

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5613122号
(P5613122)

(45) 発行日 平成26年10月22日 (2014. 10. 22)

(24) 登録日 平成26年9月12日 (2014. 9. 12)

(51) Int. Cl. F I
F 2 5 B 1/00 (2006.01)
 F 2 5 B 1/00 3 9 9 A
 F 2 5 B 1/00 3 0 4 G

請求項の数 2 (全 15 頁)

(21) 出願番号	特願2011-167214 (P2011-167214)	(73) 特許権者	512283726
(22) 出願日	平成23年7月29日 (2011. 7. 29)		アイス エナジー ホールディングス、イ
(62) 分割の表示	特願2007-509688 (P2007-509688)		ンコーポレイテッド
原出願日	平成17年4月22日 (2005. 4. 22)		アメリカ合衆国 カリフォルニア州 91
(65) 公開番号	特開2011-208939 (P2011-208939A)		203 グレンデール、ミルフォード ス
(43) 公開日	平成23年10月20日 (2011. 10. 20)	(74) 代理人	110001427
審査請求日	平成23年8月23日 (2011. 8. 23)		特許業務法人前田特許事務所
(31) 優先権主張番号	60/564, 723	(72) 発明者	ロバート エス. ヒックス
(32) 優先日	平成16年4月22日 (2004. 4. 22)		アメリカ合衆国 80535 コロラド州
(33) 優先権主張国	米国 (US)		, ラポルト, オウル キャニオン トレイ
			ル 13456

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷媒の圧力および流量を制御する方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

冷媒の圧力および流量を制御する方法であって、

前記冷媒が制御装置の入口から出口へと通過する時の前記冷媒中の蒸気量に応じて前記冷媒の流量を変化させることによって、前記制御装置の入口と出口との間で該制御装置の混合相調節器を通過する前記冷媒の前記流量を制御することによって、前記冷媒の圧力を調節する工程と、

前記冷媒の相に対応して、高圧の第1チャンバから中圧の第2チャンバへのフローを形成し、前記第1チャンバから低圧の第3チャンバへのフローを調節するバルブを用いて、前記第1チャンバを、前記第2チャンバおよび前記第3チャンバから分離する工程と、

前記第1チャンバの冷媒入口で高圧冷媒を受け取る工程と、

前記第1チャンバと前記第2チャンバとの間に正差圧がある時に、前記第1チャンバからの前記高圧冷媒の第1の部分を前記第2チャンバで受け取ることによって、該高圧冷媒の圧力を低下させて中圧冷媒を生成する工程と、

前記第2チャンバと前記第3チャンバとの間に正差圧がある時に、前記第2チャンバからの前記中圧冷媒を前記第3チャンバで受け取ることによって、該中圧冷媒の圧力を低下させて第1低圧冷媒を生成する工程と、

前記第1チャンバと前記第3チャンバとの間に正差圧がある時に、前記第1チャンバからの前記高圧冷媒の定量部分を前記第3チャンバで受け取ることによって、該高圧冷媒の圧力を低下させて第2低圧冷媒を生成する工程と、

10

20

前記第3チャンバ中の前記第1低圧冷媒と前記第2低圧冷媒とを混合して、低圧冷媒を生成して送出する工程を備えることを特徴とする方法。

【請求項2】

請求項1の方法において、

前記入口と前記出口との間に配置された上記バルブを、前記混合相調節器中の前記冷媒の差圧および相に反応するピストンを用いて開閉する工程をさらに備えることを特徴とする方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、空調ユニット内の冷媒流量を調節することに関し、より具体的には、蓄積された熱エネルギーを電力需要のピーク時に利用するシステムに関するものである。

【0002】

関連出願の相互参照

本出願は、2004年4月22日に出願された米国仮出願第60/564,723号の「高性能冷媒式蓄熱冷却システムにおける冷却剤管理のための混合相流量調節器」に基づき、その利益を主張するものである。その全ての開示内容はここに引用として組み込まれる。

【背景技術】

【0003】

ピーク時の電力消費需要が増加していく中で、空調電力負荷をオフピーク時間帯および割引帯にシフトするために、氷蓄熱が利用されている。ピーク時間帯からオフピーク時間帯への負荷シフトだけでなく、ユニット容量および効率を向上させることもまた要求されている。蓄熱システムを備えた現行の空調ユニットは、大規模商業用建物においてしか実用的ではない水冷器に頼っているといた欠点があるため、その成果には限界があり、その効率を向上させることは困難である。大規模および小規模商業用建物において蓄熱の利点を実用化するためには、蓄熱システムの製造および設計に費やすコストを最小限に抑えること、変動する動作条件下で最大効率を維持すること、冷媒管理構造の信頼性および簡潔さを高めること、ならびに様々な冷却または空調用途に対する汎用性を維持することが要求される。

【0004】

蓄積した熱エネルギーを供給するためのシステムは、ともにHarry Fischerによる特許文献1および2、Fischerらによる特許文献3、ならびにNarayanamurthyらによる特許文献4においてすでに検討されている。これら全ての特許は、氷蓄熱を利用して空調負荷をオンピーク電気料金帯からオフピーク電気料金帯へシフトさせることによって、経済的効果をもたらしている。これらの教示および開示内容はすべてここに引用として参照する。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】米国特許第4735064号明細書

【特許文献2】米国特許第4916916号明細書

【特許文献3】米国特許第5647225号明細書

【特許文献4】米国特許出願公開第10/967114号明細書

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

本発明は、制御装置の入口と出口との間で冷媒の圧力/流量を調節する混合相調節器を提供することにより、先行技術における短所や制限を克服するものである。

【課題を解決するための手段】

10

20

30

40

50

【 0 0 0 7 】

本発明の実施形態は、冷媒の圧力および流量を制御する方法であって、前記冷媒が制御装置の入口から出口へと通過する時の前記冷媒中の蒸気量に応じて前記冷媒の流量を変化させることによって、前記制御装置の入口と出口との間で該制御装置の混合相調節器を通過する前記冷媒の前記流量を制御することによって、前記冷媒の圧力を調節する工程と、前記冷媒の相に対応して、高压の第1チャンバから中圧の第2チャンバへのフローを形成し、前記第1チャンバから低压の第3チャンバへのフローを調節するバルブを用いて、前記第1チャンバを、前記第2チャンバおよび前記第3チャンバから分離する工程と、前記第1チャンバの冷媒入口で高压冷媒を受け取る工程と、前記第1チャンバと前記第2チャンバとの間に正差圧がある時に、前記第1チャンバからの前記高压冷媒の第1の部分の前記第2チャンバで受け取ることによって、該高压冷媒の圧力を低下させて中圧冷媒を生成する工程と、前記第2チャンバと前記第3チャンバとの間に正差圧がある時に、前記第2チャンバからの前記中圧冷媒を前記第3チャンバで受け取ることによって、該中圧冷媒の圧力を低下させて第1低压冷媒を生成する工程と、前記第1チャンバと前記第3チャンバとの間に正差圧がある時に、前記第1チャンバからの前記高压冷媒の定量部分を前記第3チャンバで受け取ることによって、該高压冷媒の圧力を低下させて第2低压冷媒を生成する工程と、前記第3チャンバ中の前記第1低压冷媒と前記第2低压冷媒とを混合して、低压冷媒を生成して送出する工程を備えることを特徴とする方法であってもよい。

