒸發器 15 成為低溫。流出蒸發器 15 的冷媒，係如上述不會成為完全氣體狀態，而成為液/氣態混相流體狀(濕潤狀態)。

於此，如上所述，將內部熱交換器 45 之低壓部容積相對於冷媒迴路 110 中之低壓部全體容積的比例設為 5%以上、30%以下，在內部熱交換器 45 之低壓側，使冷媒為完全氣體狀，以確保其過熱度。

由此，可於預先防範液態冷媒被吸入壓縮機 111 而導致壓縮機 111 破損等不良狀況。

又於在內部熱交換器 45 加熱的冷媒，係反覆進行由冷媒導入管 30 吸入壓縮機 111 之壓縮要件 130 的循環。

如上之詳述，即使在本發明之以二氧化碳作為冷媒使用的冷媒循環裝置中，亦可充分確保其冷凍能力。

復於上述之實施例中，係使用毛細管 14 作為減壓裝置，唯不限於此，亦可使用電氣式或機械式之膨脹閥等。

【圖式簡單說明】

第 1 圖係本發明一實施例之轉變臨界冷媒循環裝置的冷媒迴路圖(實施例 1)。

第 2 圖係第 1 圖所示之內部熱交換器的內部構成圖。

第 3 圖係本發明另一實施例的冷媒迴路圖(實施例 2)。

第 4 圖係第 3 圖所示之冷媒循環裝置之 p-h 線圖。

第 5 圖係本發明冷媒循環裝置之再一實施例的冷媒迴路圖(實施例 3)。

第 6 圖係第 5 圖所示之冷媒循環裝置之 p-h 線圖。

【主要元件符號說明】

1	轉變臨界冷媒循環裝置	
10	冷媒迴路	11 壓縮機
11A	密閉容器	12 氣體冷卻器
14	減壓裝置(毛細管)	15 蒸發器
22	風扇	24 電動要件
30	冷媒導入管	32 冷媒排出管
34	冷媒排出管	36、37、38 冷媒配管
45	內部熱交換器	50 第 1 旋轉壓縮要件
52	第 2 旋轉壓縮要件	60 內管
62	外管	63 斷熱材
64	高壓側流路	64A 入口
64B	出口	66 低壓側流路

66A	入口	66B	出口
100	冷媒循環裝置	110	冷媒迴路
111	壓縮機	111A	密閉容器
124	電動要件	130	單段壓縮要件
150	中間冷卻迴路	152	熱交換器

五、中文發明摘要：

本發明提供一種使高壓側成為超臨界壓力之轉變臨界的冷媒循環裝置，其係以不需於低壓側設置儲壓器(accumulator)，即可防止因壓縮機之液態壓縮而造成損傷為目的者。係將壓縮機、氣體冷卻器、減壓裝置、蒸發器等連接為環狀，且使用二氧化碳為冷媒，以使高壓側成為超臨界壓力之轉變臨界的冷媒循環裝置，其具備：使由氣體冷卻器排出的冷媒，與由蒸發器排出的冷媒進行熱交換之內部熱交換器，而於該內部熱交換器具有：來自上述氣體冷卻器的冷媒所流通之高壓側流路，及配設成與該高壓側流路交換熱，且來自蒸發器的冷媒所流通之低壓側流路，而於高壓側流路，使冷媒由下向上流，且於低壓側流路，使冷媒由上向下流者。

六、英文發明摘要：

For a purpose of preventing a compressor from being damaged by liquid compression without disposing any accumulator on a low-pressure side, there is disclosed a transition critical refrigerant cycle apparatus having a supercritical pressure on a high-pressure side. The transition critical refrigerant cycle apparatus constituted by connecting a compressor, a gas cooler, a pressure reducing device, an evaporator and the like in an annular shape, using carbon dioxide as a refrigerant, and capable of having the supercritical pressure on the high-pressure side comprises: an internal heat exchanger for exchanging heat between a refrigerant which has flown out of the gas cooler and a refrigerant which has flown out of the evaporator. This internal heat exchanger comprises a high-pressure-side channel through which the refrigerant from the gas cooler flows, and a low-pressure-side channel which is disposed in a heat exchanging manner with this high-pressure-side channel and through which the refrigerant from the evaporator flows, the refrigerant is passed upwards from below in the high-pressure-side channel, and the refrigerant is passed downwards from above in the low-pressure-side channel.

