



(21)申請案號：108124067

(22)申請日：中華民國 108 (2019) 年 07 月 09 日

(51)Int. Cl.：

F04B37/08 (2006.01)

F04B49/06 (2006.01)

(30)優先權：2018/07/10 日本 2018-130862

(71)申請人：日商住友重機械工業股份有限公司 (日本) SUMITOMO HEAVY INDUSTRIES, LTD.
(JP)
日本

(72)發明人：谷津貴裕 YATSU, TAKAHIRO (JP)

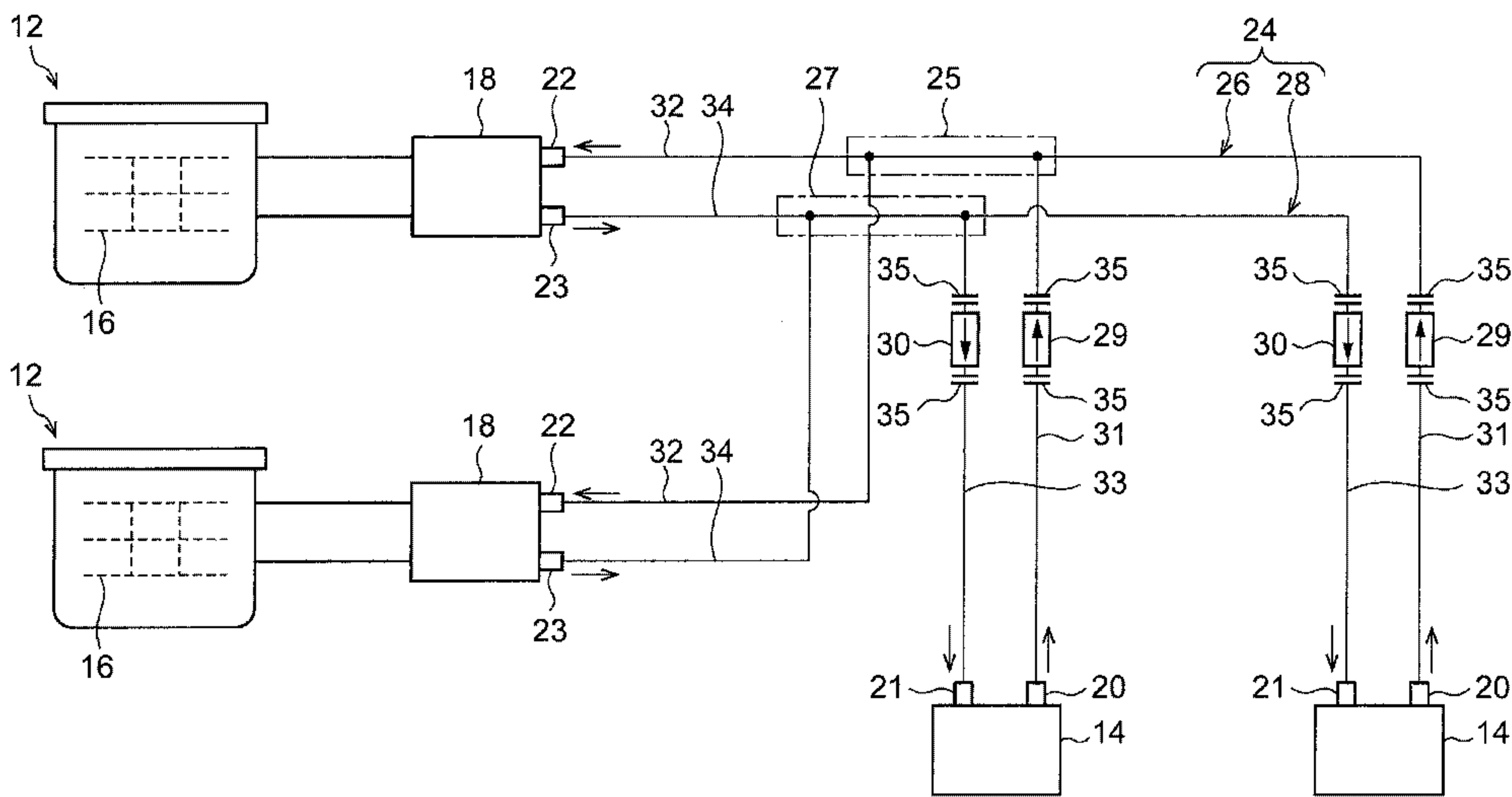
(74)代理人：林志剛

申請實體審查：有 申請專利範圍項數：4 項 圖式數：3 共 30 頁

(54)名稱
低溫泵系統
(57)摘要

本發明提供一種低溫泵系統，其具有冗餘度。
本發明的低溫泵系統(10)具備：至少一台低溫泵(12)，各低溫泵(12)具備低溫板(16)和利用冷媒氣體的隔熱膨脹來冷卻低溫板(16)之冷凍機(18)；及 N+1 台壓縮機(14)，以將冷媒氣體供給到各冷凍機(18)的方式並聯連接且同時運轉，N 為正整數。關於 N+1 台壓縮機(14)中的任何 N 台壓縮機(14)，該 N 台壓縮機(14)的冷媒氣體供給能力的總計設定為不低於至少一台低溫泵(12)的各冷凍機(18)執行低溫板冷卻所需冷媒氣體流量的總計。

指定代表圖：



- 符號簡單說明：
- 10 . . . 低溫泵系統
 - 12 . . . 低溫泵
 - 14 . . . 壓縮機
 - 16 . . . 低溫板
 - 18 . . . 冷凍機
 - 20 . . . 吐出埠
 - 21 . . . 吸入埠
 - 22 . . . 高壓埠
 - 23 . . . 低壓埠
 - 24 . . . 配管系統
 - 25 . . . 高壓合流部
 - 26 . . . 高壓管線
 - 27 . . . 低壓合流部
 - 28 . . . 低壓管線

10
【圖 1】

- 29 . . . 吐出側止回閥
- 30 . . . 吸入側止回閥
- 31 . . . 壓縮機高壓副管線
- 32 . . . 冷凍機高壓副管線
- 33 . . . 壓縮機低壓副管線
- 34 . . . 冷凍機低壓副管線
- 35 . . . 可拆卸的接頭



202006251

【發明摘要】

【中文發明名稱】

低溫泵系統

【中文】

本發明提供一種低溫泵系統，其具有冗餘度。

本發明的低溫泵系統(10)具備：至少一台低溫泵(12)，各低溫泵(12)具備低溫板(16)和利用冷媒氣體的隔熱膨脹來冷卻低溫板(16)之冷凍機(18)；及N+1台壓縮機(14)，以將冷媒氣體供給到各冷凍機(18)的方式並聯連接且同時運轉，N為正整數。關於N+1台壓縮機(14)中的任何N台壓縮機(14)，該N台壓縮機(14)的冷媒氣體供給能力的總計設定為不低於至少一台低溫泵(12)的各冷凍機(18)執行低溫板冷卻所需冷媒氣體流量的總計。

【指定代表圖】第(1)圖。

【代表圖之符號簡單說明】

10：低溫泵系統

12：低溫泵

14：壓縮機

16：低溫板

18：冷凍機

20：吐出埠

21：吸入埠

22：高壓埠

23：低壓埠

24：配管系統

25：高壓合流部

26：高壓管線

27：低壓合流部

28：低壓管線

29：吐出側止回閥

30：吸入側止回閥

31：壓縮機高壓副管線

32：冷凍機高壓副管線

33：壓縮機低壓副管線

34：冷凍機低壓副管線

35：可拆卸的接頭

【特徵化學式】無

【發明說明書】

【中文發明名稱】

低溫泵系統

【技術領域】

本申請主張基於2018年7月10日申請之日本專利申請第2018-130862號的優先權。該日本申請的全部內容藉由參閱援用於本說明書中。

本發明係有關一種低溫泵系統。

【先前技術】

低溫泵將氣體分子藉由凝結或吸附捕集到被冷卻至極低溫之低溫板而進行排氣之真空泵。低溫泵通常為了實現在半導體電路製造程序等中所要求之潔淨之真空環境而被利用。低溫泵中組裝有用於冷卻低溫板之極低溫冷凍機。冷凍機藉由來自壓縮機的冷媒氣體供給而進行動作。