10

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 0 8 】

【 図 1 】 混合相調節器を用いる高性能冷媒式蓄熱冷却システムの一実施形態を示す図である。

20

【 図 2 】 混合相調節器を用いる高性能冷媒式蓄熱冷却システムの一実施形態を示す図である。

【 図 3 】 混合相調節器の一実施形態を示す図である。

【 図 4 】 混合相調節器によって調節される冷却システムの冷却サイクルを示す図である。

【 発明を実施するための形態 】

【 0 0 0 9 】

本発明は様々な形の実施形態を含み得るが、その具体的な実施形態を図面に基づいてここに詳細に説明する。本開示は発明の原理を例示するものにすぎず、以下の具体的な実施形態に限定されるものではない。

30

【 0 0 1 0 】

図 1 に、混合相調節式の流量制御装置、すなわち混合相調節器を用いる高性能冷媒式蓄熱冷却システムの実施形態を示す。ここに記載する実施形態では、付加的な構成要素が最小限に抑えられているので、空調ユニット（凝縮ユニット）が蓄熱を行うために使用するエネルギー以上のエネルギーはほとんど使用されない。冷媒による蓄熱システムは、各種の用途に使用できるように汎用性をもって設計されている。従来の空調システムでは、コンプレッサから熱負荷への冷媒供給量を調節するために、導管およびオリフィスと共にサーモスタット膨張弁が用いられている。サーモスタット膨張弁システム以上の効率向上を目的として、液相気相混合物のかわりにほとんど液体状の冷媒を蒸発器に供給する自然循環式または液体供給過剰システムが検討されている。しかしながら、自然循環式または液体供給過剰システムでは、直接フィードバックのための過熱冷媒が存在しないので、サーモスタット膨張弁を使用することは不可能である。

40

【 0 0 1 1 】

そこで、自然循環式または液体供給過剰システムにおいて、直接フィードバックがないためにサーモスタット膨張弁を使用することができない冷却システム内の冷媒圧力を調節するために、混合相調節器が開発された。自然循環式、液体供給過剰またはその他の冷却システムの冷却容量は、コンプレッサとコンデンサとを備えた標準的な空調ユニットに由来する。これらのシステムでは、作業入力（work input）の吸収と、一連の相変化作用とによって、低温媒体から高温媒体に熱を伝達するために使用できる材料である冷媒が用い

50

られる。

【0012】

混合相調節器は、入力（コンプレッサ）側で十分な圧力増大があった時のみ、バルブ（オリフイス）を開いて液相冷媒を放出するように設計されている。このように、コンプレッサ（主動力源）は冷却負荷に対応する低温液体を供給するためだけに動作する。したがって、混合相調節器はコンプレッサからアキュムレータへの蒸気供給量を減らす一方、冷媒圧力をコンデンサ圧力から蒸発器飽和圧へと低減させる。このことにより、システムの全体効率が向上し、自然循環式または液体供給過剰システムでの冷媒管理が簡素化される。ここに開示する混合相調節器は、コンプレッサに吸入アキュムレータが組み込まれているか、またはコンプレッサに液体が到達することを防止するその他の装置が組み込まれている、どのようなタイプの自然循環式冷媒システムにも容易に組み込むことができる。このシステムは、空調装置、冷却器、冷凍機、冷凍庫、プロセス冷却装置等を包含するが、これらに限定されるわけではない。

10

【0013】

ここに開示する実施形態は、間欠的に少量の蒸気を抜き出すことによってベーパーロックを防止する。また、通常の冷却システムに要求される蒸発器コイル出口からのフィードバックを必要としないという利点がある。混合相調節器は空調ユニットの押圧に幅をもたせるので、周囲環境制御キットを用いなくとも、低周囲温度での動作が可能になる。空調ユニット内の押圧は、低周囲温度条件下（すなわち $< 50^{\circ}\text{F}$ ）で「変動」する（冷媒圧に応じて変化する）。標準的なサーモスタット膨張弁は、正常に動作するためには少なくとも 100PSI の差圧を要する。したがって、混合相調節器を用いると押圧制御の必要がなくなる。混合相調節器は、標準的なシステムと比べて、システムの高圧側から低圧側への蒸気の経路をごく狭小にするので、調節中の冷媒漏れが解消される。混合相調節器は、空調ユニットから液体冷媒を効果的に排出して空調ユニットを効率的に動作させ続け、熱交換器内の冷媒にパルス作用を与える。このパルス作用によって、冷媒は攪拌され続け、熱交換器内での凝縮熱伝達係数が増加する。したがってシステムの伝熱効率が向上する。

20

【0014】

ここに開示する実施形態では、大規模商業用の冷水を提供するために、または複数の蒸発器に対して直接的に冷媒空調を行うために、蓄熱エネルギー（熱容量）を利用することができる。この構成では、複数の動作モードが採用される。また、任意の構成要素を追加することができ、最大効率でのエネルギー蓄積を保證するスマートコントロール（smart control）を組み込むことも可能である。本システムは、凝縮ユニットに接続されると、第1の期間で冷却エネルギーを蓄積し（水を凍結させる）、第2の期間でその蓄積された熱容量を利用して冷却を行う（氷を溶かす）。

30

【0015】

図1に、本システムを定義する4つの主要構成要素を備えた高性能冷媒式蓄熱冷却システムの一実施形態を示す。空調ユニット102は、コンプレッサ110とコンデンサ111とを用いて、高圧液体供給ライン112を介して冷却管理ユニット104へと送られる高圧液体冷媒を生成する従来の凝縮ユニットである。冷却管理ユニット104は、水を満たした絶縁タンク140と製氷コイル142とを備えた蓄熱アセンブリ106に接続されている。空調ユニット102、冷却管理システム104および蓄熱ユニット106は、負荷熱交換器108（屋内冷却コイルアセンブリ）に対して効率的なマルチモード冷却を行うように連携して動作する。これにより、本システムの主要な動作モードの機能が実行される。

40

【0016】

さらに図1に示すように、第1の期間（製氷）において、空調ユニット102は、高圧液体供給ライン112を介して冷却管理ユニット104へと送られる高圧液体冷媒を生成する。高圧液体供給ライン112は、内部に熱交換器を形成する油蒸留器/サージ容器116を通過する。油蒸留器/サージ容器116は、3つの効果を有する。つまり、低圧冷媒中の油を凝縮して、油戻しキャピラリ148および乾式吸引戻り管114を介してコン

