

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6208694号
(P6208694)

(45) 発行日 平成29年10月4日(2017.10.4)

(24) 登録日 平成29年9月15日(2017.9.15)

(51) Int.Cl.		F I			
F 2 4 H	1/18	(2006.01)	F 2 4 H	1/18	3 0 1 Z
F 2 4 H	1/00	(2006.01)	F 2 4 H	1/00	6 3 1 A

請求項の数 13 (全 18 頁)

(21) 出願番号	特願2014-559296 (P2014-559296)
(86) (22) 出願日	平成25年2月28日(2013.2.28)
(65) 公表番号	特表2015-508885 (P2015-508885A)
(43) 公表日	平成27年3月23日(2015.3.23)
(86) 国際出願番号	PCT/GB2013/050506
(87) 国際公開番号	W02013/128200
(87) 国際公開日	平成25年9月6日(2013.9.6)
審査請求日	平成28年2月25日(2016.2.25)
(31) 優先権主張番号	1203642.2
(32) 優先日	平成24年3月1日(2012.3.1)
(33) 優先権主張国	英国 (GB)

(73) 特許権者	514219363 ウエスト ヒート リカバリー リミテッド 英国 ケーエイ197キューティー、ア イルシレ、メイボール、バイ ストレ イトン、ハイ ガルファー
(74) 代理人	100101281 弁理士 辻永 和徳
(72) 発明者	トムソン コリン トーマス アメリカ合衆国 76401 テキサス州 ステフェンビル、ウエスト ジョーン ズ ストリート 1167

審査官 柳本 幸雄

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱回収

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

排熱と熱交換することにより水を加熱するように配置された1以上の熱交換機、
該熱交換機によって加熱された水を貯蔵するように配置された貯蔵容器、およびポンプを
含み、

該熱交換機は、加熱された水が該貯蔵容器と該熱交換機を含んでいる回路を該ポンプによ
って循環させられる第1の運転モード、および

入ってくる供給水を受け入れ、加熱された水が該熱交換機を迂回する回路で該ポンプによ
って循環させられる第2の運転モードの間で切り替え可能であり、

1以上の該熱交換機が、該貯蔵容器における水位により、第1の運転モードと第2の運
転モードの間で切り換えられ、

第1と第2の運転モードの両方の間に、少なくとも希望の最低温度の加熱された水を少な
くとも1つの出口に供給する、

水を加熱するようにされた熱回収システム。

【請求項2】

該貯蔵容器における水位が上限に達したとき、1以上の該熱交換機が第1の運転モードに
切り換えられる、請求項1記載のシステム。

【請求項3】

第1の運転モードにおいて1以上の該熱交換機を通した加熱された水の循環が、該貯蔵容
器における希望の最小の水温を維持するために使われる、請求項2記載のシステム。

10

20

【請求項 4】

該貯蔵容器内が希望の最小の水温となった時、第 1 の運転モードにおいて排熱が 1 以上の該熱交換機を迂回する、請求項 3 記載のシステム。

【請求項 5】

該貯蔵容器内が所望の最高水温に達したら、排熱は 1 つまたは複数の熱蓄積ユニットに流れがそらされ、熱貯蔵ユニットが満タンであるときにだけ排熱は 1 以上の熱交換機を迂回する、請求項 3 記載のシステム。

【請求項 6】

多数の複数の該熱貯蔵ユニットがカスケードに配置され、該カスケードは最も高い設計温度の該熱貯蔵ユニットで始まり、冷媒の凝縮温度に達するまで、その後続く該熱貯蔵ユニットの設計温度を徐々に低下させる、請求項 5 記載のシステム。

10

【請求項 7】

該貯蔵容器における水位が下限に達したとき、1 以上の該熱交換機が第 2 の運転モードに切り換えられる、請求項 1 から 6 のいずれか 1 項記載のシステム。

【請求項 8】

第 2 の運転モードにおいて、加熱された水の循環は 1 以上の該熱交換機を迂回するようにされ、1 以上の該熱交換機は入って来る供給水を加熱し、該貯蔵容器内の温水の温度を希望の最低温度以下に低下させずに、該貯蔵容器を満たす、請求項 7 記載のシステム。

【請求項 9】

第 2 の運転モードにおいて、1 以上の該熱交換機が入って来る供給水を該貯蔵容器における希望の最低温度より高い温度まで加熱する、請求項 8 記載のシステム。

20

【請求項 10】

第 1 および第 2 の運転モードの間に、該ポンプが連続して運転される、請求項 1 から 9 のいずれか 1 項記載のシステム。

【請求項 11】

排熱が冷凍システムから得られる、請求項 1 から 10 のいずれか 1 項記載のシステム。

【請求項 12】

排熱が空調システムから得られる、請求項 1 から 10 のいずれか 1 項記載のシステム。

【請求項 13】

請求項 1 に記載のシステムを提供することによって、水を加熱するために排熱を回収する方法。

30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は熱回収に関し、特に水を加熱するための排熱の回収に関するが、これに限定されるものではない。排熱は水ではなく熱伝達流体に移動され、次に熱伝達流体が受領流体へ熱を転移することができる。あるいはまた、排熱は直接、水、油、ミルクまたは頻りに消費される液体のような他の流体などの受領流体に転移されることができる。一例として、排熱は消費される液体を低温殺菌するか、または輸送のために凍結された輸送された食物および飲み物を解凍するのに使用されることができる。

40

【0002】

エネルギーの上昇する費用は排熱ストリームから熱を回収する価値に注意を向けた。食品加工プラントにおける冷却装置、および洗浄、殺菌およびすすぎに必要な大量の温水の必要に関心が持たれている。

【0003】

空調装置はこの用途の目的のための冷却装置の定義に属すと考えられるべきである。住宅および商業的な空調ユニットは、多量の排熱エネルギーを発生し、コンプレッサーからの排出ガスから回収でき、たとえば冷水部ある受領流体へコスト的に有利に供給することができる。

【0004】

50

そのような食品加工工場は例えば、工業団地のような工業地域に位置しているか、または食糧生産地域、たとえば農場に位置することができる。そのようなプラントとしては酪農、醸造所、ワイン醸造所、チーズプラント、および肉加工プラントを含むが、このリストは制限的なものではない。酪農業者の例では、エネルギーの上昇する費用に加えて、第2の原動力は、より効率的になり、経済的規模を求める圧力に通じ、例えば、それぞれの生産ユニットにおけるより多い乳牛への圧力である。乳牛の数が増加するのに従って、酪農装置の工業化とオートメーションの必要性は最高になる。

【0005】

第1の態様では、本発明は、請求項1に記載される熱回収システムを提供する。システムの好ましい特徴は請求項2～13に記載される。

10

【0006】

この態様では、排熱回収システムは水を加熱するようにアレンジされ、該システムは排熱との熱交換により水を加熱するように配置された1以上の熱交換機、排熱との熱交換機により加熱された水を格納するために配置された貯水容器、およびポンプを含み、該熱交換機が、貯蔵容器と熱交換機を含む配管内をポンプにより水が循環させられる第1の運転モードと、水は熱交換機を迂回する配管内をポンプによって循環させられる第2の運転モードとの間でスイッチング可能であり；第1と第2の運転モードの両方の間、少なくとも希望の最低温度の水を少なくとも1つの出口に供給する。