(先前技術文獻)

(專利文獻)

專利文獻1：日本特開2012-67633號公報

【發明內容】

(發明所欲解決之問題)

在用於半導體製造程序的真空程序裝置中可以設置複數個低溫泵。在複數個低溫泵的同時運轉等希望以較大流

量供給冷媒氣體之情況，有時使用具有並聯配置之複數台壓縮機之低溫泵系統。

然而，若在該種低溫泵系統的運行中任一個壓縮機因某種理由而異常停止，則對低溫泵的冷媒氣體的供給能力降低。例如低溫泵系統具有2台壓縮機，若其中1台停止，則冷媒氣體的供給能力可能降低為大致一半。不充分之冷媒氣體的供給導致各低溫泵的冷凍機的冷凍能力降低，這可能導致低溫板的溫度上升。低溫板溫度的顯著上升會失去低溫泵的功能。例如在低溫板溫度超出某一臨限值溫度(例如約20K)之情況下，無法吸附氫氣等非凝結性氣體。

本發明的一樣態的例示性目的之一在於，使低溫泵系統具有冗餘度。

(解決問題之技術手段)

依本發明的一樣態，低溫泵系統具備：至少一台低溫泵，各低溫泵具備低溫板和利用冷媒氣體的隔熱膨脹來冷卻前述低溫板之冷凍機；及 $N+1$ 台壓縮機(其中， N 為正整數)，以將冷媒氣體供給到各冷凍機的方式並聯連接並同時運轉。關於前述 $N+1$ 台壓縮機中的任何 N 台壓縮機，該 N 台壓縮機的冷媒氣體供給能力的總計設定為不低於前述至少一台低溫泵的各冷凍機執行低溫板冷卻所需冷媒氣體流量的總計。

另外，將以上構成要素的任意組合、本發明的構成要素、表現在方法、裝置及系統等之間彼此替換者，作為本

發明的樣態亦是有效的。

(發明之效果)

依本發明，能夠使低溫泵系統具有冗餘度。

【圖式簡單說明】

圖1係概略表示實施形態之低溫泵系統之圖。

圖2係概略表示實施形態之低溫泵系統中之冷媒氣體的流動之圖。

圖3係與實施形態之低溫泵系統有關之控制方塊圖。

【實施方式】

以下，參照圖式，對用以實施本發明的形態詳細地進行說明。在說明及圖式中，對相同或相等的構成要素、構件及處理標註相同元件符號，並適當地省略重複說明。所圖示之各部的比例或形狀，為便於說明被便利地設定，若無特別說明則不會被限定地解釋。實施形態為例示，並非對本發明的範圍構成任何限定。實施形態中所記載之所有特徵或其組合，未必為發明的本質者。

圖1係概略表示實施形態之低溫泵系統10之圖。低溫泵系統10具備至少1台低溫泵12和複數台壓縮機14。在此，作為例示性結構而示出低溫泵系統10具有2台低溫泵12和2台壓縮機14之情況。

低溫泵12例如安裝於濺鍍裝置或蒸鍍裝置的真空腔室

中，為了將真空腔室內部的真空度提高至所期望的真空程序中所要求之水準而被使用。

低溫泵12具備低溫板16和利用冷媒氣體的隔熱膨脹來冷卻低溫板16之冷凍機18。低溫板16容納於低溫泵12中，在低溫泵12進行動作期間藉由冷凍機18冷卻至極低溫。冷凍機18亦稱為膨脹機或冷頭(cold head)，並且與壓縮機14一同構成極低溫冷凍機。從低溫泵12的進氣口進入之氣體，在被冷卻至極低溫之低溫板16的表面凝結，或者被設置於低溫板16上之吸附材料吸附而被捕集。低溫板16的配置、形狀等低溫泵12的結構能夠適當地採用各種公知的結構，因此在此不做詳述。

壓縮機14以將冷媒氣體供給到冷凍機18的方式並聯連接並同時運轉。壓縮機14構成為，從冷凍機18回收冷媒氣體，並將所回收之冷媒氣體進行升壓，再度將冷媒氣體供給到冷凍機18。

如後所述，在低溫泵系統10進行動作期間，複數台壓縮機14正常狀態下同時運轉。在任一個壓縮機14因某種原因而停止之情況下，剩餘的壓縮機14繼續運轉。

壓縮機14與冷凍機18之間的冷媒氣體的循環是利用冷凍機18內的冷媒氣體的適當之壓力變動與容積變動的組合而進行的，藉此構成產生寒冷之熱力循環，使冷凍機18的冷卻台冷卻至所期望的極低溫。藉此，能夠將熱耦合到冷凍機18的冷卻台之低溫板16冷卻至目標冷卻溫度。冷媒氣體通常為氮氣，但亦可適當使用其他氣體。為便於理解，

圖 1 中用箭頭來表示冷媒氣體的流動方向。

作為一例，冷凍機 18 為單段式或二段式吉福德-麥克馬洪 (Gifford-McMahon；GM) 冷凍機，但亦可為脈衝管冷凍機、斯特林冷凍機、或除此以外的類型的極低溫冷凍機。冷凍機 18 根據極低溫冷凍機的類型具有不同之結構。壓縮機 14，不管極低溫冷凍機的類型如何都能夠使用相同的結構。

另外，通常，從壓縮機 14 供給到冷凍機 18 之冷媒氣體的壓力和從冷凍機 18 回收到壓縮機 14 之冷媒氣體的壓力均明顯高於大氣壓，分別能夠稱為第 1 高壓及第 2 高壓。為便於說明，第 1 高壓及第 2 高壓亦分別簡稱為高壓及低壓。典型的是，高壓例如在約 2~3 MPa 的範圍，低壓例如在約 0.5~1.5 MPa 的範圍。

壓縮機 14 具有吐出埠 20 和吸入埠 21。吐出埠 20 係為了從壓縮機 14 送出藉由壓縮機 14 升壓至高壓之冷媒氣體而設置於壓縮機 14 之冷媒氣體的出口，吸入埠 21 係為了在壓縮機 14 接收低壓冷媒氣體而設置於壓縮機 14 之冷媒氣體的入口。

冷凍機 18 具有高壓埠 22 和低壓埠 23。高壓埠 22 係為了在冷凍機 18 的內部接收高壓動作氣體而設置於冷凍機 18 之冷媒氣體的入口。低壓埠 23 係為了從冷凍機 18 排出藉由冷凍機 18 內部的冷媒氣體的膨脹而減壓之低壓冷媒氣體而設置於冷凍機 18 之冷媒氣體的出口。

又，低溫泵系統 10 具備配管系統 24，該配管系統 24 連

接壓縮機14與冷凍機18以使冷媒氣體在它們之間循環。配管系統24具備高壓管線26和低壓管線28。高壓管線26構成為能夠使冷媒氣體從壓縮機14的吐出埠20經過高壓合流部25流到冷凍機18的高壓埠22。低壓管線28構成為能夠使冷媒氣體從冷凍機18的低壓埠23經過低壓合流部27流到壓縮機14的吸入埠21。配管系統24對每個壓縮機14具備吐出側止回閥29和吸入側止回閥30。

