

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5340271号

(P5340271)

(45) 発行日 平成25年11月13日(2013.11.13)

(24) 登録日 平成25年8月16日(2013.8.16)

(51) Int.Cl.

F I

F 2 5 B 11/02 (2006.01)

F 2 5 B 11/02 C

F 2 5 B 1/00 (2006.01)

F 2 5 B 1/00 3 3 1 F

請求項の数 5 (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願2010-508971 (P2010-508971)	(73) 特許権者	503440347
(86) (22) 出願日	平成19年5月22日(2007.5.22)		アンジェラントーニ インダストリエ エ
(65) 公表番号	特表2010-528250 (P2010-528250A)		スピーエー
(43) 公表日	平成22年8月19日(2010.8.19)		イタリア アイー・O6056 マッサ マ
(86) 国際出願番号	PCT/IT2007/000360		ルターナーペルージア ロカリタ チマコ
(87) 国際公開番号	W02008/142714		ッレ 464
(87) 国際公開日	平成20年11月27日(2008.11.27)	(74) 代理人	110001243
審査請求日	平成22年2月19日(2010.2.19)		特許業務法人 谷・阿部特許事務所
前置審査		(74) 復代理人	100115624
			弁理士 濱中 淳宏
		(74) 復代理人	100129171
			弁理士 柿沼 健一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷却デバイス、および冷却流体を循環させるための方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

主コンプレッサー(190)と、前記主コンプレッサー(190)の下流にあり、前記主コンプレッサー(190)と流体で連絡するコンデンサー(140)と、前記コンデンサー(140)の下流にある主膨張手段(170)と、および前記主膨張手段(170)の下流にあり、前記主膨張手段(170)と流体で連絡する蒸発器(180)と、を備える冷却デバイスであって、

前記蒸発器(180)および前記主コンプレッサー(190)の間を流体で連絡しているターボコンプレッサーユニット(160)と、

入口管路(145)を介して前記コンデンサー(140)に上流で接続され出口管路(149)を介して前記主膨張手段(170)に下流で接続されている高温の分岐管(150c)と、前記入口管路(145)の分岐管(146)上に取り付けられた膨張手段(142)に上流で接続され、前記ターボコンプレッサーユニット(160)の第1のタービン部分(162)に下流で接続されている低温の分岐管(150f)と、を有する少なくとも1つの第1の熱交換器(150)と、

前記コンデンサー(140)と前記主膨張手段(170)との間で前記第1の熱交換器(150)に直列に配置された第2の熱交換器(152)と、

を備え、

前記ターボコンプレッサーユニット(160)は、第2のタービン部分(164)を備え、

10

20

前記第2の熱交換器(152)は、接続管路(147)を介して前記第1の熱交換器の前記高温の分岐管(150c)と流体で連絡する高温の分岐管(152c)と、前記接続管路(147)の分岐管(148)上に取り付けられている膨張手段(144)に上流で接続され、かつ前記ターボコンプレッサーユニット(160)の前記第2のタービン部分(164)に下流で接続される低温の分岐管(152f)と、を備える