【0007】

20

1以上の熱交換機は貯蔵容器の水位に従って、第1と第2の運転モードの間で切り替えることができる。貯蔵容器における水位が上限になると操作の第1のモードに1以上の熱交換機を切り換えることができ、熱交換機を通る水の循環は希望の最低温度を維持するようにされる。貯蔵容器における水位が下限になると操作の第2のモードに1以上の熱交換機を切り換えることができる。そして、加熱された水の循環は1以上の熱交換機を迂回するようにされ、貯蔵容器内の温水の水位が上限に達するまで1以上の熱交換機は入って来る水を加熱し、温水の温度が希望の最低温度以下に低下させない。

【0008】

多量の温水および/またはより高い温度の水が必要である用途では、インラインヒートポンプまたは二次コンプレッサーが、主コンプレッサーの排気パイプに取り付けられることができる。ヒートポンプまたは二次コンプレッサーが吐き出しガス温度と圧力を増加させ、したがって、受領流体に転移されることができる追加の熱を発生させる。

30

【0009】

1以上の熱貯蔵ユニットは排熱回収システムの中に組み込まれることができる。本発明のこの態様では、排熱が利用可能である間、回収された熱に対する要求がほとんど無い場合、たとえば水槽が満タンであり温度目標値が満たされている場合に、排熱を貯蔵するために有用である。また、そのような熱貯蔵ユニットは、貯蔵空間が問題となる用途にもインストールされることができる。熱貯蔵ユニットは、使用される冷媒の物理特性を考慮に入れて設計され、建設される。

【0010】

40

熱貯蔵ユニットはカスケード配列に設置することができ、熱貯蔵ユニットのそれぞれの貯蔵所の設計温度が前のものより低くされ、その結果、効果的にプレ凝縮器であるシリーズを形成する。カスケードの端のより高温の熱貯蔵ユニットの貯蔵所で冷媒を過熱せず、低温の端では熱貯蔵ユニットの貯蔵所は、凝縮サイクルが始められる温度に達するまで冷媒から顕熱を得る；その結果、最大の排熱エネルギーを得る。望ましくは、この凝縮サイクルは、最も高い設計温度熱貯蔵ユニットから始まって、その後熱貯蔵ユニット設計温度を徐々に下降させて、冷媒の凝縮温度に達するまでの、熱貯蔵ユニットのカスケードをインストールすることによって作成される。本発明のこの態様のための熱貯蔵ユニットの好ましいタイプは、相変化に伴う潜熱にアクセスするために、相変化材料を含むものである。異なる設計温度の熱貯蔵ユニットが異なる相変化材料を含むことは明らかであろう。

50

【0011】

例えば、R22冷媒では、カスケードは200°F(93°C)の熱貯蔵ユニットから始まって熱貯蔵ユニットあたり20°F(11°C)減少すると、5つの熱貯蔵ユニットがカスケードにインストールされる場合では120°F(49°C)に達する。この温度は約220psigの冷媒圧力で凝縮が始まる温度である。一度、相変化材料がそれが液体になる温度よりも高い温度になったら、熱貯蔵ユニットの貯蔵容器の入り口の3方弁が閉じられ、冷媒が熱貯蔵ユニットの貯蔵容器を迂回するようにされ、より高い温度の冷媒がカスケードの熱貯蔵ユニットの次の貯蔵容器に到達するようにされる。熱貯蔵ユニットは連続的に接続されて、徐々に低下する設計温度の熱貯蔵ユニットを冷媒が通るようにされ、それぞれの熱貯蔵ユニットで相変化材料を、相変化材料が液体になる設計温度まで加熱する。元の状態に相変化材料を戻すため、より冷たい流体、空気またはガスが熱貯蔵ユニットの2次配管を通過しなければならない。次に、相変化材料が固体状態に戻る時に、熱貯蔵ユニットは熱を受領流体に放出することができる。そのようなシステム内のどんな熱貯蔵ユニットも、システム中に組み込まれた別々のコンプレッサーからの複数の熱交換機を持つことができ、複数の冷却回路から熱貯蔵ユニットに熱が供給されるようにできる。熱貯蔵ユニットまたは類似の設計温度を有する複数の熱貯蔵ユニット内の伝熱速度を増加させるために、いったん設計温度を超えて相変化材料が液体になったら、類似の設計温度を有する1以上の熱貯蔵ユニット内を相変化材料を循環させ、それにより伝熱速度を増加させるために、インラインポンプを有することが有益である。

10

【0012】

排熱のすべての適当なソースを使うことができる。好適な実施例では、冷凍機、冷蔵庫または空調装置からの排熱が使用される。1以上のコンプレッサーが電動機または他の手段によって動かされる冷凍サイクルから排熱を回収することができる。

20

【0013】

本発明の手段によって、水は冷凍サイクルからの排熱を使用して、ガスまたは電気温水加熱の支援なしで排水を150°F(65°C)以上の温度まで加熱することができる。これは地方条例に基づいて装置を殺菌するのに必要とされる温度で洗浄、殺菌およびすすぎをするに十分なものである。温水の即座の供給は、最大180°F(82°C)の温度で行うことができ、これは食物処理装置、限定的ではないが特に液体が処理される装置の有効な洗浄と殺菌に必要とされるに十分なものである。

30

【0014】

現在使用されている冷凍システムでの冷媒はR-22を含むが、オゾン層破壊の可能性のため、R-22をR404Aや、R407Cや、R134aやR507Aなどの他の冷媒への取り替えが進んでいる。これらはすべてオゾン層破壊の可能性が無く、R-22などのオゾン減少させる冷媒が段階的に廃止され、それらのすべてがより広く使用されるようになる。しかしながら、R404AとR410Aには高い地球温暖化の潜在性(二酸化炭素の効果の1725倍)があると考えられ、これはR-22と同様である。本発明の最も効果的な使用のために、少なくとも200°F(93°C)の出口ガス温度を有する冷媒を使用することが、望ましいかもしれない。アンモニア(ほとんどの冷媒より、R22よりも高いガス排出温度を持っている)は本発明における使用に特に適しているかもしれない。

40

【0015】

本発明に記載されている冷凍システムからの排熱回収の例は、収穫した後に酪農場でミルクを冷却するために使用されている。すべての酪農場が、それぞれのセッションの終わりに、彼らのミルク貯蔵容器とパイプをすすぎ、殺菌し、再度すすぎ必要がある。これは、すべての残乳のバルクを取り除くために典型的に第1の冷水すすぎを使用し、洗剤が含まれている温水での洗浄があとに続き、次に別の冷水すすぎと、殺菌された冷水でのすすぎで終わる。洗濯とすすぎプロセスは典型的に30分かかるとある。本明細書に記載された排熱回収システムを使用することによって、100頭の乳牛の家族経営酪農場から大きい何千頭もの群れの乳牛の商業的酪農場まで、補助的な温水加熱の必要性なしで温水