高壓管線26具有壓縮機高壓副管線31和冷凍機高壓副管線32。壓縮機高壓副管線31將壓縮機14的吐出埠20連接於高壓合流部25，冷凍機高壓副管線32將冷凍機18的高壓埠22連接於高壓合流部25。高壓管線26係從壓縮機14向冷凍機18的冷媒氣體的流路，因此能夠將從壓縮機14朝向冷凍機18之流動方向稱為高壓管線26的正向，將其相反的方向稱為高壓管線26的反向。正向相當於所圖示之箭頭的方向。吐出側止回閥29在壓縮機高壓副管線31上配置成容許正向的冷媒氣體流，並阻斷反向的冷媒氣體流。

低壓管線28具有壓縮機低壓副管線33和冷凍機低壓副管線34。壓縮機低壓副管線33將壓縮機14的吸入埠21連接於低壓合流部27，冷凍機低壓副管線34將冷凍機18的低壓埠23連接於低壓合流部27。低壓管線28係從冷凍機18向壓縮機14的冷媒氣體的流路，因此能夠將從冷凍機18朝向壓縮機14之流動方向稱為低壓管線28的正向，將其相反的方向稱為低壓管線28的反向。吸入側止回閥30在壓縮機低壓副管線33上配置成容許正向的冷媒氣體流，並阻斷反向的

冷媒氣體流。

吐出側止回閥29及吸入側止回閥30皆構成爲：在正向上游側(亦即，朝向止回閥的入口側)的冷媒氣體壓力超出正向下游側(亦即，止回閥的出口側)的冷媒氣體壓力之情況下打開，相反地，在正向上游側的冷媒氣體壓力未超出正向下游側的冷媒氣體壓力之情況下關閉。換言之，各止回閥(29、30)當存在流過該止回閥之正向的冷媒氣體流時，止回閥因正向流所引起之壓力損失而自然打開。另一方面，各止回閥(29、30)若在該止回閥的出入口之間產生可能引起冷媒氣體的逆流之壓力差(亦即，出口壓力高於入口壓力)則關閉。如此般利用上游側與下游側之間的壓差作用而開閉之止回閥是一般可獲得的，各止回閥(29、30)能夠適當地採用這種通用的止回閥。

作爲一例，高壓管線26及低壓管線28由柔性管構成，但亦可由剛性管構成。又，高壓合流部25及/或低壓合流部27可以構成爲單一零件(例如歧管)。可以該單一零件中組裝吐出側止回閥29及/或吸入側止回閥30。

配管系統24具備：設置於吐出側止回閥29的兩側之一組可拆卸的接頭35和設置於吸入側止回閥30的兩側之另一組可拆卸的接頭35。可拆卸的接頭35例如爲自封式接頭。

另外，可拆卸的接頭35可以僅設置於吐出側止回閥29的一側(亦即，吐出側止回閥29與吐出埠20之間，或者吐出側止回閥29與高壓合流部25之間)。同樣地，可拆卸的接頭35可以僅設置於吸入側止回閥30的一側。吐出側止回

閥 29 可以一體地組裝於吐出埠 20。吸入側止回閥 30 可以一體地組裝於吸入埠 21。

複數個壓縮機 14 正常狀態下在低溫泵系統 10 進行動作期間同時運轉。

如圖 1 所示，在各壓縮機 14 中經壓縮之高壓冷媒氣體，從壓縮機 14 的吐出埠 20 送出到壓縮機高壓副管線 31。由於冷媒氣體向高壓管線 26 的正向流動，因此能夠通過吐出側止回閥 29 進行流動。來自複數個壓縮機 14 的冷媒氣體流在高壓合流部 25 中一度合流，並再度分流到冷凍機高壓副管線 32。冷媒氣體從冷凍機高壓副管線 32 經過冷凍機 18 的高壓埠 22 供給到冷凍機 18。如此，低溫泵系統 10 能夠將高壓冷媒氣體從複數個壓縮機 14 供給到低溫泵 12。

從各冷凍機 18 排出之低壓冷媒氣體，從冷凍機 18 的低壓埠 23 流過冷凍機低壓副管線 34。冷媒氣體流在低壓合流部 27 中一度合流，並再度分流到壓縮機低壓副管線 33。由於冷媒氣體向低壓管線 28 的正向流動，因此能夠通過吸入側止回閥 30 進行流動。冷媒氣體從壓縮機低壓副管線 33 經過壓縮機 14 的吸入埠 21 被壓縮機 14 回收。如此，低溫泵系統 10 能夠將低壓冷媒氣體從低溫泵 12 往複數個壓縮機 14 進行回收。

圖 2 係概略表示實施形態之低溫泵系統 10 中之冷媒氣體的流動之圖。與圖 1 所示之低溫泵系統 10 的正常動作不同，圖 2 中示出複數台壓縮機 14 中的某一壓縮機 14 因某種原因而停止之異常時冷媒氣體的流動。由於低溫泵系統 10

本身無法控制或難以處理之各種外部原因，例如停電、冷卻設備的故障，或者氣溫或濕度、氣壓等周圍環境的異常變動等，可能使壓縮機14異常停止。

在某一壓縮機14異常停止之情況下，剩餘的壓縮機14繼續運轉，藉此能夠避免低溫泵系統10的停止。圖2中示出低溫泵系統10具有2台壓縮機14之例子，因此一個壓縮機14停止，另一個壓縮機14繼續正常運轉。

為便於說明，將停止中之壓縮機稱為第1壓縮機14a，將動作中之壓縮機稱為第2壓縮機14b。又，將附隨於第1壓縮機14a之吐出側止回閥29及吸入側止回閥30分別稱為第1吐出側止回閥29a及第1吸入側止回閥30a。同樣地，將附隨於第2壓縮機14b之吐出側止回閥29及吸入側止回閥30分別稱為第2吐出側止回閥29b及第2吸入側止回閥30b。

該情況下，如圖2所示，由第1壓縮機14a壓縮後之高壓冷媒氣體從第1壓縮機14a的吐出埠20送出到高壓管線26。冷媒氣體從壓縮機高壓副管線31經過高壓合流部25向冷凍機高壓副管線32進行分歧，並流入各冷凍機18的高壓埠22。由於冷媒氣體向高壓管線26的正向流動，能夠通過第1吐出側止回閥29a進行流動。

另一方面，由於第2壓縮機14b停止，因此冷媒氣體不會從第2壓縮機14b的吐出埠20吐出。因此，關於第2吐出側止回閥29b，其正向上游側的冷媒氣體壓力低於正向下流側的冷媒氣體壓力，第2吐出側止回閥29b關閉。因此，第2吐出側止回閥29b阻斷通過了壓縮機高壓副管線31之向

第2壓縮機14b的冷媒氣體的逆流。

如此，能夠通過高壓管線26將高壓冷媒氣體從第1壓縮機14a供給到冷凍機18。又，可防止從第1壓縮機14a向第2壓縮機14的通過了高壓管線26之逆流。

從冷凍機18排出之低壓冷媒氣體從冷凍機18的低壓埠23送出到低壓管線28。冷媒氣體從冷凍機低壓副管線34經過低壓合流部27及壓縮機低壓副管線33流入到第1壓縮機14a的吸入埠21。由於冷媒氣體向低壓管線28的正向流動，能夠通過第1吸入側止回閥30a進行流動。

另一方面，由於第2壓縮機14b停止，因此冷媒氣體不會從第2壓縮機14b的吸入埠21被吸入。因此，關於第2吸入側止回閥30b，在其正向下游側壓力變得比正向上游側更高，第2吸入側止回閥30b關閉。因此，第2吸入側止回閥30b阻斷通過了壓縮機低壓副管線33之向第2壓縮機14b的冷媒氣體的逆流。