ことを特徴とする冷却デバイス。

【請求項2】

前記少なくとも1つの第1又は第2の熱交換器(150、152)は、多管式熱交換器であることを特徴とする請求項1に記載のデバイス。

【請求項3】

前記少なくとも1つの第1又は第2の熱交換器(150、152)は、プレート式熱交換器であることを特徴とする請求項1に記載のデバイス。

【請求項4】

前記膨張手段(142、144)のうちの少なくとも1つは、等エンタルピー絞り弁であることを特徴とする請求項1に記載のデバイス。

【請求項5】

冷却流体を循環させるための方法であって、

主コンプレッサー(190)内の前記冷却流体を圧縮する段階と、

前記主コンプレッサー(190)の下流にあり、前記主コンプレッサー(190)と流体で連絡するコンデンサー(140)内の前記冷却流体を凝縮する段階と、

前記コンデンサー(140)の下流にある主膨張手段(170)内で前記冷却流体を膨張する段階と、

前記主膨張手段(170)の下流にあり、前記主膨張手段(170)と流体で連絡する蒸発器(180)内で前記流体を蒸発させる段階と、

を含み、

前記凝縮する段階と前記膨張する段階との間において、少なくとも1つの第1の熱交換器(150)の内部で、前記第1の熱交換器(150)の高温の分岐管(150c)内を循環する前記圧縮された冷却流体と、前記第1の熱交換器(150)の上流で流出し、膨張手段(142)内で冷却され、前記第1の熱交換器(150)の低温の分岐管(150f)内を流れる前記圧縮された関連する量(s1)の冷却流体と、の間で熱交換をする少なくとも1つの段階と、

前記主膨張する段階と前記主圧縮する段階との間において、ターボコンプレッサーユニットの少なくとも1つの第1のタービン部分(162)の内部で、前記第1の熱交換器(150)の前記低温の分岐管(150f)を出る前記流出する量(s1)の冷却流体を膨張する少なくとも1つの段階を含む予圧縮について、前記ターボコンプレッサーユニット(160)内で前記冷却流体の前記予圧縮をする段階と、

前記凝縮する段階と前記膨張する段階との間の前記少なくとも1つの第1の熱交換する段階の下流で、前記少なくとも1つの第1の熱交換器(150)と直列に配置される第2の熱交換器(152)において、前記少なくとも1つの第1の熱交換器(150)の前記高温の分岐管(150c)を出て、前記第2の熱交換器(152)の高温の分岐管(152c)内を循環する前記冷却流体と、前記第2の熱交換器(152)の上流で流出し、膨張手段(144)内で冷却され、前記低温の分岐管内を循環する関連する量(s2)の前記冷却流体と、の間で熱交換する第2の段階を含み、

前記主膨張する段階と主圧縮する段階との間の前記予圧縮する段階は、前記ターボコンプレッサーユニット(160)の第1および第2のタービン部分(162、164)において、各熱交換器(150、152)からのブリードオフの膨張を動力とすること

を特徴とする方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

10

20

30

40

50

本発明は、冷却デバイスに関し、特に、工業用冷凍設備さらには家庭用空調システムにおける流体を循環させるのに適した冷却デバイスに関し、また、当該冷却デバイスに関連する冷却流体を循環させるための方法に関する。

【背景技術】

【0002】

一般に、冷却流体を循環させるためのデバイスは、高温・高圧を与えて気体状態に冷却材を圧縮するように設計されたコンプレッサーと、圧縮された冷却ガスを冷却して液体状態にし、外部環境に熱を放出可能なコンデンサーと、例えば、毛細管または等エンタルピー絞り弁等の冷却材の温度および圧力を下げることがを目的とする膨張ユニットと、外部環境から熱を吸収し、冷却して、膨張ユニットから受け取った熱を低い温度および圧力で冷却流体に伝え、当該流体を液体状態から気体状態に変える蒸発器と、を備える。

10

【0003】

近年、冷却デバイスの性能を高める試みが多数なされている。実現性を損なう技術的な性質の障害に直面するものもある一方で、効率の向上に有利なものもあったが、設備を著しく複雑にするものであった。これに関する例は、二段階圧縮設備であり、この場合、2つの独立したコンプレッサーの存在により、負荷のバランスの問題や、設備全体の管理の複雑化の問題を引き起こしている。

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

20

本発明の目的は、効率に関して改善された冷却デバイスおよび冷却流体を循環させるための方法を提供することにより、上述の欠点をなくすか、または少なくとも軽減することである。