50

の要求を満たすことができる。

【0016】

例えば、100頭の牛の小さい酪農場は、冷凍サイクルを運転するのに典型的に10万BTU(29.3kW)のコンプレッサーを使用する。本発明と関連して使用できるそのようなサイズの典型的な冷凍コンプレッサーはManeurop MT100HS(登録商標)である。このサイズの酪農場の乳をしぼるセッションは2時間かかることがある。その後、パイプラインとタンクを洗浄する必要がある。そのようなサイズの酪農場では、150°F(65)の80-100米国ガロン(302-378リットル)の温水が必要であるだろう。本発明の排熱回収システムでは、Maneurop MT100(登録商標)コンプレッサーからの排熱を使用することで150°F(65)の温水を1分あたり1米国ガロン、2時間で最大150°F(65)の温水を120米国ガロン製造できる。これは、それぞれの乳をしぼるセッションの終わりまでの必要量と余分を提供するに十分である。

10

【0017】

同様に、300頭の搾乳牛の酪農場は典型的には100,000BTU(29.3kW)の3個のコンプレッサーで冷凍サイクルを運転する。そしてそれに比例して、150°F(65)の温水がそれぞれの乳をしぼるセッションの終わりまでに製造される。300頭の搾乳牛のそのような酪農場は、ミルクパイプラインおよびミルク受容器を洗浄して、殺菌するために150~200米国ガロン(570~760リットル)の温水を必要とし、ミルク貯蔵タンクを洗浄して殺菌するために、80~100米国ガロン(300~380リットル)を必要とする。

20

【0018】

単一のコンプレッサーを含むシステムは、図1で図説される。そして、1個以上のコンプレッサーを含むシステムは、図2で図説される。少なくとも100,000BTU(29.3kW)までのコンプレッサーを含む場合、それぞれのコンプレッサーはそれ自身の冷媒回路を有し、したがって、本発明の場合にはそれ自身の熱交換機を有することが望ましいことが見いだされた。しかしながら、1個以上のコンプレッサーを含むより大きい設備の場合では、一つの冷媒回路がすべてのコンプレッサーによって共有される完全に分岐された配管のシステムを組み込むことが可能であるかもしれない。

【0019】

貯蔵容器は例えば、イソフタル酸系樹脂、フィラメントに巻かれたe-ガラス、フォーム断熱コア、ガラス繊維などの外側のスキン、任意に白いゲルコートで仕上げられたものなどの食物グレードの材料で造られたよく絶縁されたタンクを含む。そのようなタンク設計は非常に高い絶縁係数を持っているタンクをもたらす。

30

【0020】

たぶん、貯蔵容器は同様のサイズの酪農場において設置された典型的なタンクの容積の2から3倍であることができる。そのような大きな貯蔵容器により、24時間すべての期間の使用にも十分な温水を提供できる。

【0021】

本発明によって、購入するかまたは太陽光発電または風力発電により生成された補助的な電気加熱を含む電気、またはガスの補助的な温水加熱なしで、適切な温水を提供できるレベルまで排熱回収の効率を上げることができる。本発明に関する更なる任意の態様は、入って来る水が、たとえばさらなる熱交換機によりあらかじめ加熱されることができるというものである。これは給水温度が46°F(8)未満に下がり、温水の達成可能な容積の限定因子になることがある国で特に有益である。

40

【0022】

本発明の好ましい態様では、ろう付けされたプレート式熱交換器(brazed plate heat exchanger)が採用される。熱交換機中のろう付けされたプレートは、ゴムや、熱交換機のプレートの間のシールのような非金属の部品が存在しないので、より高い圧力と温度での操作を許容する。複数の高い摩擦パスを持つろう付けされたプレート式熱交換器は、現在

50

では凝縮器ファンによってしばしば大気に放出されている圧縮サイクルからの排熱よりも、より大きな量を回収可能である。本発明の効率的な操作に適したろう付けされたプレート式熱交換器は、Southwest Thermal Technology Inc.製のものを含む。ろう付けされたプレート式熱交換器は、小さなサイズと高能率操作を提供する。それらはそれぞれが2枚の薄い入れ子にされたプレートを含む多くのプレート要素で構成される。これらの要素がそれらの間の流れ空間を画定して、隣接している要素はそれらの周囲の周りでろう付けされ、端部によって接合されている。

【0023】

ろう付けされたプレートユニットは同じ能力の代替の熱交換装置より最大6倍小さい。すべてのプレートが互いに180°で反対にターンした、ろう付けされたステンレス鋼板の構造が説明される。このデザインはそれぞれ反対の方向に流れる、単位体積あたりの大きな表面積にわたり、2つの非常に乱流である流路を創造し、顕著に高い伝熱性能を許容する。

10

【0024】

食品加工業の用途においては、2重管の真の対向流で、機械的に洗浄可能な熱交換機が、品質保証を向上するために好ましい。ただし、すべて2重管タイプの熱交換機が本発明の熱回収システムにおいて使用できる。本発明のシステムの中で好適に使用される2重管タイプの熱交換機としては、Doucette Industries Inc.製のもものが挙げられる。

【0025】

現在の実施システムで頻繁に使用される排熱回収温水タンクは、熱い冷媒ガスとの熱交換のために1枚の壁だけが提供されるので、排熱回収の効率が悪い。本発明の開発で行われたトライアルにおける計測は、熱い冷媒ガスが現在使用されている温水タンクを出る温度がタンク内の水温より高いことを示した。その結果は排熱のすべてが回収されていないことを示す。これに対して本発明では、ろう付けされた熱交換機と先進の制御システムとの結合により、排熱回収の最も高い効率を提供し、使用可能な排熱を高い割合で回収できる。

20

【0026】

本発明の更なる特徴は、貯蔵容器と熱交換機との間で水を循環する際に、熱交換機を水が高速で通過することである。これは硬水領域で特に有益であり、スケールの堆積を抑えるために使用する事ができる。このため洗浄して堆積されたスケールを除去するためにシステムを停止することを避けることができる。

30

【0027】

ろう付けされた熱交換機への入り口に置かれたオリフィス、例えば、5/16インチ(8mm)によって、ろう付けされた熱交換機の狭い通路を通して1分あたり10米国ガロン(38リットル)の典型的な速度で温水を循環させるのに必要である圧力を高めることができる。これはタンクウォシャーやパーラーウォッシュシステム(parlour wash system)などの洗浄サイクルの間に温水を必要とする全ての装置に十分な背圧を引き起こす。その結果、追加ポンプの使用を避けて、更なる省エネルギーを達成する。

【0028】

それぞれのろう付けされた熱交換機は完全に、3方向バイパスバルブによって温度制御される。温水タンクの中の水の温度が設定温度、例えば150°F(65°C)に成った時に、熱い冷媒ガスが従来システムのように自動的に凝縮器に供給される。