十、申請專利範圍：

1. 一種冷媒循環裝置，係將壓縮機、氣體冷卻器、減壓裝置、蒸發器等連接為環狀，且以二氧化碳為冷媒，得以使高壓側成為超臨界壓力之轉變臨界之冷媒循環裝置，具備：

使由上述氣體冷卻器排出的冷媒，與由上述蒸發器排出的冷媒為進行熱交換之內部熱交換器，

而該內部熱交換器具有：來自上述氣體冷卻器的冷媒所流通之高壓側流路，及配設成與該高壓側流路交換熱，且來自上述蒸發器的冷媒所流通之低壓側流路，

而於上述高壓側流路，使冷媒由下向上流，且於低壓側流路，使冷媒由上向下流。

2. 如申請專利範圍第 1 項之冷媒循環裝置，其中，上述內部熱交換器，係由內管及外管所形成之雙重管構成，且分別於上述內管內構成上述高壓側流路，而於上述內管與外管之間構成上述低壓側流路者。
3. 如申請專利範圍第 1 項之冷媒循環裝置，其中，上述內部熱交換器，係由內部構成有兩系統的流路之積層板所構成，且將一方之流路作為上述高壓側流路，將另一方之流路作為上述低壓側流路者。
4. 一種冷媒循環裝置，係將壓縮機、氣體冷卻器、減壓裝置、蒸發器等連接為環狀，且以二氧化碳為冷媒，以使高壓側成為超臨界壓力之冷媒循環裝置，具備：