如此，能夠通過低壓管線28將低壓冷媒氣體從冷凍機18往第1壓縮機14a進行回收。又，可防止從第2壓縮機14向第1壓縮機14a的通過了低壓管線28之逆流。

另外，在壓縮機14中，通常，當停止時吐出埠20和吸入埠21被均壓化。亦即，吐出埠20和吸入埠21均成為高壓和低壓的平均壓力(例如，若高壓為2MPa，低壓為0.6MPa，則平均壓力為1.3MPa)。因此，第2吐出側止回閥29b和第2吸入側止回閥30b都是出口壓力明顯高於入口壓力，藉由該壓力差被確實地關閉。

圖 3 係與實施形態之低溫泵系統 10 有關之控制方塊圖。圖 3 示出低溫泵系統 10 的相關部分，關於複數個低溫泵 12 中的 1 個示出內部的細節，關於其他低溫泵 12，因相同而省略圖示。同樣地，關於複數個壓縮機 14 示出細節，其他壓縮機 14 與其相同，因此省略內部的圖示。

另外，這種低溫泵系統 10 的控制結構，在硬體結構上能用以電腦的 CPU 或記憶體為首之元件或電路來實現，在軟體結構上能用電腦程式等來實現，在圖 3 中適當地繪製為藉由其等的協作來實現之功能方塊。本領域技術人員應可理解，該等功能方塊能夠藉由硬體、軟體的組合以各種形式來實現。

低溫泵系統 10 具備低溫泵控制器(以下，亦稱為 CP 控制器)100。CP 控制器 100 控制低溫泵 12(亦即，冷凍機 18)及壓縮機 14。CP 控制器 100 具備：執行各種運算處理之 CPU、儲存各種控制程式之 ROM、作為用以儲存資料或執行程式的工作區域而被利用之 RAM、輸入/輸出介面、記憶體等。又，CP 控制器 100 構成為亦能夠與上位控制器(未圖示)進行通訊，該上位控制器用以控制安裝了低溫泵 12 之真空程序裝置。

CP 控制器 100 是與低溫泵 12 及壓縮機 14 分開設置。CP 控制器 100 與低溫泵 12 及壓縮機 14 連接成能夠互相通訊。低溫泵 12 分別具備：用以與 CP 控制器 100 通訊之進行輸入輸出處理的 IO 模組 50。另外，CP 控制器 100 亦可以一體地搭載於任一個低溫泵 12 或壓縮機 14。

如上所述，CP控制器100以能夠通訊之方式連接於各低溫泵12的IO模組50。IO模組50包括冷凍機變頻器52及訊號處理部54。冷凍機18具備作為驅動冷凍機18的熱力循環之驅動源的冷凍機馬達56。冷凍機變頻器52調整從外部電源例如商用電源供給之既定的電壓及頻率的電力，並供給到冷凍機馬達56。由CP控制器100來控制應供給到冷凍機馬達56之電壓及頻率。低溫泵12具備低溫板溫度感測器58。低溫板溫度感測器58測量冷凍機18的冷卻台及/或低溫板16(參閱圖1)的溫度。

CP控制器100依據感測器輸出訊號來決定指令控制量。訊號處理部54將從CP控制器100發送之指令控制量中繼到冷凍機變頻器52。例如，訊號處理部54將來自CP控制器100的指令訊號轉換成能夠由冷凍機變頻器52處理之訊號，並發送到冷凍機變頻器52。指令訊號包括表示冷凍機18的運轉頻率之訊號。又，訊號處理部54將低溫泵12的各種感測器的輸出中繼到CP控制器100。例如，訊號處理部54將感測器輸出訊號轉換成能夠由CP控制器100處理之訊號，並發送到CP控制器100。

在IO模組50的訊號處理部54上連接著包括低溫板溫度感測器58之各種感測器。低溫板溫度感測器58週期性地測量低溫板16的溫度，並輸出表示測量溫度值之訊號。低溫板溫度感測器58的測量溫度訊號每隔既定時間輸入到CP控制器100，溫度測量值儲存並保持在CP控制器100的既定的儲存區域中。

冷凍機 18 的運轉頻率(亦稱為運轉速度)表示冷凍機馬達 56 的運轉頻率或轉速、冷凍機變頻器 52 的運轉頻率、冷凍機 18 的熱力循環(例如 GM 循環等的冷凍循環)的頻率或其中任一個。熱力循環的頻率為在冷凍機 18 中進行之熱力循環的每單位時間的次數。

CP 控制器 100 構成為，以目標冷卻溫度與低溫板的測量溫度的偏差的函數的形式(例如藉由 PID 控制)決定冷凍機 18 的運轉頻率。CP 控制器 100 將所決定之運轉頻率輸出到冷凍機變頻器 52。冷凍機變頻器 52 將輸入電力轉換成具有從 CP 控制器 100 輸入之運轉頻率。對冷凍機變頻器 52 的輸入電力是從冷凍機電源(未圖示)供給。冷凍機變頻器 52 將轉換後之電力輸出到冷凍機馬達 56。如此，冷凍機馬達 56 以由 CP 控制器 100 所決定並從冷凍機變頻器 52 輸出之運轉頻率而被驅動。

當對低溫泵 12 的熱負載增加時，低溫板 16 的溫度有可能提高。在低溫板溫度感測器 58 的測量溫度高於目標溫度之情況下，CP 控制器 100 使冷凍機 18 的運轉頻率增加。其結果，冷凍機 18 中之熱力循環的頻率亦增加(亦即，冷凍機 18 的冷凍能力提高)，低溫板 16 朝向目標溫度被冷卻。相反地，在低溫板溫度感測器 58 的測量溫度低於目標溫度之情況下，冷凍機 18 的運轉頻率減少，冷凍能力降低，低溫板 16 朝向目標溫度升溫。如此，能夠將低溫板 16 的溫度保持在目標溫度附近的溫度範圍內。由於能夠根據熱負載適當地調整冷凍機 18 的運轉頻率，因此這種控制有助於減

小低溫泵 12 的耗電。

如此，在冷凍機 18 中的低溫板冷卻中所使用之冷媒氣體流量，以因應對低溫泵 12 的熱負載而將低溫板 16 的溫度維持在目標溫度的方式發生變化。假使從壓縮機 14 供給到冷凍機 18 之冷媒氣體流量不足，即使冷凍機 18 的運轉頻率增加，冷凍機 18 的冷凍能力亦不會充分地增加。因此，實施形態之低溫泵系統 10 構成為使來自壓縮機 14 的冷媒氣體吐出流量成為可變。以下，對如此般壓縮機控制的一例進行說明。

又，壓縮機 14 具備壓縮機控制器 60、壓縮機變頻器 62、壓縮機馬達 64、第 1 壓力感測器 66 及第 2 壓力感測器 68。壓縮機 14 例如構成為渦卷方式、旋轉式或使冷媒氣體升壓之其他泵，壓縮機馬達 64 作為驅動壓縮機 14 之驅動源而被設置。

與冷凍機 18 的情況同樣地，壓縮機控制器 60 決定壓縮機 14 的運轉頻率，並將所決定之運轉頻率輸出到壓縮機變頻器 62。壓縮機變頻器 62 按照從壓縮機控制器 60 輸入之運轉頻率而轉換輸入電力，並將轉換後之電力輸出到壓縮機馬達 64。如此，壓縮機馬達 64 以從由壓縮機控制器 60 決定並從壓縮機變頻器 62 輸出之運轉頻率而被驅動。在此，壓縮機 14 的運轉頻率例如係指壓縮機變頻器 62 的運轉頻率、壓縮機馬達 64 的運轉頻率或轉速。

在壓縮機 14 的內部，將第 1 壓力感測器 66 設置成測量低溫泵系統 10 的高壓（例如高壓管線 26 的壓力），將第 2 壓

力感測器 68 設置成測量低溫泵系統 10 的低壓 (例如低壓管線 28 的壓力)。第 1 壓力感測器 66 及第 2 壓力感測器 68 分別週期性地測量冷媒氣體的壓力，並將表示測量壓力值之訊號輸出到壓縮機控制器 60。壓縮機控制器 60 將測量壓力訊號及 / 或壓縮機 14 的運轉頻率發送到 CP 控制器 100 亦可。