40

【0029】

本発明の好ましい特徴は以下の1つ以上を含む。

1. 熱回収タンクと相対する高能率のろう付けされた熱交換機またはダブルウォールの管状熱交換機の使用。高能率ろう付けされた熱交換機が本発明を実施するのに好ましいが、本発明はそのような熱交換機の使用に依存しない。ダブルウォールの管状の熱交換機などの他の現在利用可能なタイプの熱交換機も十分に機能する。おそらく効率は低い、より容易にクリーニングできるであろう。将来本明細書に記載された高能率熱交換機よりさらによく作用する新たな熱交換機が開発されることも予期される。

50

2. ろう付けされた熱交換機と制限オリフィスの使用から生じる背圧を使用することで給温水システムを加圧する。

3. 充填運転モードの間に排熱を使用し、貯蔵容器が設定温度の上限またはそれより少し低い温度の温水を受け入れるようにすると、パイプラインまたは装置を洗浄して、殺菌するのに必要な温度における温水が連続的に利用可能である。

4. また、循環運転モード間に排熱を使用し、設定温度に維持し、高い流速の温水で熱交換機を洗い流すと、その結果、手動または化学フラッシングまたはパージで熱交換機をきれいにするための休止時間を顕著に減少できる。

【0030】

冷却ユニットは電源ユニットを含む。国内の市販の冷蔵庫は、秒あたりのキロジュール (kJ/s) または冷却の毎時の英国熱量単位 (Btu/時間) で評定できる。市販の産業用冷凍システムのために、世界の大部分は冷却の基本単位としてキロワット (kW) を使用する。典型的に、北アメリカの市販の産業用冷凍システムは冷却トン (TR) で評定される。歴史的に、1 TR は 1 日で 0 (32 °F) の水の米 1 トンを凍らせるエネルギー除去量と定義された。多くの初期の冷凍システムが製氷にあったので、これは重要であった。この簡単な TR ユニットはエネルギー消費に対して 1 日間の氷の出力を測定する簡単な方法を提供した。従来よりも製氷室は低温産業のより小さい一部となったが、それにもかかわらず、ユニット TR は北アメリカで使用され続けた。歴史的に定義されるユニットの値は、約 11,958 Btu/時間 (3.505 kW) であるが、12,000 Btu/時間 (3.517 kW) になるように再定義された。

【0031】

認識されたパラメータではないが、冷凍システムの動作係数 (COP) はシステムの総合効率を測定するのにおいて非常に重要である。それは kW でのエネルギー入力で割られた kW での冷凍能力と定義される。COP は非常に簡単な能力の基準であるが、それは北アメリカでの工業用冷凍では典型的に使用されない。これらのシステムの所有者とメーカーは典型的に性能係数 (PF) を使用する。システムの PF は入力された馬力を TR での冷凍能力で割ったものとして定義される。COP と PF の両方が全体システム、または、システム構成部品に適用される。たとえば、個々のコンプレッサーが、入力された体積流量に基づく予想された冷却に対して、コンプレッサーを動かすのに必要であるエネルギーを比較することによって評定される。冷凍システムのための COP と PF の両方が具体的な運転条件として定義されるのに留意することは、重要である。定義された操作条件から離れることは、図 7 で Maneurop MT100HS コンプレッサーの例で図説されるように、冷凍システムの性能を劇的に変える。

【0032】

第 2 の態様では、本発明は本発明の第 1 の態様によるシステムを提供することにより、水などの受領流体を加熱するための排熱を回収する方法を提供する。

【0033】

本発明方法は、排熱と熱交換することにより水を加熱するための 1 以上の熱交換機、そのように加熱された水のための貯蔵容器、および水を循環するためのポンプを提供することを含む。本発明方法は、ポンプによって 1 以上の熱交換機を通して水が循環されている第 1 の運転モードと、ポンプで循環される水が 1 以上の熱交換機を迂回する第 2 の運転モードの間で切り換える工程を含み、1 以上の熱交換機は入って来る供給水と接続可能である。

【0034】

第 3 の態様では、本発明の第 1 の態様によるシステムを提供することによって、任意の適当な熱伝達流体を加熱する排熱回収方法を提供する。

【0035】

これらと他の特徴、利益、および本発明の利点は添付図面を参照して例示の実施態様の以下の説明から、より完全に理解される。

【図面の簡単な説明】

10

20

30

40

50

【 0 0 3 6 】

【図 1】図 1 は 1 個のコンプレッサーと 1 個の熱交換機で操作される本発明のシステムを示す。

【図 2】図 2 は 2 個のコンプレッサーと 2 個の熱交換機で操作される本発明のシステムを示す。

【図 3】図 3 は循環水に熱を転移することができた速度をテストするために、1 分あたり 10 米国ガロン（37.8 リットル）で水を循環している状態で循環モードでセットアップされた本発明によるシステムのフローチャートである。（テスト # 1）；

【図 4】図 4 はテスト # 1 の結果のグラフである。

【図 5】図 5 は供給水に熱を転移することができた速度をテストするために、1 分あたり 1.0 米国ガロン（3.8 リットル）で入る水で充填モードでセットアップされた本発明によるシステムのフローチャートである。（テスト # 2）

【図 6】図 6 はテスト # 2 の結果のグラフである。

【図 7】図 7 は 60 Hz で冷媒として R22 を使用して作動する Maneurop MT 100 HS 冷凍コンプレッサーの性能を示す。

【図 8】図 8 は本発明によるシステムが、どのようにしてユニットが温度のカスケードで作動するように配置した複数の熱貯蔵ユニットに結合されて、それぞれの熱貯蔵ユニットが異なった温度で温水を供給できるかを示す図である。

【 0 0 3 7 】

以下のリストの参照番号が、様々な構成部品を示すのに以下の説明と図面で使用される：

- | | |
|-----------------------------------------|----|
| 1 . 入って来る冷水 | |
| 2 . 硬水軟化器 | |
| 3 . 液体噴射ポンプ | |
| 4 . シェルアンドチューブ熱交換機 | |
| 5 . 真空ポンプ | |
| 6 . 流量計 | |
| 7 . 冷水単一パス（即時の熱）調節弁 | |
| 8 . フロートスイッチ | |
| 9 . ろう付けされた熱交換機 | |
| 10 . 3 方向高温気体バルブ | 30 |
| 11 . 水貯蔵タンクまたは貯蔵容器 | |
| 12 . 温水循環ポンプ | |
| 13 . 凝縮器 | |
| 14 . コンプレッサー | |
| 15 . 蒸発缶 | |
| 16 . Y ストレナー | |
| 17 . 磁気非リターンバルブ、たとえば Magni（登録商標）チェックバルブ | |
| 18 . 真空ポンプのための電動機 | |
| 19 . 温度調整センサ # 2 | |
| 20 . 圧力計 # 1 | 40 |
| 21 . 温度調整センサ # 1 | |
| 22 . 圧力計 # 2 | |
| 23 . 圧力制御装置 | |
| 24 . 流量調整装置 | |
| 25 . 圧力計 # 3 | |
| 26 . ミルク / 水の熱交換機 | |
| 27 . ろう付けされたプレート冷水ソレノイド | |
| 28 . 温度調節弁 | |
| 29 . 温度サーモスタットバルブ | |
| 30 . 温度調整ゲートバルブ | 50 |