使用上述氣體冷卻器排出的冷媒，與由上述蒸發器

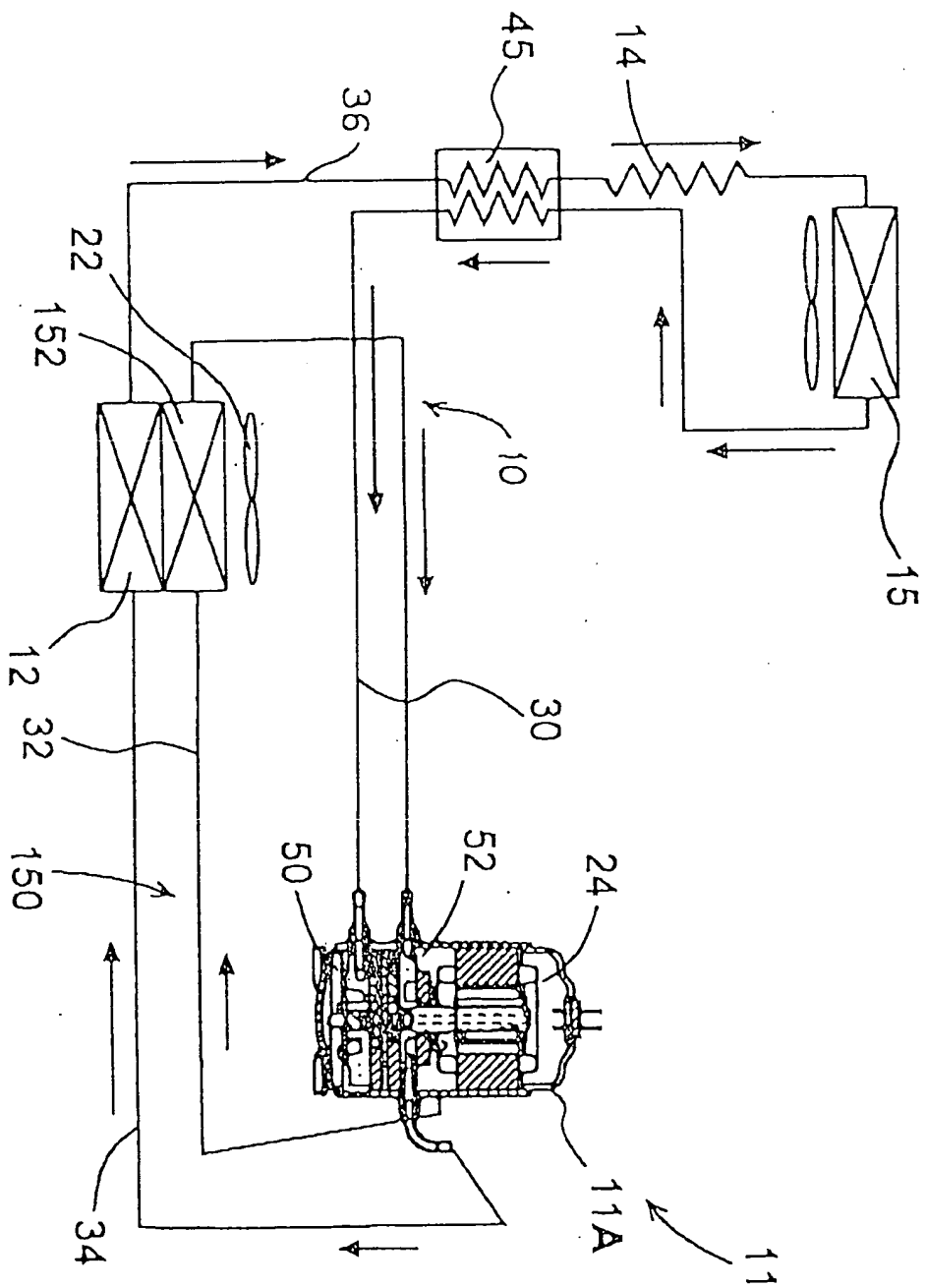
排出的冷媒進行熱交換之內部熱交換器，

且將循環中之低壓部容積的比例設為全容積之30%以上、50%以下，將上述內部熱交換器中之低壓部容積相對於循環中之低壓部全體的容積之比例設為5%以上、30%以下。

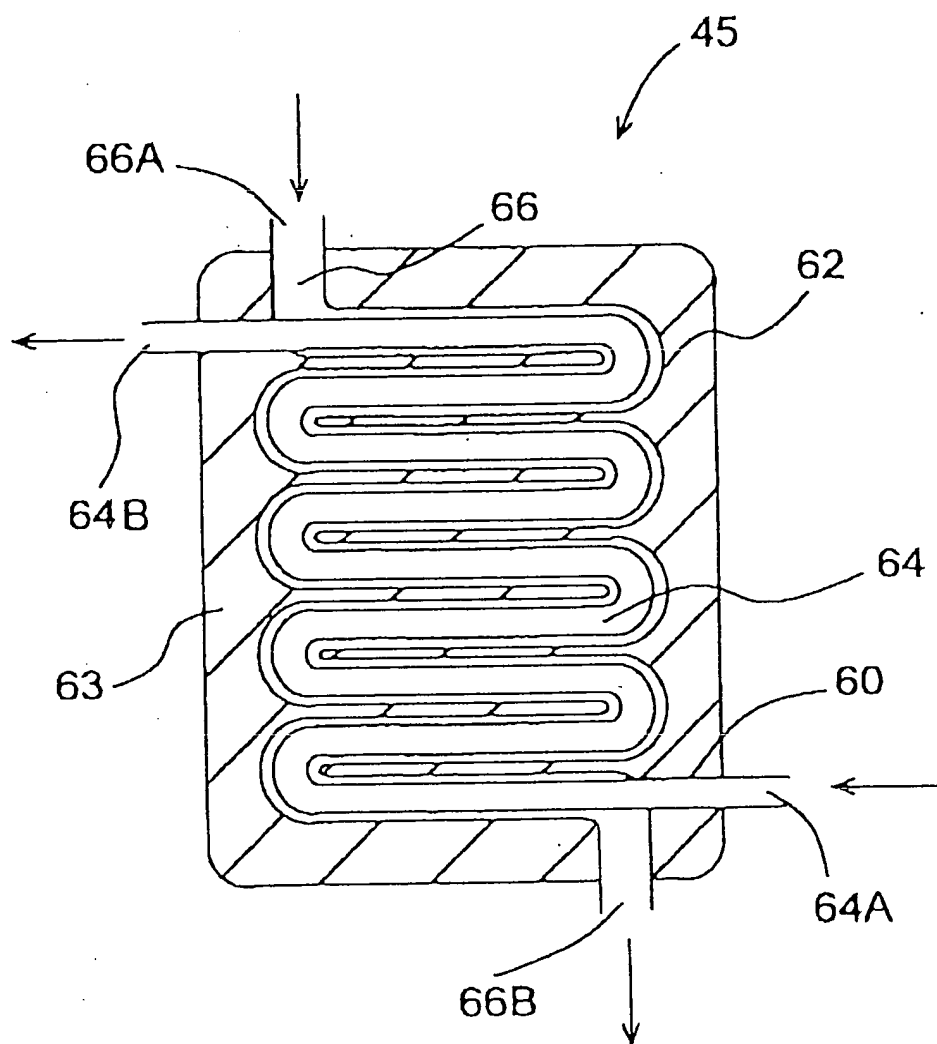
5. 如申請專利範圍第4項之冷媒循環裝置，其中，上述壓縮機係具備配設於密閉容器內之第1及第2壓縮要件，將由上述第1壓縮要件壓縮且排出至上述密閉容器內之中間壓力的冷媒，以上述第2壓縮要件壓縮，並予以排出，同時，