【課題を解決するための手段】

【0005】

本発明の第1の態様によれば、冷却デバイスは、主コンプレッサー、前記主コンプレッサーの下流にあり、前記主コンプレッサーと流体で連絡するコンデンサー、前記コンデンサーの下流にある主膨張手段、および前記主膨張手段の下流にあり、前記主膨張手段と流体で連絡する蒸発器を備え、前記蒸発器と前記主コンプレッサーとの間に接続されているターボコンプレッサーユニットならびに入口管路を介して前記コンデンサーに上流で、また出口管路を介して前記主膨張手段に下流で接続されている高温の分岐管および前記入口管路の分岐管上に取り付けられた膨張手段に上流で、また前記ターボコンプレッサーユニットのタービン部分に下流で接続されている低温の分岐管を有する少なくとも1つの熱交換器を備えることを特徴とする。

30

【0006】

本発明の他の態様によれば、本発明によりデバイスの内部で冷却流体を循環させるための方法が提供され、前記方法は、

- 主コンプレッサー内の冷却流体を圧縮する段階と、
- 前記主コンプレッサーの下流にあり、前記主コンプレッサーと流体で連絡するコンデンサー内で流体を凝縮する段階と、
- 前記コンデンサーの下流にある主膨張手段内で流体を膨張させる段階と、
- 前記主膨張手段の下流にあり、前記主膨張手段と流体で連絡する蒸発器内で流体を蒸発させる段階とを含む方法であって、
- 前記凝縮段階と前記膨張段階との間にある、少なくとも1つの熱交換器の高温の分岐管内を流れる圧縮された冷却流体と熱交換器の上流で引き出され、膨張手段内で冷却され、熱交換器の低温の分岐管内を流れる圧縮された関連する量の冷却流体との間の、熱交換器の内部における、熱交換段階を伴う少なくとも1つの段階と、
- 前記主膨張段階と前記主圧縮段階との間にある、ターボコンプレッサーユニット内の冷却流体の予圧縮を伴う段階とを含み、前記予圧縮段階は、熱交換器の低温の分岐管を出る流出冷却流体の、ターボコンプレッサーユニットの少なくとも1つのタービン部分の内

40

50

部における膨張を伴う少なくとも１つの段階を含むことを特徴とする。

【０００７】

本発明の特徴および効果は、付属の図面を参照しつつ、限定的でない実施例が単に示される、好適な実施形態についての以下の詳細な説明から明白になるであろう。

【図面の簡単な説明】

【０００８】

【図１】従来技術による冷却デバイスを示す略図である。

【図２】図１のデバイス内で循環する冷却流体に関する圧力 - エンタルピー図である。

【図３】本発明による冷却デバイスの略図である。

【図４】図３のデバイス内で循環する冷却流体に関する圧力 - エンタルピー図である。

10

【発明を実施するための形態】

【０００９】

付属の図面において、同一の、または類似のパーツおよびコンポーネントは、同じ参照番号で示されている。

【００１０】

図１および２は、それぞれ、栄養補給製品の冷凍に特に適している従来型の冷却デバイス１０、および内部で循環している流体の $p-h$ （圧力 - エンタルピー）図を示している。図示のように、デバイス１０は、コンプレッサー１２、コンプレッサー１２と流体で連絡するコンデンサー１４、コンデンサー１４と流体で連絡する等エンタルピー絞り弁１６、ならびに上流の絞り弁１６および下流のコンプレッサー１２と流体で連絡する蒸発器によって形成される。

20

【００１１】

冷却流体、例えばフロンは、低い温度および圧力、例えば、 -35 および 1.33 bar ($p-h$ 図中の点 1^*) において過熱気体状態でコンプレッサー１２内に入り、圧縮され、高い圧力および温度、例えば、 $+65$ および 16 bar ($p-h$ 図中の点 2^*) でコンデンサー１４内に入る。コンデンサー１４の内部では、冷却流体が冷却され、過熱気体状態（点 2^* ）から液体状態（ $p-h$ 図中の点 3^* ）に移り変わり、熱量 q_{out} を外部環境に放出する。液体状態の冷却流体は、コンデンサー１４から出ると膨張し、等エンタルピー絞り弁１６を通り、外部環境と熱交換をすることなく圧力の低下を受ける（等エンタルピー変換）。絞り部材（ $p-h$ 図中の点 4^* ）を出た流体は、蒸発器内に入り、そこで、外部環境から一定量の熱 q_{in} を吸収して液体状態から過熱気体状態に変わる（ $p-h$ 図中の点 1^* ）。