壓縮機控制器 60 構成為依據第 1 壓力感測器 66 及 / 或第 2 壓力感測器 68 的測量壓力而控制壓縮機 14 的運轉頻率。例如壓縮機控制器 60 構成為，以壓縮機 14 的吐出側和吸入側的壓差與目標壓差的偏差的函數的形式 (例如藉由 PID 控制) 決定壓縮機 14 的運轉頻率。如此的壓縮機 14 的控制有時被稱為“壓差恆定控制”。另外，根據需要，壓差的目標值也可以在壓差恆定控制的執行中變更。在壓差恆定控制中，壓縮機控制器 60 求出第 1 壓力感測器 66 的測量壓力與第 2 壓力感測器 68 的測量壓力的壓差。壓縮機控制器 60 以使該測量壓差與壓差目標值一致之方式決定壓縮機 14 的運轉頻率。若測量壓差大於壓差目標值，則壓縮機控制器 60 使運轉頻率降低，若測量壓差小於壓差目標值，則使運轉頻率增加。

在藉由冷凍機 18 的低溫板冷卻中所使用之冷媒氣體流量與冷凍機 18 的運轉頻率成正比，例如由冷凍機 18 的內部容積和冷凍機 18 的運轉頻率的乘積來求出。冷凍機 18 的運轉頻率愈增加，從壓縮機 14 應供給到冷凍機 18 之冷媒氣體流量愈增加。此時，若壓縮機 14 的運轉頻率低而使來自壓縮機 14 的冷媒氣體供給不足，則壓縮機 14 的吐出側的壓力

降低。當冷凍機18的運轉頻率增加時，從冷凍機18往壓縮機14應回收之冷媒氣體流量亦增加。此時，若壓縮機14的運轉頻率低，則壓縮機14不會充分地回收從冷凍機18排出之冷媒氣體，因此壓縮機14的吸入側的壓力提高。如此，冷凍機18的運轉頻率的增加導致壓縮機14的吐出側與吸入側的壓差趨於減小。相反地，冷凍機18的運轉頻率的減少導致壓縮機14的吐出側與吸入側的壓差趨於增大。

依據壓縮機14的壓差恆定控制，當對低溫泵12的負載增加而使冷凍機18的運轉頻率增加時，壓縮機14的運轉頻率增加以抑制壓縮機14的吐出側與吸入側的壓差降低，從壓縮機14向冷凍機18的冷媒氣體供給亦增加。另一方面，當對低溫泵12的負載降低而使冷凍機18的運轉頻率減少時，壓縮機14的運轉頻率減少，從壓縮機14向冷凍機18的冷媒氣體供給亦被抑制。由於能夠根據對低溫泵系統10的負載適當地調整壓縮機14的運轉頻率，因此壓差恆定控制有助於減少低溫泵系統10的耗電。

然而，典型的低溫泵系統能夠構成為僅具有1台壓縮機。相對於此，在實施形態之低溫泵系統10中，壓縮機14不僅1台，而且還追加了另1台壓縮機14。低溫泵系統10關於壓縮機14具有冗餘度。這2台壓縮機14作為對低溫泵12的冷媒氣體供給源而在低溫泵系統10進行動作期間同時運轉。

2台壓縮機14的冷媒氣體供給能力的總計設定為不低於低溫泵12的各冷凍機18執行低溫板冷卻所需冷媒氣體流

量的總計。在此，壓縮機14的冷媒氣體供給能力，係指例如在壓縮機14以最大的運轉頻率運轉時實現之壓縮機14的最大吐出流量。冷凍機18所需冷媒氣體流量，係指例如在冷凍機18以最大的運轉頻率運轉時使用於冷凍機18中之冷媒氣體流量。因此，當將2台壓縮機14的冷媒氣體供給能力用 Q_{c1} 、 Q_{c2} 表示、且將2台冷凍機18所需冷媒氣體流量用 q_{r1} 、 q_{r2} 表示時，以下關係成立。

$$Q_{c1} + Q_{c2} \geq q_{r1} + q_{r2}$$

藉由如此般設定壓縮機14的冷媒氣體供給能力，能夠將冷媒氣體藉由2台壓縮機14的同時運轉充分地供給到2台冷凍機18。由於能夠避免冷凍機18中之冷媒氣體的不足，因此能夠將低溫板16維持在目標溫度，並能夠繼續進行低溫泵系統10的運轉。

而且，在實施形態之低溫泵系統10中，關於2台壓縮機14中的任何壓縮機14，該壓縮機14的冷媒氣體供給能力設定為不低於各低溫泵12的冷凍機18執行低溫板冷卻所需冷媒氣體流量的總計。亦即，低溫泵系統10亦滿足以下關係。

$$Q_{c1} \geq q_{r1} + q_{r2} \text{ 且 } Q_{c2} \geq q_{r1} + q_{r2}$$

如參閱圖2已說明，假定一個壓縮機14因某種原因而停止之狀況。然而，低溫泵系統10能夠藉由未停止之另一個壓縮機14將冷媒氣體充分地供給到2台冷凍機18。如此，即使在1台壓縮機14不運轉之狀況下，低溫泵系統10亦能夠將各低溫泵12的低溫板16維持在目標溫度，並能夠

繼續進行低溫泵系統 10 的運轉。

實施形態之低溫泵系統 10 的結構能夠如下般通則化。
低溫泵系統 10 具備 M 台低溫泵 12 和 N+1 台壓縮機 14，該 N+1 台壓縮機 14 以將冷媒氣體供給到各低溫泵 12 的冷凍機 18 的方式並聯連接並同時運轉。其中，M、N 分別為正整數。作為一例，正整數 M 例如可以為 1 或比其更大，2 或比其更大，3 或比其更大，5 或比其更大，或者 10 或比其更大。正整數 M 例如可以為 20 或比其更小，10 或比其更小，5 或比其更小，或者 3 或比其更小。正整數 N 例如可以為 1 或比其更大，2 或比其更大，3 或比其更大，5 或比其更大，或者 10 或比其更大。正整數 N 例如可以為 20 或比其更小，10 或比其更小，5 或比其更小，或者 3 或比其更小。

關於 N+1 台壓縮機 14 中的任何 N 台壓縮機 14，該 N 台壓縮機 14 的冷媒氣體供給能力的總計設定為不低於各低溫泵 12 的冷凍機 18 執行低溫板冷卻所需冷媒氣體流量的總計。因此，當將 N+1 台壓縮機 14 的冷媒氣體供給能力用 Q_{c1} 、 Q_{c2} 、...、 Q_{cN} 、 Q_{cN+1} 表示，將 M 台冷凍機 18 的必要冷媒氣體流量用 q_{r1} 、 q_{r2} 、...、 q_{rM} 表示時，低溫泵系統 10 滿足以下所有關係。

$$\begin{aligned} \Sigma Q_c - Q_{c1} &\geq \Sigma q_r \\ \Sigma Q_c - Q_{c2} &\geq \Sigma q_r \\ &\dots \dots \\ \Sigma Q_c - Q_{cN} &\geq \Sigma q_r \\ \Sigma Q_c - Q_{cN+1} &\geq \Sigma q_r, \end{aligned}$$

在此， $\Sigma Q_c = Q_{c1} + Q_{c2} + \cdots \cdots + Q_{cN} + Q_{cN+1}$ (亦即， $N+1$ 台壓縮機14的冷媒氣體供給能力的總計)、 $\Sigma q_r = q_{r1} + q_{r2} + \cdots \cdots + q_{rM}$ (亦即， M 台冷凍機18的必要冷媒氣體流量的總計)。因此，上述各式的左邊表示 $N+1$ 台壓縮機14中的任意的 N 台壓縮機14的冷媒氣體供給能力的總計。