50

プレッサ 110 に戻すために用いられる。また、第 2 の期間（冷却モード）において、液体冷媒を蓄積するために用いられる。さらに、コンプレッサ 110 を作動させた直後に、製氷／排水コイル 142 および総合冷媒管理容器 146 での急激な冷媒膨張によってコンプレッサ 110 に液体が流れ込むことを防止するために用いられる。油蒸留器／サージ容器 116 がなければ、油はシステム内に残存したままコンプレッサ 110 に戻されないの
10

【 0017 】

低温の液体冷媒は、油蒸留器／サージ容器 116 内の内部熱交換器に接触し、高圧の（温かい）液体は内部熱交換器の中に存在している。蒸気が形成されて、油蒸留器／サージ容器 116 の上端部へ上昇し、排気キャピラリ 128（またはオリフィス）を通過して湿式吸引戻り管 124 に再び導入される。排気キャピラリ 128 の長さおよび内径によって、油蒸留器／サージ容器 116 内の圧力が制限され、製氷期間における油蒸留器／サージ容器 116 内の冷媒量が制限される。

【 0018 】

液体冷媒ポンプ 120 は、第 2 の期間中に作動すると、揚水式（pumped）液体供給ライン 122 に冷媒液体を供給する。この冷媒液体はその後蓄熱冷却システムの負荷部 108 内の負荷熱交換器 123 の蒸発器コイルに送られる。低圧冷媒は、負荷熱交換器 123 の蒸発コイルから湿式吸引戻り管 124 を介して、アキュムレータまたは総合冷媒管理容器（URMV）146 に戻される。同時に、不完全に蒸留された油を多く含む冷媒は、油蒸留器／サージ容器 116 の底部から流出して油戻しキャピラリ 148 を通過し、総合冷媒管理容器内から排出される低圧蒸気とともに乾式吸引戻り管 114 へ再導入され、空調ユニット 102 へ戻される。油戻しキャピラリ 148 は、油を多く含む冷媒が油蒸留器／サージ容器 116 から排出される時の速度を制御する。油戻しキャピラリは、高圧液体供給ライン 112 内の高圧の温液体冷媒によって加熱され、油をコンプレッサ 110 内の油受けに戻す。
20

【 0019 】

また、湿式吸引戻り管 124 は、分岐器 130 に接続している上部ヘッダアセンブリ 154 に接続されて、混合相調節器 132 からシステムに低圧冷媒を供給する。混合相調節器 132 は、コンデンサ 111 内に十分な量の液体がある時にのみ開放されて液相冷媒を流すバルブ（オリフィス）を組み込むことにより、システム内の冷媒流量を計量しながら調節する。この混合相調節器 132 は、コンプレッサ 110 から総合冷媒管理容器 146 への余剰の蒸気供給量（飽和高圧液体の圧力が下がる時に形成されるフラッシュガス以外）を減少させ、その一方で、所定の圧力をコンデンサ圧力から蒸発器飽和圧力へと減少させる。その結果、システムの全体効率が向上し、自然循環式または液体供給過剰システムの冷媒管理部 104 が簡素化される。したがって、圧力出力を調節することができる調節流量制御装置を備えること、または冷媒の温度または蒸気含有量とは無関係に流量制御を行うことによって冷媒流量を計測しながら調節することは有用である。この圧力または流量の制御は、システムのその他の部分からの独立したフィードバックを利用せずに、例えば従来の熱膨張バルブを用いて行われる。
30

【 0020 】

絶縁タンク 140 は、製氷／排水兼用コイル 142 を有する。これらのコイルは自然循環および液体冷媒排出を行うように配置されており、上側が上部ヘッダアセンブリ 154 に、下側が下部ヘッダアセンブリ 156 に接続されている。上部ヘッダアセンブリ 154 および下部ヘッダアセンブリ 156 は絶縁タンク 140 から外側方向に冷却管理ユニット 104 へと延びている。冷媒が製氷／排水コイル 142 およびヘッダアセンブリ 154 および 156 を流れると、第 1 の期間において、コイルは蒸発器として機能し、絶縁タンク
40

10

20

30

40

50

140内の流体/氷152は固体化する。製氷/排氷コイル142ならびにヘッダアセンブリ154および156は、冷媒回路の低圧側に接続され、自然循環および液体冷媒排出を行うように配置されている。第2の期間では、暖気相冷媒が製氷/排氷コイル142ならびにヘッダアセンブリ154および156を循環して冷媒を凝縮し、氷が融解される。

【0021】

冷媒管理ユニット104はアキュムレータとして機能する総合冷媒管理容器146を有する。総合冷媒管理容器146は冷媒回路の低圧側に配置されていくつかの機能を実行する。総合冷媒管理容器146は冷媒エネルギー蓄積期間において気相冷媒から液相を分離し、冷却期間においても同様に動作する。総合冷媒管理容器146は冷媒エネルギー蓄積期間において、液体冷媒を円柱状に形成し、絶縁タンク140内の製氷/排氷コイル142を通過する自然循環を持続させる。乾式吸引戻り管114は、第1のエネルギー蓄積期間において、総合冷媒管理容器146の上端部の出口から空調ユニット102内のコンプレッサ110へ低圧気相冷媒を供給する。湿式吸引戻り管124は、冷媒エネルギー蓄積システムが冷却を行う第2の期間において、上部ヘッダアセンブリ154の上端部の入口から蒸発器（負荷熱交換器123）に接続するように設けられる。

【0022】

第1の期間は、水から顕熱および潜熱を取り除いて水を凍結させる冷媒エネルギー蓄積期間である。コンプレッサ110の出力は、高圧液体に凝縮された高圧冷媒蒸気である。（揚水式液体供給ライン122の）液体冷媒ポンプ120の出口に設けられたバルブ（図示せず）は、負荷部108への接続を制御する。例えば、液体冷媒ポンプが停止した時に接続を閉鎖する。第1の期間では、冷液体を沸騰させる油蒸留器/サージ容器116内において、高圧の温液体から低圧の冷液体へと熱が移動する。油蒸留器/サージ容器116内での液体沸騰中に生じる蒸気による圧力上昇により、冷液体が油蒸留器/サージ容器116から排出され、第1の期間においてシステムを正常に動作させるためにこれを必要とする製氷/排氷142に移動する。第2の期間では、空調ユニット102内のコンプレッサ110がオフになっているので、高圧の温液体は高圧液体供給ライン112を通過しない。したがって、前記の温液体から冷液体への熱移動は中断される。この中断により、第1の期間における容器内のガス圧が高くなるため、液体は総合冷媒管理容器146および製氷/排氷コイルから油蒸留器/サージ容器116へと戻される。