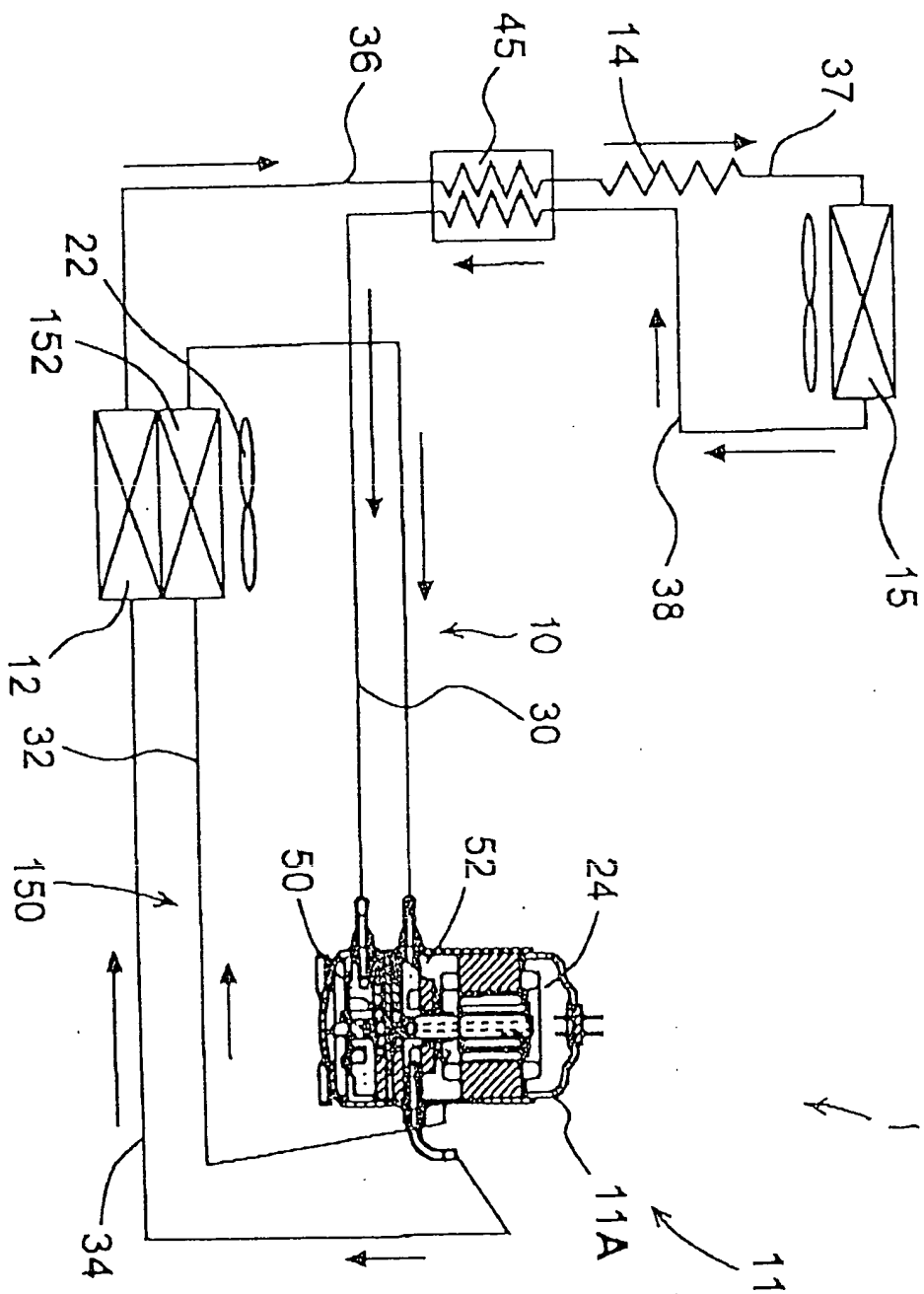
將循環中之中間壓力部容積的比例設為全容積之20%以上、50%以下。

6. 如申請專利範圍第5項之冷媒循環裝置，其中具備：將由上述第1壓縮要件排出至上述密閉容器內之中間壓的冷媒予以冷卻後，吸入上述第2壓縮要件之中間冷卻迴路。

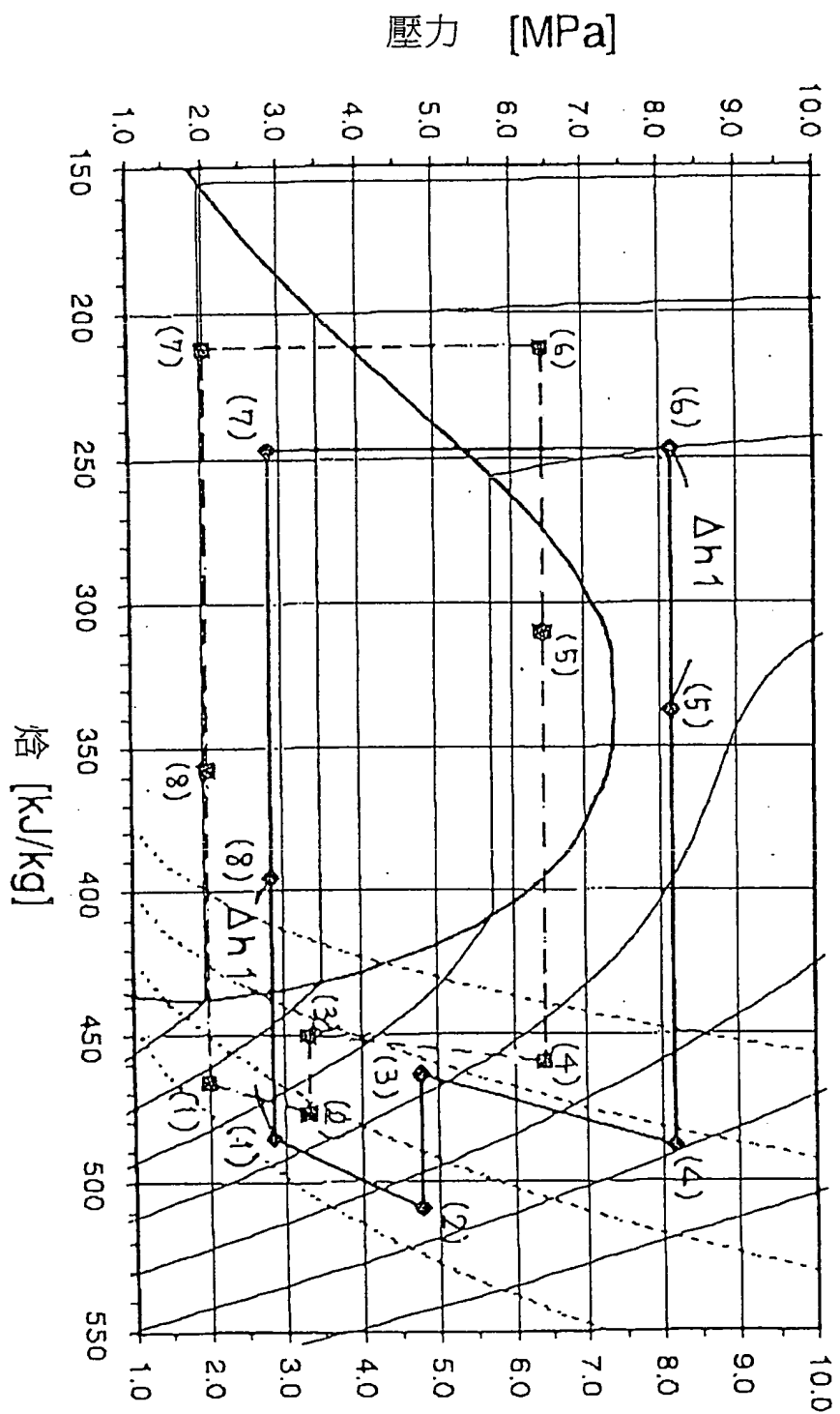


第1圖

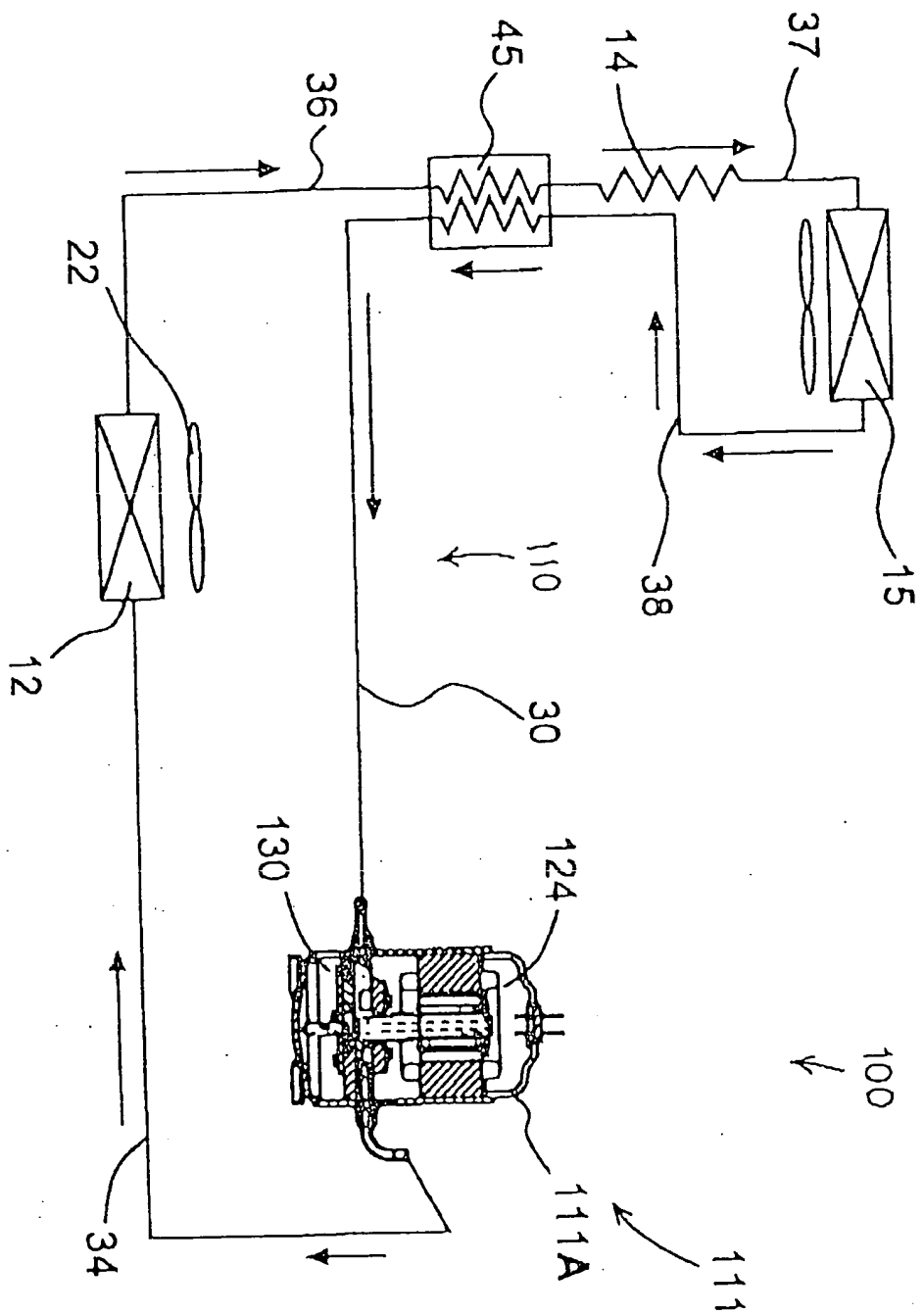




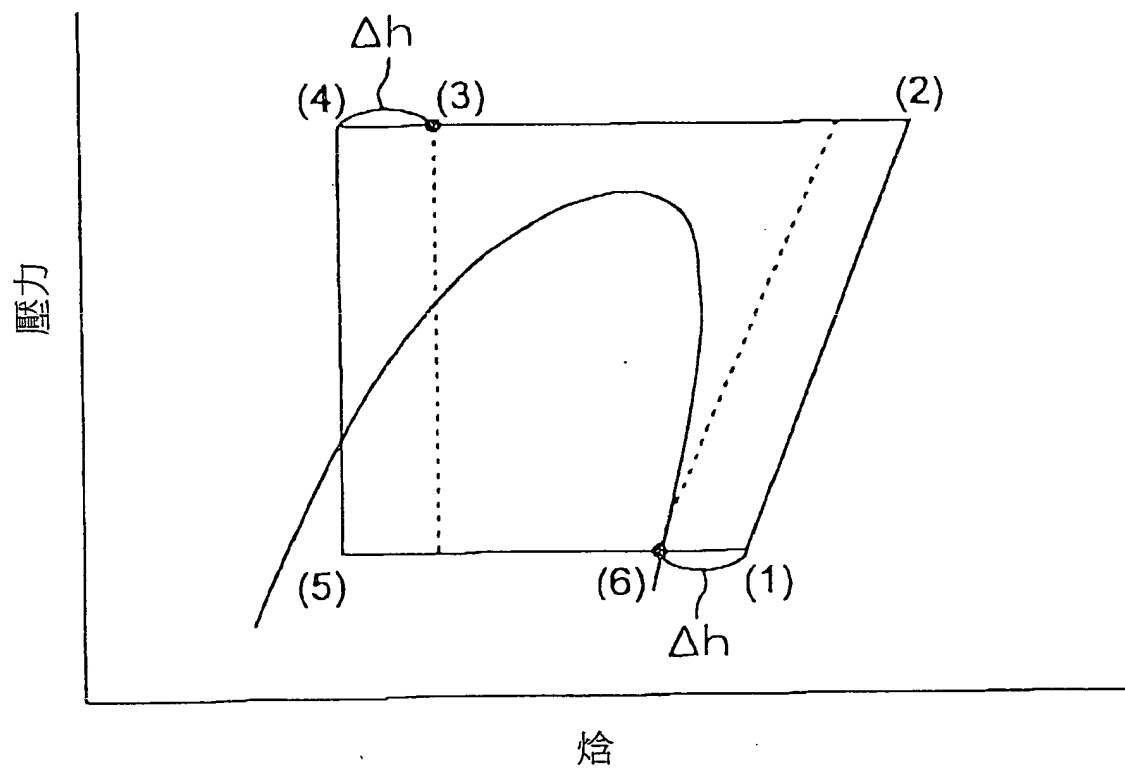
第 3 圖



第4圖



第5圖



第 6 圖

七、指定代表圖：

(一)本案指定代表圖為：第 (1) 圖。

(二)本代表圖之元件符號簡單說明：

10	冷媒迴路	11	壓縮機
11A	密閉容器	12	氣體冷卻器
14	減壓裝置(毛細管)	15	蒸發器
22	風扇	24	電動要件
30	冷媒導入管	32	冷媒排出管
34	冷媒排出管	36	冷媒配管
45	內部熱交換器	50	第 1 旋轉壓縮要件