如此一來，即使任一個壓縮機14因某種原因而停止，低溫泵系統10亦能夠藉由未停止之剩餘的壓縮機14來將冷媒氣體充分地供給到 M 台低溫泵12的冷凍機18。低溫泵系統10在任一個壓縮機14停止期間，亦能夠將各低溫泵12的低溫板16維持在目標溫度，並能夠繼續進行低溫泵系統10的運轉。

又，在 $N+1$ 台壓縮機14全部運轉之正常狀況下，低溫泵系統10包括1台剩餘的壓縮機14。因此，與低溫泵系統10僅包括 N 台壓縮機14之情況相比， $N+1$ 台壓縮機14的每一個應供給之冷媒氣體流量更少即可。因此，藉由實施形態之低溫泵系統10，能夠以較低的負載(亦即，運轉頻率)來運轉各壓縮機14，這有助於延長壓縮機14的壽命。

又，低溫泵系統10具備控制 $N+1$ 台壓縮機14之控制部(例如，壓縮機控制器60或CP控制器100)。控制部構成為將各壓縮機14控制成：當同時運轉之壓縮機14的數量從 $N+1$ 台減少到 N 台時，使同時運轉之 N 台壓縮機14各自的冷媒氣體供給增加。

適合於如此的壓縮機控制之一例為上述壓差恆定控制。若考慮到複數台壓縮機14中的任一個壓縮機14停止之

狀況，因為冷媒氣體供給流量的總計降低相當於停止中之一台壓縮機14的量，可能使高壓管線26的壓力降低且低壓管線28的壓力提高。亦即，若任一個壓縮機14停止，則剩餘的壓縮機14的每一個的吐出側與吸入側的壓差趨於降低。依據壓差恆定控制，各壓縮機14的運轉頻率增加，以使該種壓差的降低恢復到目標壓差。如此，低溫泵系統10能夠將各壓縮機14控制成：當同時運轉之壓縮機14的數量從 $N+1$ 台減少到 N 台時，使同時運轉之 N 台壓縮機14各自的冷媒氣體供給增加。

再者，低溫泵系統10的配管系統24是對每一個壓縮機14具備吐出側止回閥29和吸入側止回閥30。如此一來，即使複數台壓縮機14中的任一個壓縮機14停止，仍能夠防止從運轉中之剩餘的壓縮機14向停止中的壓縮機14的冷媒氣體的逆流。由於吐出側止回閥29和吸入側止回閥30藉由壓差機械地關閉，因此不需要電控制便能夠從低溫泵系統10將停止中之壓縮機14自然地斷開。

尤其，吐出側止回閥29和吸入側止回閥30能夠採用藉由出入口之間的壓差來進行動作之通用的止回閥，該等止回閥具有相對簡單之結構且價格低廉。與將用於斷開的電控制閥設置於配管系統24相比，能夠更簡單地構成配管系統24，這會有助於降低低溫泵系統10的製造成本。另外，根據需要，配管系統24可以具備控制閥來代替吐出側止回閥29及/或吸入側止回閥30，該控制閥構成為阻斷向停止中之壓縮機14的冷媒氣體逆流。

又，配管系統24具備設置於吐出側止回閥29的兩側之一組可拆卸的接頭35。配管系統24具備設置於吸入側止回閥30的兩側之另一組可拆卸的接頭35。如此一來，作業人員能夠從低溫泵系統10拆除已停止之壓縮機14並實施維護。或者，作業人員能夠從低溫泵系統10拆除壓縮機14，並與新的壓縮機或完成維護之其他壓縮機進行更換。由於能夠一邊繼續進行低溫泵系統10的運轉，一邊進行如此的維護作業，因此方便。

以上，依據實施例對本發明進行了說明。本發明並不限定於上述實施形態而能夠進行各種設計變更，本領域技術人員當然能夠理解，能夠進行各種變形例，又，該等變形例亦包括在本發明的範圍內。又，與一實施形態相關聯地已說明之各種特徵，亦能夠應用到其他實施形態中。根據組合而生成之新的實施形態同時具有被組合之實施形態各自的效果。

在上述實施形態中，冷凍機18所需冷媒氣體流量係指例如當冷凍機18以最大的運轉頻率運轉時使用於冷凍機18之冷媒氣體流量。實際上，要求冷凍機18的最大運轉頻率之情況，限定於低溫泵系統10起動時(此時，希望冷凍機18從室溫高速冷卻到極低溫)等而是罕見的。如此，在低溫泵系統10起動並穩定地運行的狀態下，冷凍機18所需冷媒氣體流量並不需要很多。於是，冷凍機18所需冷媒氣體流量亦可以指當冷凍機18以某一運轉頻率臨限值運轉時使用於冷凍機18之冷媒氣體流量。該運轉頻率臨限值小於最

大運轉頻率。如此一來，能夠將壓縮機 14 的冷媒氣體供給能力設計得更低，因此可謀求各壓縮機 14 的小型化、低溫泵系統 10 的製造成本的降低。

低溫泵系統 10 亦可以具備至少一台低溫泵 12 和同時運轉之比 $N+1$ 台更多的壓縮機 14 (例如 $N+2$ 台或 $N+3$ 台壓縮機 14)。關於比 $N+1$ 台更多的壓縮機 14 中的任何 N 台壓縮機 14，該 N 台壓縮機 14 的冷媒氣體供給能力的總計設定為不低於至少一台低溫泵 12 的各冷凍機 18 執行低溫板冷卻所需冷媒氣體流量的總計。如此一來，低溫泵系統 10 關於壓縮機 14 進一步冗餘化，例如即使 2 台或 3 台壓縮機 14 已停止，亦能夠繼續進行低溫泵系統 10 的運轉。

或者，超出 $N+1$ 台之剩餘的壓縮機 14，作為正常狀態下不與其他壓縮機 14 同時運轉之備用壓縮機而設置於低溫泵系統 10 亦可。

【符號說明】

10：低溫泵系統

12：低溫泵

14：壓縮機

16：低溫板

18：冷凍機

24：配管系統

29：吐出側止回閥

30：吸入側止回閥

35：可拆卸的接頭

【發明申請專利範圍】

【第1項】

一種低溫泵系統，其特徵在於，具備：

至少一台低溫泵，各低溫泵具備低溫板和利用冷媒氣體的隔熱膨脹來冷卻前述低溫板之冷凍機；及

$N+1$ 台壓縮機，以將冷媒氣體供給到各冷凍機的方式並聯連接並同時運轉， N 為正整數，

關於前述 $N+1$ 台壓縮機中的任何 N 台壓縮機，該 N 台壓縮機的冷媒氣體供給能力的總計設定為不低於前述至少一台低溫泵的各冷凍機執行低溫板冷卻所需冷媒氣體流量的總計。

【第2項】

如申請專利範圍第1項所述之低溫泵系統，其進一步具備：

控制部，控制前述 $N+1$ 台壓縮機，該控制部將各壓縮機控制成：當同時運轉之壓縮機的數量從 $N+1$ 台減少到 N 台時，使同時運轉之 N 台壓縮機各自的冷媒氣體供給增加。