【0023】

エネルギー蓄積期間では、高圧液体冷媒は空調ユニット102から内部熱交換器へと流動する。これにより、一部を除くほとんどの低圧液体溶媒が油蒸留器/サージ容器116に入らないようになる。容器内の冷媒は、2つのキャピラリ管（チューブ）によって決定される速度で沸騰する。キャピラリのうちの1つは、油蒸留器/サージ容器116内の冷媒水位を制御する排気キャピラリ128である。もう1つは、油を多く含む冷媒を所定の速度で空調ユニット102内のコンプレッサ110に戻すための油戻しキャピラリ148である。総合冷媒管理容器146内で円柱状となる液体冷媒は、重力の作用を受ける。油蒸留器/サージ容器116を円柱状の総合冷媒管理容器146の底部近傍に配置することにより、油蒸留器/サージ容器116および蓄熱ユニット106への液体冷媒供給量が一定に保たれる。サージ機能によって、冷却期間での過剰の冷媒が絶縁タンク140内の製氷/排氷コイル142から排出されるので、第2の期間において冷媒を凝縮するための表面積が最大に維持される。

【0024】

油蒸留器/サージ容器116の物理的な位置決めは、システムのその他の部分に関して、油蒸留器およびサージ容器としての性能を左右する一要因である。この油蒸留器/サージ容器116は、コンプレッサ110に戻るはずの冷媒と共に流入してきた油をコンプレッサに戻すための経路をさらに形成する。油蒸留器/サージ容器116から排出されるわずかにサブクーリングされた（冷媒の気相-液相温度よりも低温）高圧液体冷媒は、混合相調節器132を通過するが、この間に圧力降下が生じる。

【0025】

10

20

30

40

50

上記のように、冷媒管理ユニット104には、空調ユニット102から高压液体供給ライン112を介して高压液体冷媒が送られる。高压液体冷媒は、油蒸留器/サージ容器116内の熱交換器を通過してわずかにサブクーリングされ、その後混合相調節器132へと流入し、そこで圧力降下を生じる。混合相調節器132を用いることにより、液体冷媒の圧力降下に加えて、多くの好ましい作用がもたらされる。混合相調節器132を通過する冷媒の量は、エネルギー蓄積期間における製氷コイル142内での冷媒沸騰速度に対応するため、冷媒水位の制御が不要になる。

【0026】

混合相調節器132は、液体冷媒を通過させるが、蒸気を検知すると閉鎖される。調節器の低い方で蒸気が存在していれば、圧力が生じてバルブが閉鎖される。これがピストンに作用するその他の力と組み合わせさせて、所望の蒸気量に対応する適当なトリガーポイントでピストンを閉鎖する。このトリガーポイントは調節器の設計によって(つまり、調節器の構成要素の形状および材質を変えることによって)、予め設定されていてもよい。トリガーポイントは、調節器の形状を自動または手動で調整することによって調節してもよい(ピストンの排気量限界までねじ調節する)。

【0027】

混合相調節器132の開閉動作の結果として混合相調節器132から排出される冷媒に生じるパルス作用は、液体冷媒にパルス効果を生じさせ、これがURMV146中の閉鎖された円柱内に定在波を生じさせる。これにより、エネルギー蓄積を行う第1の期間において、製氷コイル142およびコンデンサ111内の液体冷媒が攪拌されて伝熱効果が向上し、液相冷媒および気相冷媒の分離が支援される。混合相調節器132は、総合冷媒管理容器146と連動して、第1の期間において空調ユニット102から液体冷媒を排出し、凝縮用の表面積から凝縮液をなくして、凝縮に利用できる状態にする。混合相調節器132により、空冷式空調ユニット102の押圧を、周囲温度に応じて変動可能にすることができる。本システムでは、直接膨張式冷却装置に接続される大多数の凝縮ユニットに必須とされる過熱回路は不要である。

【0028】

混合相調節器132から排出された低压混合相冷媒は、分岐器130を通り、総合冷媒管理容器146への入口と製氷コイル142の上部ヘッドアセンブリ154との間に位置するエゼクタ(または注入ノズル)に到達して、冷媒の自然循環を促進する。冷媒エネルギー蓄積期間において、エゼクタは、冷媒が分岐器130から排出される時に、エゼクタの直上流側および蓄熱ユニット106の上部ヘッドアセンブリ154内において、圧力降下を生じさせる。その結果、製氷コイル142内での冷媒循環速度が上昇し、同時にシステム性能が向上する。

【0029】

混合相調節器132は、排出口での差圧が室外の周囲温度の増減に応じて変動するため、コンプレッサ110からの冷媒流量の変化に対応する。これにより、凝縮圧が周囲温度に応じて変化するようになる。周囲温度が低下すると、コンプレッサ110の押圧が減少し、その結果エネルギー消費が減少してコンプレッサ110の容量が増加する。混合相調節器132は、液体冷媒を通過させるが、蒸気を検知するとピストンを閉鎖する。つまり、混合相調節器132は一時的に気相混合物を「トラップ」に保留する。高压液体を検知すると、ピストンは設置位置から持ち上げられて、液体が通過する。

【0030】

したがって、混合相調節器132は、蒸気圧によって、高压液体冷媒を低压液体冷媒とフラッシュ蒸気とに変換することを可能にする。混合相調節器132によってせき止められた蒸気は、コンデンサ111へ戻るラインの圧力を増加させ、さらに液体の状態に凝縮される。混合相調節器132は自動調節型であり、寄生損失を持たない。また、混合相調節器132は、液体から蒸気を除去し、システムの低压側および高压側の両方にパルス作用を生じさせることによって、熱交換器のコイルの伝熱効率を向上させる。上記したように、混合相調節器は、低压液体を通過させるために開放され、その後高压側の蒸気をトラ

10

20

30

40

50

ップするために閉鎖され、調節器の低圧側でパルス作用を生じさせる。このパルス作用は、沸騰および凝縮段階の熱交換器の内壁部をさらに湿潤させるため、熱移動が促進される。

【0031】

低圧混合相冷媒は総合冷媒管理容器146に入り、液体成分と蒸気成分とに分離される。これは重力によって液体は底部に落下し、蒸気は上昇するためである。液体成分は、総合冷媒管理容器146の、システム中の冷媒投入量によって決められた水位まで満たされる一方、蒸気成分は空調ユニット102のコンプレッサに戻される。通常の直接膨張式冷却システムでは、蒸気成分はシステム全体を循環するため、効率が低下してしまう。図1に示す本実施形態では、蒸気成分は蒸発器を通過することなく、直接コンプレッサ110へ戻される。総合冷媒管理容器146内において円柱状となる液体冷媒は重力の作用を受け、エネルギー蓄積期間において2つの経路を有する。その1つは、油蒸留器/サージ容器116へ続く経路であって、流出速度はキャピラリ管128および148によって調整される。

10

【0032】

円柱状液体冷媒の2つめの経路は、下部ヘッダアセンブリ156へ続き、製氷/排水コイル142および上部ヘッダアセンブリ154を通り、総合冷媒管理容器146を通過してコンプレッサ110へ戻る経路である。この重力による循環では、水等の相変化液体でタンクが満たされると、熱容量が氷として蓄積される。総合冷媒管理容器146内の液体の静水頭はポンプとして機能し、製氷/排水コイル142内に流れを生じさせる。冷媒が蒸気になると、コイル内の液体水位が、総合冷媒管理容器146中の液体水位より下がってくるので、総合冷媒管理容器146と製氷/排水コイル142との間の継続的な流動が促進される。この総合冷媒管理容器146と製氷/排水コイル142との間の差圧により、自然循環が維持される。冷媒は、まず蒸気となり、その後(蓄積サイクルにおいて)液体冷媒と蒸気になり、そして上部ヘッダアセンブリ154から総合冷媒管理容器146へと戻される。