30

【００１２】

本発明の好ましい一実施形態を示す図３を参照すると、全体で参照番号１００として示される冷却流体を循環させるためのデバイスは、従来の冷却デバイスのコンポーネントにより形成されており、つまり、主コンデンサー１４０、主等エンタルピー絞り弁１７０などの主膨張手段、蒸発器１８０、および主コンプレッサー１９０によって形成されている。

【００１３】

前述の従来のデバイスは、コンデンサー１４０と主絞り弁１７０との間に直列に配置される第１および第２の熱交換器１５０、１５２のそれぞれ、例えば、冷却セクターで一般に使用されるプレート型または管束型の熱交換器、および主コンプレッサー１９０と蒸発器１８０との間に挿入され、それぞれの熱交換器１５０、１５２の出口にそれぞれ備えられるコンプレッサー部分１６６ならびに第１および第２のタービン部分１６２、１６４を備えるターボコンプレッサーユニット１６０を備える１つのブロック - 図３において破線で定められている - 内に理想的には封入されている、いくつかのコンポーネントで補われる。

40

【００１４】

より具体的には、コンデンサー１４０は、入口管路１４５を介して、第１の熱交換器１５０の、以下で「高温の分岐管」１５０ｃと称する、より高い温度で流体を冷却するため

50

の回路に接続される。入口管路 145 は、この管路から分岐した、第 1 の熱交換器 150 の、以下で「低温の分岐管」150f と称する、より低い温度で流体を冷却するための回路に至る第 1 の膨張手段、例えば第 1 の絞り弁 142 を組み込んだ管路 146 を有する。第 1 の熱交換器 150 の高温の分岐管 150c の出口は、接続管路 147 を介して、第 2 の熱交換器 152 の、以下で「高温の分岐管」152c と称する、より高い温度で流体を冷却するための回路の入口に連結され、第 1 の熱交換器 150 の低温の分岐管 150f の出口は、ターボコンプレッサーユニット 160 の第 1 のタービン部分 162 の入口に接続される。

【0015】

第 1 の熱交換器 150 と第 2 の熱交換器 152 とをつなぎ合わせる管路 147 は、第 2 の熱交換器 152 の、以下で「低温の分岐管」152f と称する、より低い温度で流体を冷却するための回路に至る第 2 の膨張手段、例えば第 2 の絞り弁 144 を備える分岐管 148 を有する。第 2 の熱交換器の高温の分岐管 152c の出口は、出口管路 149 を介して、主絞り弁 170 に接続され、低温の分岐管 152f の出口は、ターボコンプレッサーユニット 160 の第 2 のタービン部分 164 の入口に接続される。

【0016】

蒸発器 180 の出口は、ターボコンプレッサーユニット 160 のコンプレッサー部 166 の入口に接続され、その出口は主コンプレッサー 190 と流体で連絡している。

【0017】

以下では、図 3 に係るデバイスの動作原理について、図 4 に示されている、デバイス内を循環する冷却流体に関係する $p-h$ 図を参照しつつ説明する。特定の実施例において、冷却デバイスは、栄養補給製品の急速冷凍に使用される。この目的のために、デバイス内を循環する流体の温度は、値 $T_{min} = -40$ から値 $T_{max} = 63.7$ まで変化し、選択された冷却流体は、フロンである。本発明による冷却デバイスは、多くの用途、例えば、家屋の空調に適しており、したがって、目的の用途に応じて、物理状態 1 ~ 14 の圧力および温度の値だけでなく、デバイス内で循環する冷却流体の種類もまたそれに応じて変わることを理解されたい。