- 31. 温水循環制御バルブ
- 32. 流量制御弁
- 33. スプリングチェックバルブ

【0038】

図1に関する発明の操作手順の例

- 1. 単一パス（即時の加熱）での充填モード

冷凍システムを手動または自動で作動させるとき、冷却モードにするために、冷却セットポイントに達するまで冷凍コンプレッサーに通電する。冷凍コンプレッサーが通電されるとき、それは、温水タンクフロートスイッチ（8）に信号を送る。

【0039】

温水貯蔵タンク（11）の中のレベルが低い場合には、フロートスイッチ（8）が閉じ、冷水調節弁（7）を開き、同時に循環制御バルブ（31）を閉じるためにシグナルを送る。

このように、熱交換機（9）は循環モードから充填モードに切り替わる。

フロートスイッチが閉じられた温水貯蔵タンクの中のレベルを調整できる。

典型的には、貯蔵タンク（11）の温水のレベルが満タンである時のレベルから15 - 25%下がったとき、フロートスイッチ（8）が閉じるように設定される。

【0040】

入って来る冷水は、安定した圧力、典型的には約15 psi（1.0バール）を冷水供給システムに与えながら、圧力制御装置（23）を通して流れる。水分量は流量調整装置（24）によって制御され、温度調節弁（28）が一貫した流量で作動するのを許容する。そして、供給冷水は、水の硬度を排除するために硬水軟化器（2）を通り抜ける。

【0041】

供給冷水が水の流量計（6）を通り抜けるとき、液体阻害剤噴射ポンプ（3）にパルス信号を送る。液体阻害剤はスケールの堆積と腐食を防止するように選択される。その結果、設備寿命を増加させる。典型的な液体阻害剤は、TCP Water Solutions Inc. によって販売されるD-Calci fi（登録商標）である。水分量と性質によって、液体噴射ポンプによって注入される液体阻害剤の量は調整される。地方条例が許容するところでは、ミルク/水の熱交換機（26）が設置されて、ミルクの体温（98°Fまたは37°C）に含まれる熱と入って来る冷水40°F（5°C）とを熱交換することによって、更なるエネルギー効率の向上を図る。

【0042】

そして、供給冷水は真空ポンプ排気熱交換機（4）を通り、排熱を回収する。これらの予熱操作で、ろう付けされた熱交換機（9）で、より早く希望の出口温度に達する。これにより本発明のプロセスが所望温度における温水の、より大きな容積を発生させることが許容される。

【0043】

冷水供給入り口バルブ（7）からの供給冷水流れは、ろう付けされた熱交換機ソレノイドバルブ（27）に流れる。コンプレッサーが通電された時、ろう付けされたプレートソレノイドバルブ（27）と3方向高温気体バルブ（10）に通電する。熱い冷媒ガスはろう付けされた熱交換機（9）内の水を、熱交換機を出る水が140°F（60°C）に達するまで加熱する。この時温度調節弁（28）が開いて、温水が温水貯蔵タンク（11）の中に流れるのを許容し始める。充填された温水の温度は温度調節弁（28）によって調整される。

【0044】

充填モードの間、貯蔵タンク（11）の中の水は熱交換機（9）を迂回させる回路をポンプ（12）によって循環される。望ましくは、循環ポンプ（12）は連続的に動き、循環ポンプ（12）が過熱されて、その結果破損するようにならないことを保証するよう、温水貯蔵タンク（11）の上部へ十分な温水を戻すために流量制御弁（32）を提供する。流量制御弁（32）を通る流量は、温水が充填モードの間の出口を通して取り出される

10

20

30

40

50

とき、洗浄するための十分な温水圧を提供し、循環ポンプ(12)へ十分な流れを提供するレベルに手動で設定される。

【0045】

2. 循環モード

温水タンクフロートスイッチ(8)が、タンク(11)が満タンであると信号を出したとき、フロートスイッチ(8)の接触は開き、熱交換機(9)への冷水調節弁(7)を閉じ、同時に、流量制御弁(32)を閉じ、循環バルブ(31)を開け、熱交換機(9)が充填モードから循環モードに切り替わった時に、水がろう付けされた熱交換機に入ることを許容する。

【0046】

これが起こるとき、タンク(11)は、温度調節弁(28)で設定された温度、例えば、140°F(60)の給水を受ける。温度調節器(21)は供給水より高い温度、例えば、10°F(5)に設定することができ、この例では温度調節器の設定値を150°F(65)にした。

【0047】

望ましくは、循環ポンプ(12)は連続して動き、水貯蔵タンク(11)の下部からポンプ移送して、ろう付けされた熱交換機(9)の入り口の流量制限器を通り、それにより洗浄のための安定した温水のシステム圧力を生成する背圧を引き起こす。流量制限器の直径を変えることによって、洗浄のための温水の圧を調整できる。

【0048】

この運転モードの間、ろう付けされた熱交換機(9)を通して流れる水分量の大きい増加がある。例として、10トン(35.2kW)のろう付けされた熱交換機内の、循環モードの間の水の流れは10米国ガロン(38リットル)であるのに対し、充填モードの間は1分あたり1米国ガロン(3.8リットル)にすぎない。

【0049】

循環モードの間のより高い容積は乱流を生成し、これはろう付けされた熱交換機(9)の中で素晴らしい清浄作用を提供し、その結果、装置の耐用年数を長引かせる。循環モードの間、温水がいったん設定温度、たとえば150°F(65)に達した後、通常閉じている接触が開き、24ボルトの交流信号を3方向高温気体バルブ(10)に送る。これは高温気体をそらして、ろう付けされた熱交換機(9)を迂回させるようにして、磁気非リターンバルブ(17)、例えばMagni Check(登録商標)バルブによってろう付けされた熱交換機(9)の出口ガス側に再入するのが阻まれる。該バルブはろう付けされた熱交換機(9)の出口ガス配管に設置される。磁気非リターンバルブ(17)の目的は、冷媒がある特定の運転条件で、ろう付けされた熱交換機(9)に移動するのを防ぐことである。ろう付けされた熱交換機(9)が迂回されるとき、高温気体はファン冷却または水冷凝縮器(13)で冷却される。そして、凝縮した冷媒は、蒸発缶(15)で蒸発され、冷凍能力を創成する。このモードは、ミルクタンクまたは冷却器が設定値に達するまで続けられる。

【0050】

ミルクまたは冷水が設定値に達したとき、コンプレッサーは通電が停止され、停止する。3方向高温気体バルブ(10)とろう付けされた熱交換機ソレノイド(27)への、24V AC信号も停止される。温水は、高い容積での循環を続け、充填モードの間はスプリングチェックバルブ(33)を通り、または充填モードの時には流量制御弁(32)が位置しているバイパスループを通る。