20

【0033】

冷媒が総合冷媒管理容器146に戻されると、熱流束は漸減し、氷が厚くなっていく(熱抵抗が増加する)。液体は、冷媒管理ユニット104の総合冷媒管理容器146に戻され、蒸気は空調ユニット102のコンプレッサ110に戻される。自然循環により、製氷は均一かつ確実に行われる。製氷/排水コイル142のうちの1つのコイルが他のコイルよりも多く氷を製造していれば、その熱流速度を低下させる。そして、全コイルの熱流速度がほぼ同じになるまで、そのコイルの隣にあるコイルにはより多くの冷媒が供給される。

30

【0034】

製氷/排水コイル142の構成により、製氷を行う蓄積(第1)期間において、コンプレッサ吸入圧を高く保つ(つまり吸入ガス密度が高い)製氷パターンが作成される。エネルギー蓄積を行う(第1)期間の最終段階では、各製氷/排水コイル142間の全ての間隙が氷で塞がれる。したがって、氷に対する水の表面積が減少し、吸入圧が劇的に降下する。この吸入圧の降下は、調節可能な冷媒圧スイッチによって凝縮ユニットが自動的に停止するフル蓄熱状態を示す目安として考えることができる。

40

【0035】

エネルギー蓄積を行う第1の期間において空調ユニット102がONされると、低圧液体冷媒が液体冷媒ポンプ120を通過することが重力によって阻止され、負荷熱交換器123への侵入が揚水式液体供給ライン122のポペット弁(図示せず)によって阻止される。蓄熱システムがフル蓄熱状態であって、空調ユニット102が停止しているとき、混合相調節器132は、冷媒システム圧力を速やかに均一化する。この急速な圧力均一化により、高性能の低始動トルクモータをコンプレッサ110において使用することが可能になる。負荷熱交換器123は、冷媒が(混合相の液体および蒸気として)負荷熱交換器123から、または(飽和蒸気のみとして)湿式吸引戻り管124を通過して、上部ヘッダア

50

センブリ 1 5 4 へと流れるように、蓄熱システムの上部または下部のいずれの位置にあってもよい。上部ヘッダアセンブリ 1 5 4 を通過した後は、製氷 / 排水コイルを通過して再び液体へと凝縮される。

【 0 0 3 6 】

図 2 に、高性能冷媒式蓄熱冷却システムにおいて冷却剤管理を行う混合相調節器の一実施形態を示す。従来の凝縮ユニット 2 0 2 を備えた蓄熱冷却システムは、コンプレッサとコンデンサとを用いて、高圧液体供給ライン 2 1 2 を介して混合相調節器 2 3 2 に送られる高圧液体冷媒を生成する。混合相調節器 2 3 2 は、コンプレッサから熱負荷へ供給される冷媒の流量を制御および調節するために用いられる。低圧混合相冷媒 2 6 2 は、混合相調節器 2 3 2 から排出されて、気相冷媒から液相冷媒を分離する総合冷媒管理容器 2 4 6 に蓄積される。混合相調節器 2 3 2 は、コンプレッサから総合冷媒管理容器 2 4 6 への蒸気供給量を最小限にするために用いられる一方で、コンデンサ圧力と蒸発器の飽和圧との冷媒差圧を低減させる。

10

【 0 0 3 7 】

混合相調節器 2 3 2 は、コンデンサにおいて十分な圧力増大があった時にのみ、ユニット内のバルブ（オリフィス）を開くように設計されている。このように、コンプレッサ（主動力源）は冷却負荷に対応する低温液体を供給するためだけに動作する。また、混合相調節器 2 3 2 は、負のフィードバックによって冷却サイクルを調節する。つまり、混合相調節器 2 3 2 に入るサブクーリングがあまりにも少ない場合、調節器は、より多くの蒸気を通して、蒸発器コイル 2 2 2 での伝熱効率を低下させる。これにより、コンデンサ / コンプレッサは冷媒をさらにサブクーリングするので、負荷の均衡が取り戻される。サブクーリングが多すぎる場合は、混合相調節器は蒸気の供給を少なくする。この蒸気はシステム内を滝のように流れて類似ではあるが逆の効果をもたらし、冷却バランスを設計点まで再び戻すようにする。

20

【 0 0 3 8 】

エネルギー蓄積モードにおいて、総合冷媒管理容器 2 4 6 は、液体冷媒を、液体供給ライン 2 6 6 を介して、冷却を氷として蓄積する氷タンク熱交換器 2 4 0 に供給する。氷タンク熱交換器 2 4 0 に冷却が送られると、混合相冷媒は湿式吸引戻り管 2 2 4 を通って総合冷媒管理容器 2 4 6 に戻される。乾式吸引戻りライン 2 1 8 は、凝縮ユニット 2 0 2 で圧縮および凝縮するために気相冷媒を戻し、熱エネルギー蓄積サイクルを完了させる。

30

【 0 0 3 9 】

冷却モードでは、総合冷媒管理容器 2 4 6 は、液体冷媒をポンプ吸入口ライン 2 6 4 に通して液体冷媒ポンプ 2 2 0 に供給する。ここで冷媒は、ポンプ排出口ライン 2 6 0 を通って蒸発器 2 2 2 へと汲み上げられる。冷却が蒸発器コイル 2 2 2 に送られると、混合相または飽和冷媒は、低圧蒸気ライン 2 6 8 を介して氷タンク熱交換器 2 4 0 に戻され、エネルギー蓄積モードで製造された氷を使って凝縮および冷却される。その後、気相冷媒は、液体供給ライン 2 6 6 を介して総合冷媒管理容器 2 4 6 に戻される。

【 0 0 4 0 】

図 3 に、高性能冷媒式蓄熱冷却システムにおいて冷却剤管理を行う混合相調節器 3 0 0 の一実施形態を示す。図 3 に示すように、高圧液体冷媒は（通常は図 2 に示す凝縮ユニット 2 0 2 から）、混合相調節器 3 0 0 の流入口 3 0 2 側の高圧側に入り、入口チャンバ 3 2 8（チャンパ I）に蓄積される。主な調節装置であるピストン 3 1 8 は、中間キャピティ 3 3 2 内のシャフトに沿って摺動する。ピストン 3 1 8 は、図示のような形状であってもよく、圧力操作のための表面積を増加させるように上部にピストンフランジ 3 1 4 が設けられ、下部が先細状になっている。ピストン 3 1 8 は、直径が先細になった部分が出口ポート 3 2 6 の真上に当接した状態が定位置である。入口チャンバ 3 2 8 は、冷媒流入口 3 0 2 を上流側の境界として、中間キャピティ 3 3 2 へ冷媒を流すための第 1 出口をピストンフランジ 3 1 4 の位置に有し、さらに出口ポート 3 2 6 を介して流出口側に通じる第 2 出口を有する。中間チャンバ 3 3 8（チャンパ II）は、その境界として、ピストンフランジ 3 1 4 と中間シリンダ 3 1 2 との間にある入口と、通気口 3 1 0 の下部にある出口と