【0018】

冷却流体、典型的にはフロンは、温度 $T_5 = 35$ および圧力 $p_5 = 16.1$ バール ($p-h$ 図の点 5) で、つまり、気液平衡状態のときに、コンデンサー 140 から流出する。以下で第 1 のブリードオフ (bleed-off) s1 と称される、コンデンサー 140 から流出する冷却流体の一部は、管路 145 の分岐管 146 を介して第 1 の等エンタルピー絞り弁 142 に運ばれ、サイクルの最高温度 ($T_{max} = 35$) から最低温度 ($T_{min} = -35$) までの範囲内の温度まで冷却され、好ましくは温度 $T_9 = 7$ ($p-h$ 図の点 9、 $p_9 = 7.48$ バール) まで下げられ、次いで第 1 の熱交換器 150 の低温の分岐管 150f 内に送られ、その一方で、冷却流体の残りの部分 1-s1 は、温度 T_5 および圧力 p_5 で熱交換器 150 の低温の分岐管 150c 内に直接入る。

【0019】

第 1 の熱交換器 150 の内部では、高温の分岐管 150c に入っている冷却流体の一部は、低温の分岐管 150f に入っている冷却流体の一部に熱を伝えて $T_5 = 35$ から温度 $T_6 = 12$ まで冷やされ、 $p-h$ 図のサブクール液体ゾーンに入り (点 6、 $p_6 = 16.1$ バール)、その一方で、低温の分岐管 150f に入っている冷却流体の一部は、高温の分岐管 150c に入っている冷却流体の一部から熱を吸収し、 $T_9 = 7$ から温度 $T_{10} = 12$ に熱せられ、 $p-h$ 図の過熱気相ゾーンに入る (点 10、 $p_{10} = 7.48$ バール)。

【0020】

第 1 の熱交換器 150 の下流において、第 2 の量の冷却流体が流出し、高温の分岐管 150c から出るサブクール液体の一部 s2 は、第 2 の等エンタルピー絞り弁 144 を通過し、そこで、さらに温度 $T_6 = 12$ から温度 $T_{12} = -17$ まで冷却されて ($p-h$ 図の点 12、 $p_{12} = 3.38$ バール)、次に、第 2 の熱交換器 152 の低温の分岐管 152

10

20

30

40

50

f 内に送られ、その一方で、熱交換器 150 から出る冷却流体の残り部分 1 - s 1 - s 2 は、温度 T_6 および圧力 p_6 で第 2 の熱交換器 152 の高温の分岐管 152 c に入る。

【0021】

第 2 の熱交換器 152 の内部では、高温の分岐管 152 c 内の冷却流体の一部は、低温の分岐管 152 f 内の冷却流体の一部に熱を放出して $T_6 = 12$ から温度 $T_7 = -12$ まで冷却し、そして図 4 の図において左にさらに移動して、サブクール液体ゾーンに入り (p - h 図中の点 7、 $p_7 = 16.1$ バール)、その一方で、低温の分岐管 152 f 内の冷却流体の一部は、高温の分岐管 152 c 内の冷却流体の一部から熱を吸収し、 $T_{12} = -17$ から温度 $T_{13} = -12$ まで熱せられ、p - h 図の過熱気相ゾーンに入る (点 13、 $p_{13} = 3.38$ バール)。

10

【0022】

冷却流体の状態が過熱気体状態のときに、それぞれの熱交換器 150、152 を出る冷却流体 s 1、s 2 の第 1 および第 2 のブリードオフは、それぞれ、ターボコンプレッサーユニット 160 の第 1 および第 2 のタービン部分 162、164 内に導入される。第 1 のタービン部分 162 の内部では、冷却流体が膨張し、圧力 $p_{10} = 7.48$ バール ($T_{10} = 12$) から圧力 $p_{11} = 2.03$ バール ($T_{11} = -25$) に変わり、同様に、第 2 のタービン部分 164 の内部では、冷却流体が膨張し、圧力 $p_{13} = 3.38$ バール ($T_{13} = -12$) から圧力 $p_{14} = 2.3$ バール ($T_{14} = -25.6$) に変わる。