52	第 2 旋轉壓縮要件	150	中間冷卻迴路
152	熱交換器		

八、本案若有化學式時，請揭示最能顯示發明特徵的化學式：

本案無代表化學式

99年2月4日修(更)正替換頁

尤於使用內部中間型之兩段壓縮式壓縮機時，將包括中間冷卻線路之循環中，使中間壓力部容積的比例成為全容積之 20% 以上、50% 以下，即可發揮最大之上述效果。

【實施方式】

茲參照附圖詳述本發明的實施態樣。

實施例 1：

第 1 圖為本發明冷媒循環裝置之一實施例的轉變臨界冷媒循環裝置的冷媒迴路圖。本發明之轉變臨界冷媒循環裝置係使用於自動販賣機、空氣調節機、冷藏庫(冰箱)或商品陳列箱等者。第 2 圖為第 1 圖所示之內部熱交換器的內部構造圖。

第 1 圖及第 2 圖中，10 為轉變臨界冷媒循環裝置 1 的冷媒迴路。係將壓縮機 11、氣體冷卻器 12、作為減壓裝置之毛細管(capillary)14、蒸發器 15 等予以連接為環狀者。

亦即將壓縮機 11 之冷媒排出管 34 連接於氣體冷卻器 12 的入口。實施例的壓縮機 11 為內部中間壓型兩段壓縮式的回轉式壓縮機，而於該密閉容器 11A 內，即由作為驅動要件的電動要件 24，及由該電動要件 24 驅動的第 1、第 2 旋轉壓縮要件 50、52 所構成。

圖中 30，係於壓縮機 11 之第 1 旋轉壓縮要件 50 導入冷媒的冷媒導入管，且將該冷媒導入管 30 的一端與第 1 旋轉壓縮要件 50 之未圖示的汽缸相連通。而將該冷媒導入管 30 的另一端連接於後述內部熱交換器 45 之低壓側流路 66 的出口 66B。

又圖中 32，係將經第 1 旋轉壓縮要件 50 所壓縮之冷

高壓側流路 64，從上側出口 64B 經高壓側流路 64 排出者。

另一方面，為於低壓側流路 66 使冷媒由上向下流過，將入口 66A 形成於上端，而將出口 66B 形成在下端。也就是說，來自蒸發器 15 的低壓側冷媒，係由上端入口 66A 進入低壓側流路 66，而由下端出口 66b 經低壓側流路 66 排出者。

由此，流於高壓側流路 64 及流於低壓側流路 66 的冷媒形成為對向流，因而，得使於該內部熱交換器 45 之熱交換能力提升。