40

50

を有する。出口チャンバ336(チャンバIII)は、通気路310にある中間チャンバ338の出口を第1入口とし、バルブ面316にある入口チャンバ328の出口を第2入口とする。出口チャンバ336は、流出口304を出口側の境界とする。

【0041】

入口チャンバ328内の流体がピストン318に十分な圧力を作用させている時は、ピストン318は持ち上げられる。この十分な圧力は、ピストン318の形状および材質、流体の状態ならびにピストン318に作用する3つのキャビティの圧力によって決定される。ピストン318の動作は、力(3つのチャンバ内の圧力および重力)の組み合わせによって調節される。ピストン318が中間キャビティ332内へ上昇すると、ピストンフランジ314の端部と中間シリンダ312の内壁との間に形成される環状部を通る流れが生じる。この時、ピストン318とバルブ面316との間に隙間ができるので、流体は出口ポート326を通過して出口チャンバ336に入り、コンデンサから蒸発器へ移動する流体の圧力が低下する。

10

【0042】

ピストンフランジ314が上昇して中間キャビティ332に入った後、中間キャビティ332内の流体圧力が増加し、入口チャンバ328の内圧と等しくなる。このことにより、重力と出口チャンバ226内の圧力が、中間チャンバ(チャンバII338)内の圧力よりも大きくなり、ピストン318が(ピストンフランジ314とともに)バルブ面316の方へ移動する。そして、出口ポート326を通る流れが遮断される。この時点で、入口チャンバ328の内圧が再び上昇し、上記のプロセスが繰り返される。ピストン318の急速な上昇と下降が生じるのは、ピストン318の全移動距離が短いからである。蒸発器およびコンデンサの両方において高い境界伝熱効果(熱伝達係数)をもたらすのは、このピストン318の上昇と下降(パルス作用)である。この高い境界伝熱は、気相冷媒および液相冷媒を攪拌するハンマー効果(圧力パルス)によって生じる圧力波によってもたらされる。例えば石鹸水が部分的に入った容器では、気泡がだんだん小さくなって混合相の泡を形成する。この泡状冷媒は、冷媒混合物の表面積(濡れ面の割合)を著しく増加させるので、伝熱特性が向上する。

20

【0043】

例えば、ピストン318は、流入口302(高圧側-チャンバI)と流出口304(低圧側-チャンバIII)との差圧が、例えばピストン318の自重等の対向する力よりも十分に大きい時に上昇する。流入してきた冷媒が高品質(大部分が蒸気成分)であれば、ピストンフランジ314は蒸気圧の差だけで中間キャビティ332へと上昇する。短い距離を上昇するとすぐに、この差圧は通気路310によって均等化され、ピストン318は重力によってバルブ面316に引き戻される。入口チャンバ328内を上昇してピストンフランジ314の底部に突き当たる高速流体流の運動エネルギーにより、本システムに作用するさらなる起動力が与えられる。ピストン318が持ち上げられると、高圧液体が低圧のバルブ面316を通過して排出される。これにより、コンデンサ内から液体がなくなる。したがって、入口チャンバ328へと流れる蒸気含有量が比例的に高い冷媒は、ピストン318を再び重力によって引き戻し、主要なバルブ口(出口ポート326)を閉鎖する。

30

【0044】

液体がバルブ面316を通過して出口ポート326に(チャンバIからチャンバIIに)入ると、圧力が低下し、この液体の一部が急激に蒸発するので、冷媒体積が増加する。したがって冷媒速度も増加するが、これはこのプロセスが寸法に制約があるシステムの中で起こるものだからである。この冷媒流の運動エネルギーは、エゼクタでの圧力降下を生じさせるので、運動エネルギーを位置エネルギーに変換される総合冷媒管理容器へ冷媒流が流入することが促進される。このエネルギー変換により、第1の期間において製氷/排氷コイル142(図1参照)を通る冷媒流が加勢される。

40

【0045】

混合相調節器300は、バルブ面316からの中間シリンダ312の高さを調節して、流体が通過するピストンフランジ314と中間シリンダ312の内壁との間の開口部の純

50

面積を調整することにより、ピストン 318 を脈動させるように調節することができる。これによって中間キャピティ 332 の純開口サイズが増減するので、ピストン 318 を脈動させるための差圧が調節される。この調節は、ねじ切りされたシリンダシステム 306 を回転させて、ロックアウト 308 でアセンブリを定位置にロックすることによって行うことができる。このように、バルブ（オリフィス）は、コンデンサ内に十分な量の液体が入っている時のみ開放される。したがって、コンプレッサ（蓄熱冷却システムの主動力源）は、冷却負荷に対応する低温液体を供給するためだけに動作するため、システム効率が向上する。

【0046】

混合相調節器 300 は、周囲空気に冷媒を漏出してはならないため、閉鎖系として動作する。調節部とチャンバとの接合部には封止が施され、特にクロロフルオロカーボン（CFC）およびハイドロクロロフルオロカーボン（HCFC）等の過フッ化炭化水素である冷媒がシステムから環境中に放出されないようになっている。中間シリンダ 312 は、オーリング状のシリンダ封止部材 320 によって上部ハウジングに封止されている。シリンダシステム 306 は、キャップシール 324 としてのオーリング状封止部材によって上部ハウジングに封止されている。混合相調節器 300 の上部ハウジングは、中間シリンダ 312 の位置で、バルブシステムハウジングのオーリング状封止部材 322 によって下部ハウジングに封止されている。バルブ面は、オーリング状の入口チャンバ封止部材 334 によって低圧の出口チャンバ 336 に封止されている。

【0047】

図 4 に、混合相調節器によって調節される冷却システムの冷却サイクルを示す。図 4 に示すように、圧力 - エンタルピー図には混合相調節器の冷却サイクル 404 の熱力学的原理が明示されている。蒸気平衡曲線 402 は、特定の圧力およびエンタルピーにおいて、冷媒の相が平衡になっている点を表す。蒸気平衡曲線 402 より下の領域は混合相冷媒（気相と液相の両方）を示し、曲線の外側の領域は単相冷媒を示す。平衡曲線 402 の右側では、冷媒は気相として存在し、平衡曲線 402 の左側では、冷媒は液相として存在する。冷却サイクル 404 は蒸気平衡曲線 402 に重ねられ、冷却システムの冷却サイクルの 4 つの工程を表す。この 4 つの工程は、冷媒の圧縮、熱除去、膨張および熱吸収である。