【0023】

第 2 の熱交換器 152 の高温の分岐管 152 c から出る冷却流体 1 - s 1 - s 2 の部分が (p - h 図中の点 7) 主絞リ弁 170 に入り、 $T_7 = -12$ から温度 $T_8 = -40$ に冷却して (p - h 図中の点 8、 $p_8 = 1.33$ バール)、そして、次に、蒸発器 180 内に入り、そこで、気液状態から過熱気体状態に移り (p - h 図中の点 1)、外部環境から熱量 Q_{in} を吸収する。蒸発器 180 を出た過熱気体状態の冷却流体は、ターボコンプレッサーユニット 160 のコンプレッサー部分 166 内に入る。

20

【0024】

第 1 および第 2 の熱交換器 150、152 によって供給される過熱気体状態の冷却流体 s 1 および s 2 に含まれる運動エネルギーを力学的エネルギーに変える変換を内部で行うタービン 162、164 によって動作するコンプレッサー 166 は、蒸発器 180 によって供給される冷却流体の予圧縮を、主コンプレッサー 190 内に入る前に実行する (p - h 図中の点 3、 $T_3 = -22.1$ 、 $p_3 = 2.03$ バール)。

30

【0025】

この予圧縮の段階では、顕著な効果をもたらす。第 1 に、力学的エネルギーは、タービン 162、164 内で膨張するブリードオフ s 1、s 2 によって供給されるので、外部エネルギー源を使用する必要はない。第 2 に、ターボコンプレッサーユニット 160 は、最大比容積状態にあるときに、冷却流体を圧縮して、仕事 L_{TC} (図 4) を行い、これにより、主コンプレッサー 190 は、構造特性上、その効率、および特に処理可能な流量に不利益となる仕事の一部を実行せず、コンプレッサーそれ自体に供給する電気エネルギーの減少を生じることになる。さらに、ターボコンプレッサーユニット 160 は、主コンプレッサー 190 との流体 / 動的接続を有し、外部制御装置の支援が無くても異なる負荷条件に対して独立に適合することができる。最後に、ブリードオフ s 1、s 2 に続いて、それと同時に、冷却流体が蒸発器 180 内に入る流量の同時減少があるという事実があるとしても、熱交換器 150、152 内で発生した冷却流体の冷却が、蒸発器 180 の性能の増大をもたらすという事実言及することは重要である。

40

【0026】

ターボコンプレッサー 160 内で予圧縮された冷却流体は、主コンプレッサー 190 内に入り、そこで、圧力 $p_4 = 16.1$ バール (p - h 図中の点 4、 $T_4 = 63.7$) まで圧縮され、次いで、コンデンサー 140 の入口へ運ばれる。

【0027】

本発明による冷却流体を循環させるためのデバイスを使用すると、つまり、ターボコン

50

プレスーユニットによって実行される予圧縮の段階を備えることにより、発生する「冷熱量」を示す、低い温度の発生源から引き出される熱 Q と、冷却流体を循環させるデバイスの動作を行わせるために費やされる仕事 L と、の間の比として定義される性能係数（ COP ）が、図１および２に例示されている種類の従来のデバイスのものと比べて大きなものが達成されることがわかった。

【００２８】

特に、ブリードオフ s_1 および s_2 の圧力が、それぞれ、 $p_9 = 7.48$ バールおよび $p_{12} = 3.38$ バールであり、熱交換器１５０、１５２の最低温度勾配は $\Delta T_{min} = 5$ であり、第１および第２のタービン部分１６２、１６４の効率は $\eta_T = 0.85$ であり、コンプレッサー部分１６６の効率は $\eta_C = 0.80$ であり、主コンプレッサー１９０の効率は $\eta_{CP} = 0.75$ であると仮定すると、圧力値（ p ）、温度値（ T ）、およびエンタルピー値（ h ）は、以下の表１に示されているように、図４の $p-h$ 図の物理状態１～１４について得られる。