【0051】

遠心力ポンプ(12)で過負荷の障害が、たとえばポンプヘッドの閉塞またはパワーサーージにより生じた場合、遠心力ポンプ(12)のスターターが24VのAC信号を止め、3方向高温気体バルブ(10)への通電を停止し、ろう付けされた熱交換機(9)内で水がオーバーヒートし、それにより内部のステンレス板に損害を与えないようにする。

【0052】

10

20

30

40

50

循環ポンプ(12)は連続して動き、その結果、温水が必要であるときはいつも、給温水システムを加圧する。温度調整センサ(19)は、例えば160°F(71)で設定される温度センサに緊急対応する。このセンサは、ろう付けされた熱交換機を(9)を出る水の温度が、設定温度より上昇したと検知した場合に、3方向高温気体バルブ(10)への通電を停止する。これが起こると、例えばろう付けされた熱交換機(9)における不完全な温度調節弁(28)、故障センサー(21)、またはことによると閉塞さえ起こるだろう。

【0053】

3. 洗浄サイクル

熱回収システムから発生された温水は、他の食用の液体、中でもミルクステーションからミルクを移動して保存するのに使用されるステンレス鋼パイプラインシステムとタンクを洗浄するのに使用される。システムは連続した操作で行われる。第1のすすぎ操作は、熱い水と冷たい水の混合物で、ライン温度110-120°F(43-49)で行われ、次いでHYPREDS AからのAcidclean(登録商標)などの配管洗浄用化学物質と温水を使用して第2の操作が行われる。システムを通して移動する最初の温水は、手動または自動化システムにより迂回用バルブを開けて排出される。これは循環水温が150°Fまたは65などの設定温度によりはやく到達させるためである。これは循環温水の温度にステンレス配管の温度を上げるプロセスを加速する。一度迂回用バルブが閉じられると、システムはパーラーサイズ(parlour size)に応じて事前に設定された循環時間で完了する。典型的な期間は温水が排出される1.5分と、温水を循環させる9.5分であるだろう。第3の操作は温水又は冷水を使用したすすぎであり、ついで第4の最終的なすすぎ操作により、HYPREDS AからのAlkaclean(登録商標)などの殺菌剤の適切な量を含んでいる温水又は冷水でラインを殺菌する。

【0054】

温水もミルク冷却水タンクを洗浄するのに使用されるが、温度は150°F(65)以上である必要は無い。そのような温度の温水はステンレス蒸発缶プレートにストレス与えることがあるからである。給温水システムのための他の用途は市販の洗濯機と、約105°F(40)の供給温度への混合子牛粉末(mixing calf powder)のためのものであるが、これらの新しい用途は決して制限的ではない。

【0055】

図2に示されていたシステムは、2個の熱交換機9と2個のコンプレッサー14を有する。このシステムの操作は図1に示されたシステムについての記載と同様であり、容易に理解できるであろう。図1および2に示されているシステムのための制御図は図8に示される。

【0056】

テスト#1

Maneurop MT100コンプレッサーからの排熱を使用して、1分あたり10米国ガロン(37.8リットル)で110米国ガロン(420リットル)を循環する性能試験

テスト#1に使用されるシステムの構成は図3に示されている。そして、得られた結果は、図4のグラフに示されている。テスト#1はManeurop MT100コンプレッサー(14)の熱い吐き出しガスに対して、10トン(35.2kW)でろう付けされた熱交換機(9)を通して74°Fで1分あたり10米国ガロン(37.8リットル)の流量で井戸水を循環させるとき、利用可能なBTUをチェックするために行われた。

【0057】

これは、40-55°F(4-13)の蒸発温度で典型的に運転されている冷却水系の3つのManeurop MT100コンプレッサー(14)を動かしながら、1,500の牛の酪農場に十分な量の150°F(65)の温水を供給することが可能であるかどうかを確認するために行われた一次テストであった。チャート#1に示された結果は、74°F(23)の110米国ガロン(420リットル)の井戸水が80分で150°

F (6 5) の必要な温度に加熱できることを示している。

【 0 0 5 8 】

3つのManeurop MT100コンプレッサー(14)が1日あたり16時間動いていて、したがって、150°F(65)で3,000米国ガロン(11,400リットル)以上を製造するのは、可能であるだろう。本発明で記載されるように、排熱以外に、どんな補助的なエネルギーも必要ではなかった。

【 0 0 5 9 】

テスト#2:

Maneurop MT100HS(登録商標)コンプレッサーから排熱を使用する井戸水の1分あたり1米国ガロン(3.8リットル)の単一パス(即時の加熱)の74°Fから150°F(23 から65)までの性能試験

テスト#2に使用されるシステムの構成は図5に示されている。得られた結果は、図6のグラフに示されている。テスト#2が、150°F(65)の出口温度を得る時、どんな流量を達成できるかを見るために行われた。井戸水は直接ろう付けされた熱交換機(9)の入口に接続された。そして、ろう付けされた熱交換機(9)を出る温水の温度は、150°F(65)に設定された温度調節弁(28)によって規制された。水が74°F(23)でろう付けされた熱交換機(9)に入り、1分あたり1米国ガロン(3.8リットル)の流量で150°Fを+/-5°F(65 +/-3)で維持できた。その結果、本発明のシステムには単一パス(即時)の熱い水を水槽に供給する能力があることを示した。これは図6の性能図として示されている。

【 0 0 6 0 】

一次テストと同じ数(3)のManeurop MT100HS(登録商標)コンプレッサーを使用して、第2のテストはテキサスの第2の酪農場で実行された。この第2の酪農場は1日あたり平均2,000米国ガロン(7,600リットル)の温水を使用する。以下の計算で見られるように、従来のプロパンシステムで第2の酪農場で使用される温水の容積は1年あたり24,656ドルの費用を要した。電気エネルギーを使用しても、それは以下の計算で見られるように、25,181ドルかかるだろう。

【 0 0 6 1 】

本発明の使用は温水システムのための補助エネルギーの購買の必要性を避ける。排熱回収が全く現在されていない場合、12~18カ月で本発明を実施するのに必要である投資を回収することができる。

【 0 0 6 2 】

本発明のシステムは現在乳業中で促進される熱回収タンクの性能を上回り、36カ月で投資を回収できると試算される。

【 0 0 6 3 】

従来の熱回収タンクと比べると、本発明のシステムの大きな利点は、使用可能な排熱のはるかに大きい割合が温水に転移され、温水を加熱するための補足のエネルギーの購買が避けられるようになることである。

【 0 0 6 4 】

テスト#2で成功して示される本発明の使用から生じる典型的な節約の計算以下の計算は本発明の使用で得られる節約のオーダーを示すことを意図する。プロパンと電気の価格は、この出願の優先日にテキサス(米国)で課金されていたものである。

【 0 0 6 5 】

仮定:

1. 排熱回収がない。
2. 一日の所要量は、150°F(65)の2000米国ガロン(7,600リットル)の温水。
3. 加圧系は180°F(82)の設定値を必要とする。

洗浄食物処理装置のために温水を取り除くとき、冷水がシステムに入る。即座に温水を冷

却して、必要な温度に近い混合された温度を与える。

(150 ° F または 65)

4 . 1 . 0 米 国 ガ ロ ン (3 . 8 リ ッ ト ル) の プ ロ パ ン は 9 1 , 5 0 0 B T U (2 6 . 8 k W) を 発 生 さ せ る 。

5 . 加 圧 閉 鎖 ル ー プ 温 水 加 温 装 置 で プ ロ パ ン を 使 用 す る こ と で 温 水 を 加 熱 す る 効 率 は 8 0 % 。

6 . 1 . 0 k W の 電 気 は 3 4 1 4 . 4 B T U (1 . 0 k W) を 発 生 さ せ る 。

7 . 電 気 加 熱 エ レ メ ン ト を 使 用 し て 温 水 を 加 熱 す る 効 率 は 9 0 % 。

【 0 0 6 6 】

【 表 1 】

10

エネルギー消費		
2,000米 国 ガ ロ ン の 温 水	米 国 ガ ロ ン 当 たり 8.33 lbs	16,660 lbs
温 度 上 昇	$180 - 74 = 106^{\circ}\text{F}$	
理 論 的 エ ネ ル ギ ー 必 要 量	$16,660 \text{ lbs} \times 106^{\circ}\text{F}$	1,765,960 BTU
	プ ロ パ ン	電 気
1,765,960 BTU(理 論 値)	$1,765,960 / 91,500 = 19.30$ 米 国 ガ ロ ン	$1,765,960 / 3414.4 = 517.21 \text{ kW}$
1,765,960 BTU(実 測 値)	$19.30 / 0.8 = 24.10$ 米 国 ガ ロ ン	$517.21 / 0.9 = 574.68 \text{ kW}$
プ ロ パ ン / 電 気 の 価 格	米 国 ガ ロ ン 当 たり \$ 2.80	kW 当 たり \$ 0.12
プ ロ パ ン / 電 気 の 日 々 コ ス ト	$24.10 \times 2.80 = \$67.55$	$574.68 \times 0.12 = \$68.96$
プ ロ パ ン / 電 気 の 年 コ ス ト	$\$67.55 \times 365 = \$24,656$	$68.96 \times 365 = \$25,171$

20

30

【 0 0 6 7 】

本 発 明 の 使 用 で 、 プ ロ パ ン 、 電 気 ま た は 他 の 手 段 か ら 得 ら れ る か 否 か に 関 係 な く 、 温 水 の 必 要 な 容 積 を 加 熱 す る の に い か なる 補 足 エ ネ ル ギ ー も 必 要 で な く 、 し た が っ て 、 す べ て の 排 熱 回 収 が 行 わ れ ない 場 合 と 比 べ る と 、 節 約 分 は 上 に 示 さ れ る と お り の も の で あ る 。 い く ら か の 排 熱 回 収 が 実 施 さ れ て い る 場 合 に お け る 節 約 は 上 に 示 さ れ た 数 字 よ り 少 な く な る 。

【 0 0 6 8 】

40

ま た 、 本 発 明 の 排 熱 回 収 シ ス テ ム は 周 囲 温 度 に 依 存 し て 、 最 大 2 0 % の 電 気 エ ネ ル ギ ー 節 約 を 達 成 す る 。 こ の 節 約 は 充 填 サ イ ク ル の 間 に プ レ 凝 縮 器 と し て 作 動 す る 1 以 上 の 高 温 気 体 熱 交 換 機 (9) の 追 加 に よ る 、 凝 縮 器 効 率 の 増 加 に よ り 達 成 さ れ る 。 循 環 段 階 の 間 、 凝 縮 器 に 達 す る 前 に 、 高 温 気 体 熱 交 換 機 は 、 高 温 気 体 を 過 熱 し ない 。 図 4 の M a n e u r o p M T 1 0 0 H S H S (登 録 商 標) 性 能 図 か ら 、 凝 縮 温 度 を こ の よ う に 低 下 さ せ る こ と に よ っ て 、 コ ン プ レ ッ サ ー の 冷 却 能 力 が 増 加 さ れ 、 所 要 動 力 も 対 応 し て 減 少 し 、 そ の 結 果 電 気 エ ネ ル ギ ー を 節 約 す る こ と が 理 解 さ れ る 。

【 0 0 6 9 】

冷 却 サ イ ク ル の 間 、 4 0 - 5 0 ° F (4 - 1 0) の 温 度 で 蒸 発 缶 か ら の 排 出 温 度 を 操 作 す る と き 、 コ ン プ レ ッ サ ー か ら の 典 型 的 な 高 温 気 体 吐 出 し 温 度 は 2 1 0 ° F (9 9)

50

である。

【0070】

充填サイクルの間、供給水道水の水温は74°F(23℃)であり、ろう付けされた熱交換機を(9)を出る冷媒の温度は90-100°F(32-38℃)である。

【0071】

循環段階の間、高温気体は140-150°F(60-65℃)で過熱されず、それぞれのコンプレッサーのために図2で図説されるように、高温気体熱交換機(9)が加えられる。コンプレッサーが最大効率で作動するのを許容する100°F(38℃)の凝縮温度を維持するのは可能である。その結果、最大20%の電気エネルギーの節約を達成する。

10

【0072】

図8は図2に示されたシステムの改良を示し、これは図1に示されたシステムにも適用可能であり、温水タンク11に回収熱の使用のための要求がほとんどまたは全くないとき、例えば、いったん貯水タンク11が満タンであり、設定温度が満たされている時、1以上の熱貯蔵ユニットを含むようにされる。そのような熱貯蔵ユニットは貯蔵空間が問題である用途で設置される。使用される冷媒の物理特性を考慮に入れて、熱貯蔵ユニットを設計して、建築することができる。図8は、複数の熱貯蔵ユニットを設計温度のカスケードで操作するための配置を示している。図8で図説されるように、それぞれの熱貯蔵ユニットは、80°F、60°F、または40°Fなどの異なった温度で必要な温水を供給することができる。温水タンク11が必要な温度における温水で満たされ、したがって、温水を加熱するのに排熱がもう必要でないとき、熱い冷媒ガスは望ましくは、設計温度のカスケードで配置された熱貯蔵ユニットへ流される。この時点で、熱貯蔵ユニットのそれぞれの入り口の3方向高温気体バルブ10が開き、熱い冷媒ガスは熱貯蔵ユニットを通り、設計温度の降順で流れる。80°Fの設計温度を有する熱蓄積ユニットがその最大の排熱量を吸収したとき、この熱貯蔵ユニットへの入り口の3方向バルブ10が閉じ、スプリングチェックバルブ33が逆流を防止し、熱い冷媒ガスはこの熱貯蔵ユニットを通して流れないが、60°Fの設計温度の次の熱貯蔵ユニットに直接流れる。この熱貯蔵ユニットがその最大の熱を吸収したとき、この熱貯蔵ユニットへの入り口の3方向バルブは閉じ、そして、熱い冷媒ガスは40°Fの設計温度の次の熱貯蔵ユニットに直接流れる。すべての熱貯蔵ユニットがそれらの最大の排熱量を吸収したとき、熱い冷媒ガスは、直接凝縮器13に流れ、そして、温水がシステムから温水タンク11または熱貯蔵ユニットの1つから抜き出されるまで、更なる排熱は全く回収されない。図8では、熱貯蔵ユニットの設計温度は説明に役立てる目的だけのために示されていることが理解されるべきである。実際には、熱貯蔵ユニットの列の数とそれぞれの設計温度は、冷媒と、熱貯蔵ユニットの各列に含まれる相変化材料の物理特性に依存する。図8は異なった温度の温水を家庭に提供できる熱貯蔵ユニットについて図説するが、例えば、家は温水の供給を必要とする前提で近接して立地するが、これは説明に役立てる目的だけのために示されている。異なる温度の温水が、産業、商業、または、家庭の用途における使用のために熱貯蔵ユニットから供給することができる。