更因在高壓側流路 64 使冷媒由下向上，而在低壓側流路 66 使冷媒由上向下流，故於高壓比超臨界壓力更為下降時，得將剩餘冷媒留存內部熱交換器 45 之高壓側流路 64。由此，可減低在低外氣溫時等流入低壓側之剩餘冷媒，以避免壓縮機 11 之破損等不良狀態。

此外，連接於內部熱交換器 45 之高壓側流路 64 出口 64A 的配管係經由毛細管 14 連接於蒸發器 15。然後，由蒸發器 15 接出的配管，係連接於內部熱交換器 45 之低壓側流路 66 之入口 66A。

又因轉變臨界冷媒循環裝置 1 的冷媒，為考慮其對地球環境無破壞、可燃性及有毒性等，使用自然冷媒的二氧化碳(CO₂)。而該轉變臨界冷媒循環裝置 1 之冷媒迴路 10 的高壓側為超臨界壓力。

由上述構成，說明實施例之轉變臨界冷媒循環裝置 1 之動作。當壓縮機 11 之電動要件 24 起動時，低壓之冷媒

尤其於高壓側流路 64，使冷媒由下向上流過，而於低壓側流路 66，使冷媒由上向下流通，當該高壓比超臨界壓力更為下降時，得將剩餘冷媒留存於內部熱交換器 45 之高壓側流路 64，在低外氣溫時等可使流入低壓側之剩餘冷媒減少，而預先防範造成壓縮機 11 之破損等不良現象。