【００２９】

【表１】

表１

物理状態	P [バール]	T [°C]	H [Kj/Kg]
1	1.33	-35	347.6
2	2.03	-20	358.1
3	2.03	-22.1	356.6
4	16.1	63.7	415.0
5	16.1	35	254.8
6	16.1	12	217.5
7	16.1	-12	183.4
8	1.33	-40	183.4
9	7.48	7	254.8
10	7.48	12	376.7
11	2.03	-25	354.3
12	3.38	-17	217.5
13	3.38	-12	362.5
14	2.03	-25.6	353.8

【００３０】

性能係数 COP は、一般に、発生する「冷熱量」を示す、温度の発生源から差し引かれた熱 Q と冷却流体循環デバイスの動作を引き起こすために費やされる仕事 L との間の比として定義される。特に、 COP は、蒸発器１８０によって外部環境から差し引かれる熱 Q_{in} と主コンプレッサー１９０によって行われる仕事 L_{CP} との間の比で定義される。つまり、以下のようなになる。

【００３１】

$$Q_{in} = (h_1 - h_7)$$

$$L_{CP} = h_4 - h_2$$

これから、表１に示されている値に基づき、以下の式が得られる。

【００３２】

【数 1】

$$COP = \frac{Q_{in}}{L_{CP}} = 1,74$$

【0033】

以下の表 2 は、図 1 および 2 に例示されている種類の従来の冷却デバイス内を循環する冷却流体の標準的な圧力、温度、およびエンタルピー値をまとめたものである。

10

【0034】

【表 2】

表2

物理状態	P [バー]	T [°C]	H [Kj/Kg]
1	1.33	-35	347.6
2	16.1	65.3	416.9
3	16.1	35	254.8
4	1.33	-40	254.8

20

【0035】

これから以下の式が得られる。

【0036】

$$q_{in} = (h_1 - h_4)$$

$$L_{CP} = h_2 - h_1$$

これから、表 2 に示されている値に基づき、以下の式が得られる。

【0037】

【数 2】

$$COP_{ST} = \frac{q_{in}}{L_{CP}} = 1,34$$

30

【0038】

従来の種類の冷却デバイスと比較した新規の冷却デバイスの利益比率 Δ は、以下のとおりである。

【0039】

【数 3】

$$\Delta = \frac{COP - COP_{ST}}{COP_{ST}} \cong 30\%$$

40

【0040】

これまでの説明から、本発明による冷却デバイスは、ターボコンプレッサーユニット 160 の存在と、および主コンプレッサー 190 の上流にあるデバイス内を循環する冷却流体の予圧縮とにより、約 30% に相当する性能の向上が得られ、これはすべて外部から電力の供給を必要とすることなく、ただし有利にはターボコンプレッサーユニット 160 の 1 つまたは複数のタービン部分 162、164 によって供給される力学的エネルギーを使

50

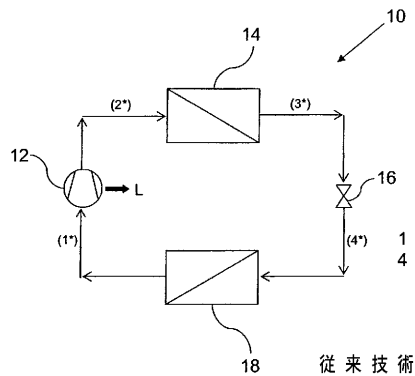
用して、コンデンサー 140 の下流で流出する 1 つまたは複数の量 s_1 、 s_2 の冷却流体の膨張を引き起こすことによって得られると主張することが可能である。