【0048】

サイクルポイント I 410（通常は蒸発器コイル）から出発するシステム内の冷媒は、低温低圧の気相流体である。冷媒の状態は、システム内の冷媒に対するコンプレッサの作用により、サイクルポイント I 410 からコンプレッサ平衡線 418 を通ってサイクルポイント II 412 へ移動する。コンプレッサは、蒸発器コイルから抜き出される冷媒蒸気を圧縮して冷媒蒸気圧を増加させることによって、蒸気温度を上昇させる。コンプレッサ平衡線 418 の終点は、コンデンサおよび蒸発器の動作条件によって決定される。コンプレッサ平衡線 418 の経路は、冷媒システムで用いられる特定のコンプレッサおよび冷媒の動作特性によって決定される。

【0049】

サイクルポイント II 412 で、冷媒は高温高圧の単相冷媒蒸気となる（蒸気平衡曲線 402 の外側および右側）。この冷媒は、ほぼ一定の圧力で、コンデンサ平衡線 420 を通ってサイクルポイント II 412 からサイクルポイント III 414 へと導かれる。コンデンサ平衡線 420 の経路は主に、ヒートシンク（冷媒により加熱される媒体）の温度と、熱交換器、混合相調節器および冷媒の動作特性とによって決定される。このプロセス中、蒸気は冷却システムの外部にある熱伝達系のヒートシンク内のコンデンサに押し込められる。コンデンサの中では、冷媒から熱が除去され、液相状態に凝縮される。この熱はヒートシンクを介してシステムの外へ排出される。冷却サイクル 404 において、冷媒が蒸気平衡曲線 402 の左側に移動すると、混合相調節器の作用によって冷媒からエンタルピーが除去できる範囲が調節される点まで、冷媒のサブクーリング 426 が生じる（混合相調節器平衡線 422）。混合相調節器平衡線 422 の経路は、混合相調節器の特定の形状の動作特性、使用する冷媒の種類、ならびにコンデンサおよび蒸発器の動作特性によって決定

10

20

30

40

50

される。

【0050】

サイクルポイントIII4 1 4の冷媒は、中温高圧の单相液体冷媒である。図3に示すような混合相調節器は、冷媒を混合相調節器内で膨張させ、冷媒エネルギーを変化させずに圧力を低下することによって、冷媒をサイクルポイントIII4 1 4からサイクルポイントIV4 1 6へ導く。これは混合相調節器平衡線4 2 2として表す。本サイクルにおけるこの工程では、混合相調節器を通過する流量を、冷媒が平衡曲線4 0 2上のフラッシュポイント4 2 8に到達するまで増加させることにより、冷媒圧を一定のエンタルピーで減少させる。

【0051】

上記したように、混合相調節器内の気相冷媒によってピストンが閉鎖され、高位の冷媒の圧力によってピストンが開放される。したがって、混合相蒸気によってピストンの周期運動が生じ、ピストン閉鎖時間に対するピストン開放時間の比として定義されるデューティサイクルが生じる。図3に示すように、ピストンが開状態の時は、冷媒は圧力を低下させながらチャンバ1からチャンバ3を通過する。混合相調節器が蒸気を検知した時、あるいは冷媒中に瞬間蒸発が生じるような流れの場合には、ピストンは閉鎖され、流れの進路はチャンバ1からチャンバ2へと変更される。このサイクルが繰り返され、膨張工程で流量調節が行われて圧力が減少する。これにより、ピストン閉鎖時間に対するピストン開放時間の比（デューティサイクル）が変化する。膨張工程において冷媒中の蒸気含有率は増加するので、デューティサイクルもまた増加する。冷却システムは、ピストンの急速な周期運動に対応することができないため、混合相調節器においてデューティサイクル（開放時間対閉鎖時間の割合）によって決定される流量の時間平均値によって、冷却サイクルの均衡点が決定される。サイクルポイントIV4 1 6では、混合相蒸気および液体冷媒は低温低圧となる（大部分が液相）。

【0052】

サイクルポイントIV4 1 6の冷媒は、蒸発器平衡線4 2 4に沿って液体を蒸発器で蒸発させることによって、サイクルポイントI4 1 0に戻されて冷却を行う。蒸発器平衡線4 2 4の特性は、主に熱源（冷却対象の媒体）の温度、熱交換器特性および冷媒特性によって決定される。そして、冷媒はサイクルポイントIの開始点に戻って低温低圧の気相冷媒となり、上記プロセスが再開される。

【0053】

混合相調節器は、飽和気相冷媒をコンプレッサに直接的に戻す（冷媒を過熱させずに）冷媒回路制御装置として機能する。従来の蒸発器では冷媒を過熱するために過剰なスペースおよびエネルギーを消費していたが、混合相調節器はこれを回避し、コンプレッサをより低温でより効率的に動作させるという利点を有する。過熱された冷媒には、熱膨張バルブが必要である。なぜなら、過熱領域内の冷媒はバルブを実際に制御するためのフィードバックとして利用されるからである。システム内に過熱器がないと、熱膨張バルブの動作が不安定になる。従来のフロート弁は中間チャンバ（チャンバIII3 3 8）を備えていないので、冷媒の瞬間蒸発に対する感度を有していない。フロート弁の遅延応答時間（開時および閉時）により、冷却システムの効果的な調節が妨げられる。また、従来のフロート弁では、潜在的なベーパーロックを引き起こす混合相冷媒の経路に対応することができない。

【0054】

混合相調節器を用いて高性能蓄熱冷却システムにおける冷却剤管理を行うことにより、多くの利点が得られる。従来の空調システムでは、蒸発器の供給量は、約15%蒸気（質量パーセント、使用する冷媒により異なる）であるが、これは損失容量である。自然循環式または液体過剰供給システムは、製氷/排水コイル1 4 2と総合冷媒管理容器1 4 6との間の静水頭での動作圧差を推進力として利用することにより、蒸発器に液体を供給する前に2つの相（液体および気体）を分離させるアキュムレータを介して動作する。フラッシュ蒸気成分は、総合冷媒管理容器1 4 6の上端部を介して蒸発器（製氷/排水コイル1

10

20

30

40

50

42)をバイパスし、乾式吸引管114を介してコンプレッサ110に直接移動する。
【0055】

上記実施形態は、蓄熱システムにおいてだけでなく、例えば、住宅用空調、小売業環境、小規模商業用建物、モートルおよび小型輸送用途、研究室、無菌環境、データ処理および発電所におけるプロセス冷却、食肉、鶏肉、魚、乳製品、果物、野菜、果汁および飲料の冷却、冷凍学、生物医学および低温下における使用ならびに脱水システム等の産業冷却、さらには地熱および太陽熱エネルギーシステム等のエネルギーシステムといった様々な冷却用途の冷却システムにおいて、冷媒回路を管理するために用いることができる。