【第3項】

如申請專利範圍第1或2項所述之低溫泵系統，其進一步具備：

配管系統，連接各低溫泵的冷凍機和前述 $N+1$ 台壓縮機，該配管系統是對每個壓縮機具備吐出側止回閥和吸入側止回閥。

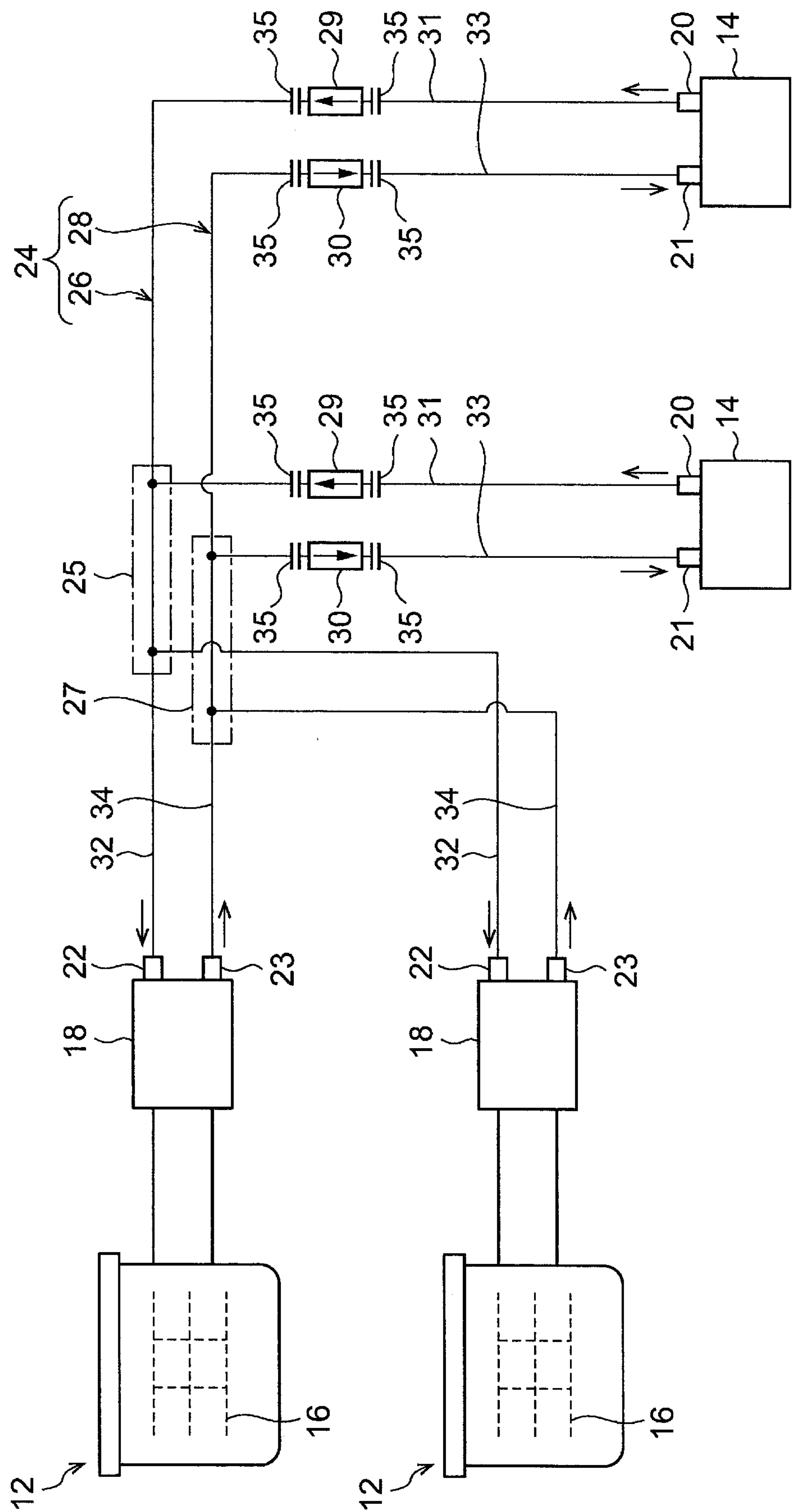
【第4項】

如申請專利範圍第3項所述之低溫泵系統，其中，
前述配管系統具備：

一組可拆卸的接頭，設置於前述吐出側止回閥的兩側；及

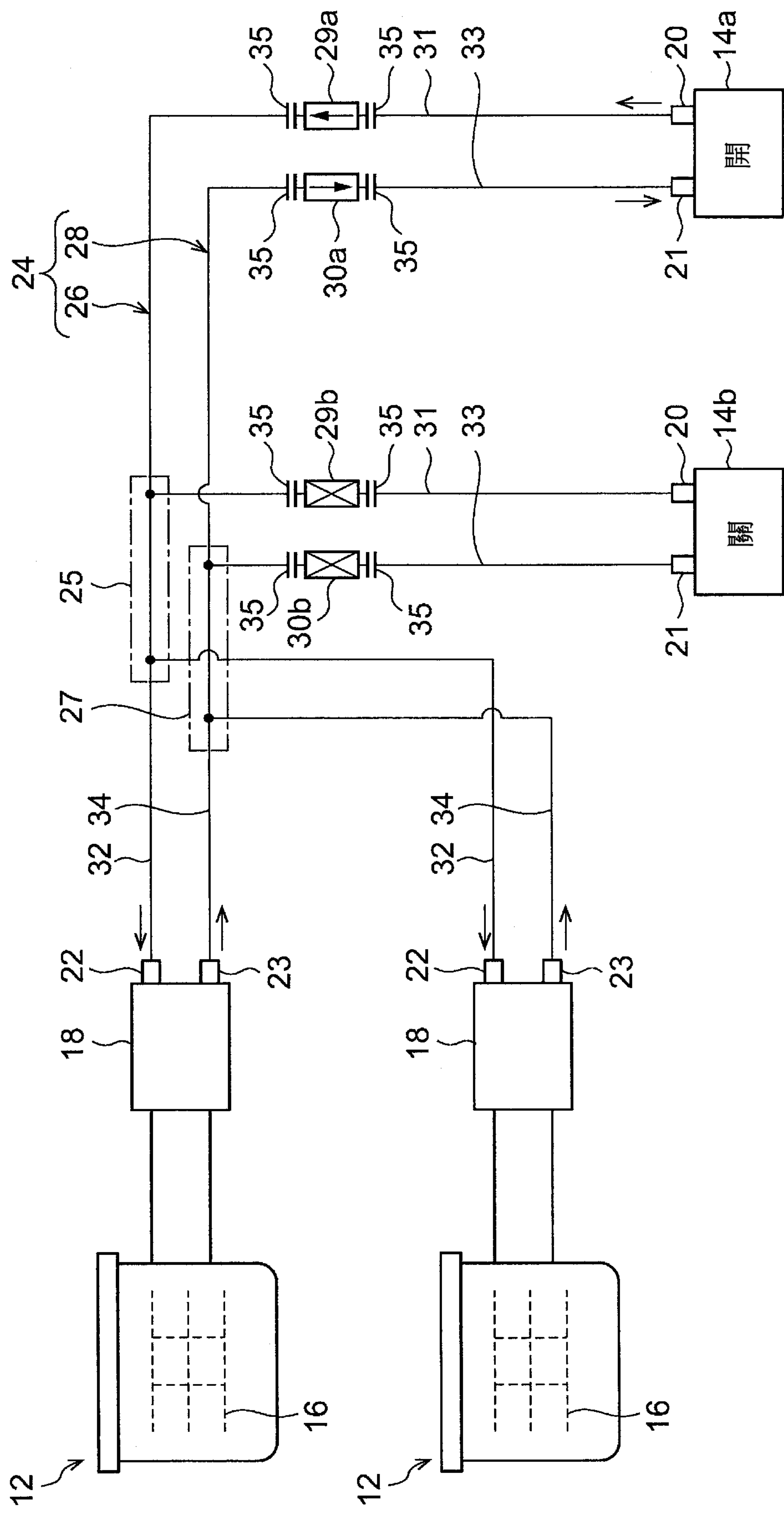
另一組可拆卸的接頭，設置於前述吸入側止回閥的兩側。

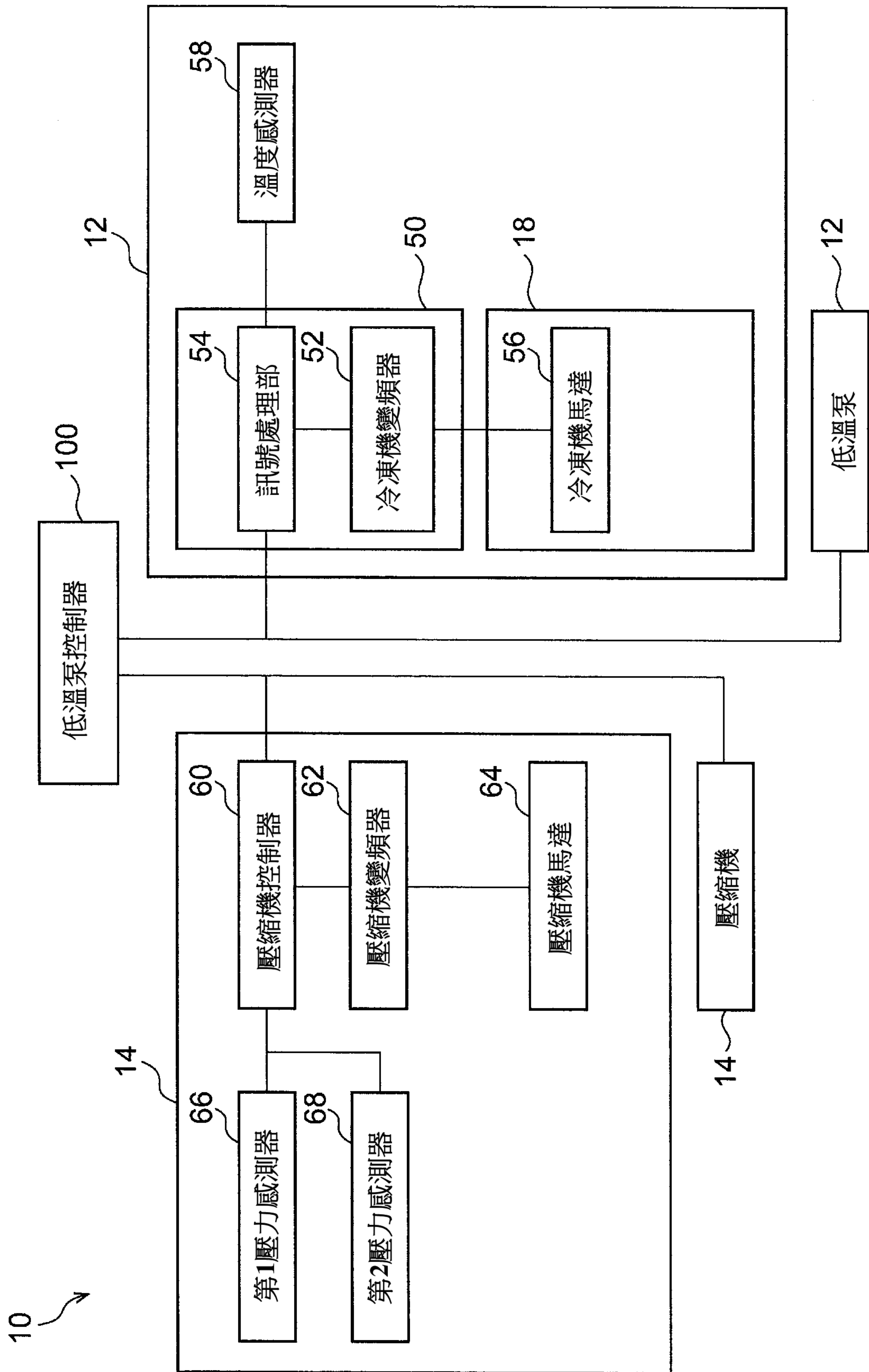
【發明圖式】



10

【圖 1】





【圖 3】

本身無法控制或難以處理之各種外部原因，例如停電、冷卻設備的故障，或者氣溫或濕度、氣壓等周圍環境的異常變動等，可能使壓縮機 14 異常停止。

在某一壓縮機 14 異常停止之情況下，剩餘的壓縮機 14 繼續運轉，藉此能夠避免低溫泵系統 10 的停止。圖 2 中示出低溫泵系統 10 具有 2 台壓縮機 14 之例子，因此一個壓縮機 14 停止，另一個壓縮機 14 繼續正常運轉。

為便於說明，將動作中之壓縮機稱為第 1 壓縮機 14a，將停止中之壓縮機稱為第 2 壓縮機 14b。又，將附隨於第 1 壓縮機 14a 之吐出側止回閥 29 及吸入側止回閥 30 分別稱為第 1 吐出側止回閥 29a 及第 1 吸入側止回閥 30a。同樣地，將附隨於第 2 壓縮機 14b 之吐出側止回閥 29 及吸入側止回閥 30 分別稱為第 2 吐出側止回閥 29b 及第 2 吸入側止回閥 30b。

該情況下，如圖 2 所示，由第 1 壓縮機 14a 壓縮後之高壓冷媒氣體從第 1 壓縮機 14a 的吐出埠 20 送出到高壓管線 26。冷媒氣體從壓縮機高壓副管線 31 經過高壓合流部 25 向冷凍機高壓副管線 32 進行分歧，並流入各冷凍機 18 的高壓埠 22。由於冷媒氣體向高壓管線 26 的正向流動，能夠通過第 1 吐出側止回閥 29a 進行流動。