【0041】

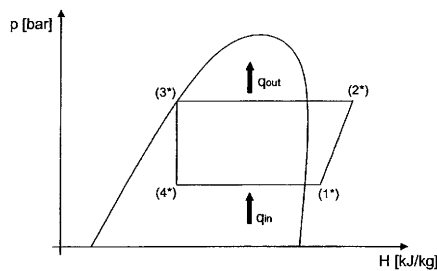
本発明は、好ましい一実施例を参照しつつ説明されているけれども、当業者であれば、多数の修正および変更をそれに加えることが可能であり、すべて付属の請求項によって定義された保護範囲内に収まることを理解するであろう。例えば、2 つの熱交換器および 2 つのタービンを備えるターボコンプレッサーユニットの代わりに、単一の熱交換器および単一のタービンを備えるターボコンプレッサーユニットを使用することが可能である。この特定の場合において、単一の熱交換器は、コンデンサーと主絞り弁との間に接続された高温の分岐管とターボコンプレッサーの単一のタービン部分の入口と流体で連絡する低温の分岐管を有する。さらに、複数のタービン部分を有するターボコンプレッサーユニットの代わりに、それぞれ単一のタービン部分を備える複数のターボコンプレッサーを想定することも可能である。

10

【図 1】

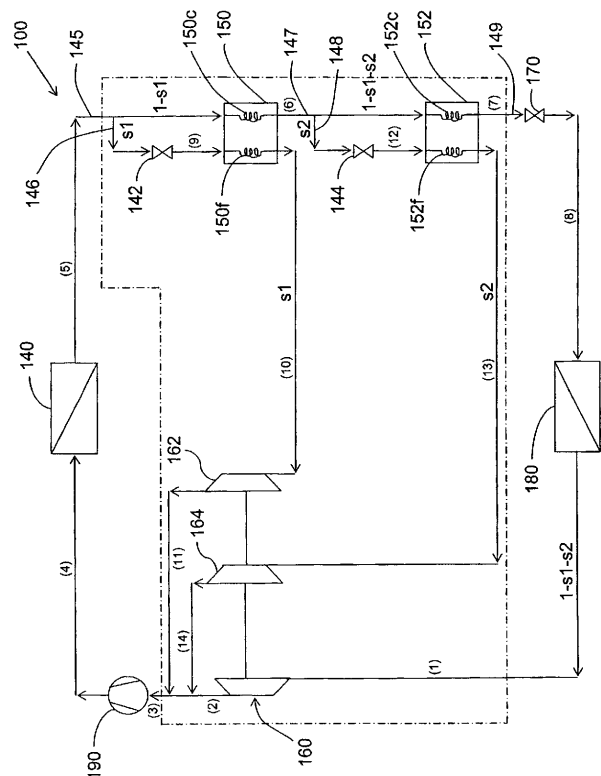


【図 2】



従来技術

【図 3】



フロントページの続き

(72)発明者 マウリツィオ アスカニ

イタリア アイ - 0 6 0 5 6 ペルージャ マッサ マルターナ ピア ビラ サン ファウステ
イノ 1 5 6

審査官 田々井 正吾

(56)参考文献 特開 2 0 0 4 - 3 2 5 0 1 9 (J P , A)

欧州特許出願公開第 0 0 2 3 9 6 8 0 (E P , A 1)

特開 2 0 0 4 - 1 8 3 9 1 3 (J P , A)

特開 2 0 0 2 - 0 6 1 9 7 5 (J P , A)

特開 2 0 0 6 - 2 8 4 0 8 5 (J P , A)

米国特許第 0 6 0 7 0 5 2 1 (U S , A)

欧州特許出願公開第 0 1 7 7 5 5 3 1 (E P , A 1)

米国特許第 0 6 1 1 3 3 5 8 (U S , A)

欧州特許出願公開第 0 0 8 4 5 6 4 2 (E P , A 1)

米国特許第 0 5 3 4 7 8 2 3 (U S , A)

英国特許出願公開第 0 2 0 8 6 0 2 4 (G B , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F 2 5 B 1 1 / 0 2

F 2 5 B 1 / 0 0