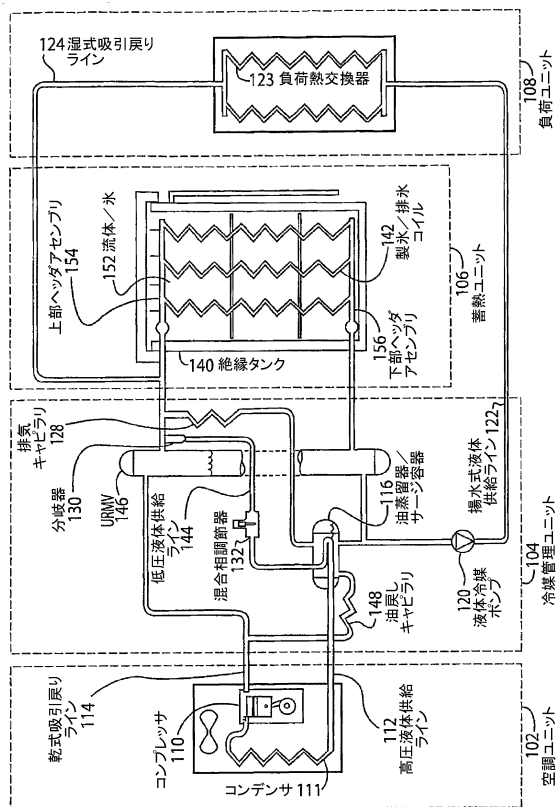
【0056】

上記実施形態では、大量の冷媒流が調節されるが、冷媒温度や蒸発器コイル出口からの蒸気過熱フィードバックを必要とせず、また高圧側から低圧側へ蒸気をほとんど通過させないため、従来の供給過剰システムで失われた効率化が得られる。混合相調節器は、凝縮ユニットの押圧に幅をもたせるため、周囲環境制御キットを使用しなくても、周囲温度が低い条件下での動作が可能になる。この装置は、調節中の流体漏れを防ぎつつ、各種動作条件に簡単に適合させることができる。上記した本発明の記載は、例示および説明のためのものである。本発明はここに開示した形態に厳密に限定されるのではなく、上記の教示を考慮した上で改良および変更することが可能である。実施形態の説明は、本発明の原理およびその実際的な用法を最もよく説明するものであり、したがって当業者は、彼が意図する特定の用途に相応するように、各種実施形態および各種改良に本発明を最適に利用することができる。添付の請求項は、先行技術の限定範囲を除いたその他の実施形態を包含する。

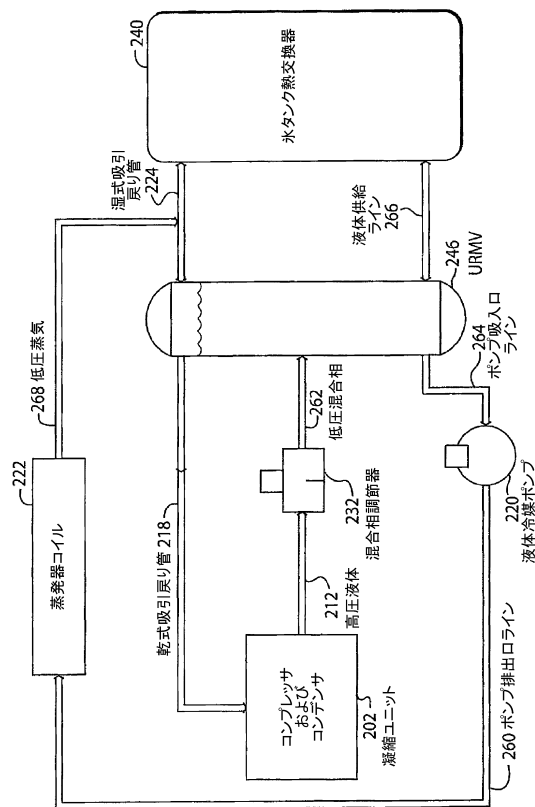
10

20

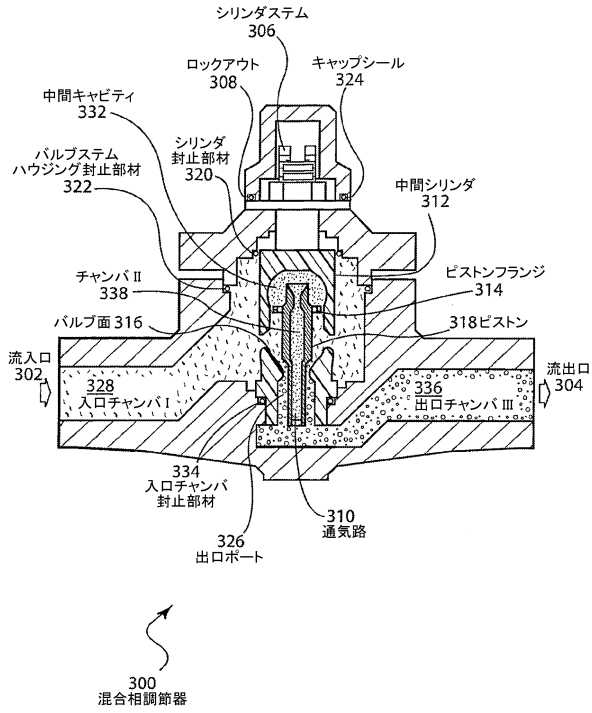
【図1】



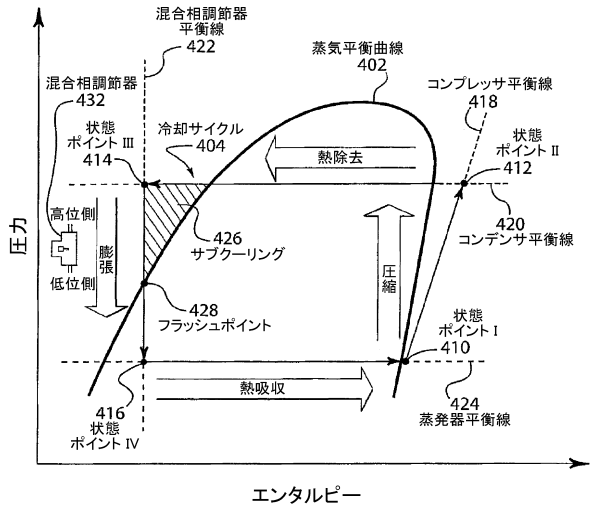
【図2】



【図3】



【図4】



フロントページの続き

- (72)発明者 ロバート ケー . ケリガン
アメリカ合衆国 80513 コロラド州, バーソード, エルムウッド ストリート 2028
- (72)発明者 クリストファー エー . ケイ
アメリカ合衆国 80525 コロラド州, フォートコリンズ, クリフローズコート 1219
- (72)発明者 ラマチャドラン ナラヤナマーシー
アメリカ合衆国 80538 コロラド州, ラブランド, グレイズ ピーク ドライブ 2043
#204

審査官 鈴木 充

- (56)参考文献 特開平07-294043(JP, A)
国際公開第96/011369(WO, A1)
特開2004-093033(JP, A)
特開2002-349732(JP, A)
特開平10-184983(JP, A)
米国特許第06325101(US, B1)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F25B 1/00