另一方面，由於第 2 壓縮機 14b 停止，因此冷媒氣體不會從第 2 壓縮機 14b 的吐出埠 20 吐出。因此，關於第 2 吐出側止回閥 29b，其正向上游側的冷媒氣體壓力低於正向下流側的冷媒氣體壓力，第 2 吐出側止回閥 29b 關閉。因此，第 2 吐出側止回閥 29b 阻斷通過了壓縮機高壓副管線 31 之向

第2壓縮機14b的冷媒氣體的逆流。

如此，能夠通過高壓管線26將高壓冷媒氣體從第1壓縮機14a供給到冷凍機18。又，可防止從第1壓縮機14a向第2壓縮機14b的通過了高壓管線26之逆流。

從冷凍機18排出之低壓冷媒氣體從冷凍機18的低壓埠23送出到低壓管線28。冷媒氣體從冷凍機低壓副管線34經過低壓合流部27及壓縮機低壓副管線33流入到第1壓縮機14a的吸入埠21。由於冷媒氣體向低壓管線28的正向流動，能夠通過第1吸入側止回閥30a進行流動。

另一方面，由於第2壓縮機14b停止，因此冷媒氣體不會從第2壓縮機14b的吸入埠21被吸入。因此，關於第2吸入側止回閥30b，在其正向下游側壓力變得比正向上游側更高，第2吸入側止回閥30b關閉。因此，第2吸入側止回閥30b阻斷通過了壓縮機低壓副管線33之向第2壓縮機14b的冷媒氣體的逆流。

如此，能夠通過低壓管線28將低壓冷媒氣體從冷凍機18往第1壓縮機14a進行回收。又，可防止從第2壓縮機14b向第1壓縮機14a的通過了低壓管線28之逆流。

另外，在壓縮機14中，通常，當停止時吐出埠20和吸入埠21被均壓化。亦即，吐出埠20和吸入埠21均成為高壓和低壓的平均壓力(例如，若高壓為2MPa，低壓為0.6MPa，則平均壓力為1.3MPa)。因此，第2吐出側止回閥29b和第2吸入側止回閥30b都是出口壓力明顯高於入口壓力，藉由該壓力差被確實地關閉。