又，內部熱交換器 45 係由內管 60 及外管 62 所成之雙重管構成，分別於內管 60 內構成為高壓側流路 64，且於內管 60 及外管 62 之間構成低壓側流路 66，使來自氣體冷卻器 12 的冷媒與來自蒸發器 15 之冷媒之熱交換得以順利進行。更在低外氣溫等時，得於高壓側流路 64 順利地進行冷媒留存。

由此，可提升轉變臨界冷媒循環裝置 1 之可靠性，又得以提升冷凍能力。

又於本實施例中，係將內部熱交換器 45 作成由內管 60 及外管 62 構成的雙重管構造，唯不限於此，藉由積層於內部具有兩系統流路之鋼板來構成亦可。

此時，亦可將一方流路作為高壓側流路，而將另一方流路作為低壓側流路，將兩流路配設為交換熱狀態，同時，在高壓側流路使冷媒由下向上流，再於低壓側流路，使冷媒由上向下流，即可獲得與本實施例同樣之效果。

實施例 2：

其次，第 3 圖為本發明另一實施例的冷媒迴路圖。此種冷媒循環裝置亦被使用於自動販賣機、空氣調節機、冷藏庫(冰箱)或商品陳列箱等者。

出管 32 內。

又，低壓部係指：從以毛細管 14 減壓的冷媒所流動之冷媒迴路 10 內之冷媒配管 38 經由蒸發器 15、內部熱交換器 45 之低壓側到達冷媒導入管 30 的路徑。

然而，於本發明之冷媒循環裝置 1，係使循環中(冷媒迴路 10 中)之低壓部容積之比例為全體容積之 30%以上 50%以下，且在前述內部熱交換器 45 中之低壓部容積相對於循環中之低壓部全體容積的比例設為 5%以上 30%以下。

由於設定如上所述的低壓部容積的比例，因此於通常運轉時，不論其於任何運轉條件下，蒸發器 15 出口的冷媒並非完全為氣體狀態，得作為濕潤狀態，同時於內部熱交換器 45 之低壓側，使冷媒成為完全氣體狀態，以確保過熱度。由此，可不將液態冷媒於蒸發器 15 完全蒸發，而以導熱性佳的液/氣態混相流體狀態(濕潤狀態)，由蒸發器 15 返回內部熱交換器 45。因此，得以使導熱特性提升，及有效地利用冷媒潛熱·顯熱等，以使由氣體冷卻器 12 進入毛細管 14 之高壓側冷媒溫度為有效地降低。由此，得將蒸發器 15 之焓差極大化，以提升冷凍能力。

尤其在高外氣溫時之冷凍能力難以發揮之條件下，亦得以確保充分冷凍能力。

更於本實施例中，將包括中間冷卻迴路 150 之冷媒迴路 10 中之中間壓力部容積比設為全容積之 20%以上 50%以下。

如上述方式，設定中間壓力部之容積，即無需將由第 2 旋轉壓縮要件 52 吸入之冷媒氣體予以液化，亦能予以充

機 111 之冷媒排出管 34，且於氣體冷卻器 12 出口側連接之冷媒配管 36 係連接於上述內部熱交換器 45 之高壓側入口。而於該內部熱交換器 45，亦係與上述實施例一樣，使由氣體冷卻器 12 排出之高壓側冷媒，與由蒸發器 15 排出之低壓側冷媒進行熱交換者。

然後，將連接於該內部熱交換器 45 之高壓側出口之冷媒配管 37 經由毛細管 14 連接於蒸發器 15。由蒸發器 15 接出之冷媒配管 38，係到達於內部熱交換器 45 之低壓側。然後，內部熱交換器 45 之低壓側出口係連接於上述冷媒導入管 30。

此時，冷媒循環裝置 100 係藉由運轉壓縮機 111，於冷媒迴路 110 內產生流過高壓冷媒的高壓部，及流過低壓冷媒的低壓部。而於該冷媒迴路 110 內之高壓部，係由第 2 旋轉壓縮要件 52 壓縮之冷媒，從以高壓狀態流動之冷媒迴路 110 內之冷媒排出管 34，經由氣體冷卻器 12、內部熱交換器 45 之高壓側到達毛細管 14 之入口的路徑。

低壓部係由毛細管 14 減壓的冷媒所流過的冷媒迴路 110 之冷媒配管 38，經由蒸發器 15、內部熱交換器 45 之低壓側到冷媒導入管 30 的路徑。

因於本發明中，係將循環(冷媒迴路 110)中之低壓部容積的比例設定為全容積之 30%以上、50%以下。且將上述內部熱交換器 45 的低壓部容積相對於循環中之低壓部全體容積的比例設為 5%以上、30%以下。也就是說，全容積內之其他殘餘的 50%以上、70%以下為高壓部容積。