20

30

【0073】

本発明のこの態様のための熱貯蔵ユニットの好ましいタイプは、相変化に関連する潜熱にアクセスするために、相変化材料を含むものである。異なった設計温度の熱蓄積ユニットが、異なる相変化材料を含むことは明らかである。熱貯蔵ユニットは連続的に接続され、順次低下する設計温度の熱蓄積ユニットを冷媒が移動し、その設計温度に達するまでそれぞれの熱貯蔵ユニット内の相変化材料を加熱する。設計温度では相変化材料は状態を変える。たとえば固体から液体になり、3方向ガス弁10が閉じ、冷媒は上で説明したように、熱貯蔵ユニットを迂回する。相変化材料を元の状態に戻すために、水、空気またはガスを始めとするより冷たい流体が、熱貯蔵ユニットの2次配管を通して通過できる。次に、熱貯蔵ユニットは熱を受領流体に放出し戻すことができる。相変化材料は元の状態、たとえば液体から固体に戻ることができる。図8は、例示の目的のために水道水(または、

40

50

いかなる他のソース)の、2次配管の受領流体として異なる用途のための温度範囲を有する温水を提供するための使用を示す。そのようなシステムの全ての熱貯蔵ユニットも、システムの中に組み込まれた別々のコンプレッサーからの複数の熱交換機を持つことができ、熱貯蔵ユニットは複数の冷却回路からの熱でチャージされることができる。熱貯蔵ユニットまたは類似する設計温度の複数の熱貯蔵ユニット内で伝熱速度を増加させるために、いったん設計温度が超えられて、相変化材料が状態を変え、たとえば固体から液体に変えたら、類似する設計温度の1以上の熱貯蔵ユニット中を液体の相変化材料を循環させて、その結果、伝熱速度を増加させるようにインラインポンプを含むことは、有益であるかもしれない。

【0074】

10

例示の実施態様では、本発明は酪農における使用のための水を加熱するために排熱を回収するシステムとして記載されているが、本発明はそのような使用に限定されないで、より広い用途を有し、利用可能な排熱のソースと温水への必要があるどんな領域でも使用されるのが理解される。例えば、本発明は醸造所、ワイン醸造所、チーズプラント、食肉加工場、およびいかなる他の食品加工工場または、より一般に例えば、病院、ホテルおよび屋内水泳プールなどの建築物で使用できる。

【0075】

さらに、本発明は受領流体を加熱するために排熱を回収するためのシステム、および/または方法のより広い用途を持つことができる。したがって、本発明は、以下を含む受領流体を加熱するために配置された熱回収システムを包含する；

20

排熱と熱交換することにより受領流体を加熱するために配置された1以上の熱交換機、熱交換機によって加熱された受領流体を貯蔵するために配置された貯蔵容器、およびポンプ、

該熱交換機は、受領流体が貯蔵容器と熱交換機を含んでいる回路をポンプによって循環させられる第1の運転モード、および

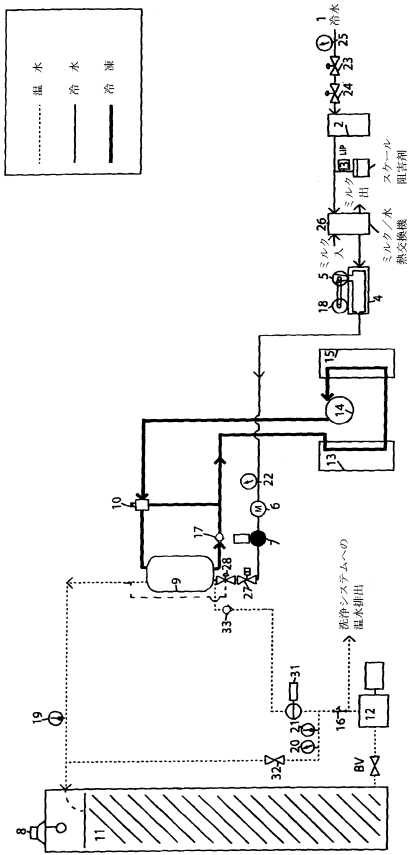
受領流体が熱交換機を迂回する回路でポンプによって循環させられる第2の運運転モードの間で切り替え可能であり、

第1と第2の運転モードの両方の間に、少なくとも希望の最低温度の加熱された受領流体を少なくとも1つの出口に供給する。

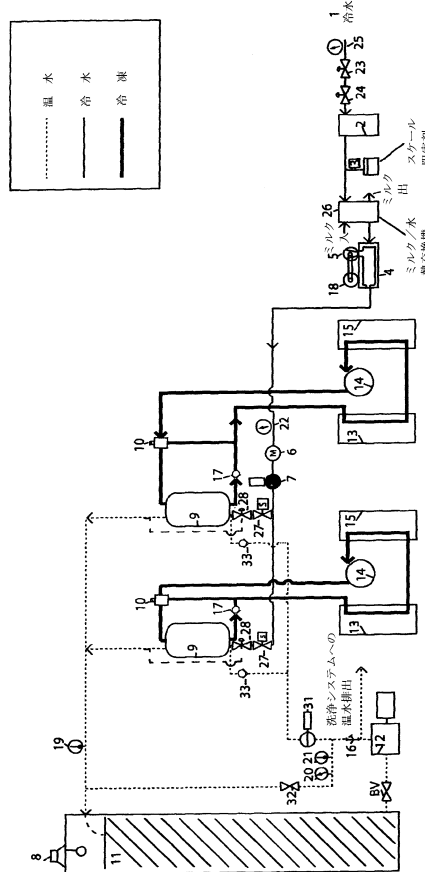
受領流体は、水、油、ミルクまたは必ずではないが頻繁に消費される液体である他の液体であることができる。一例として、排熱は、消費される液体を低温殺菌するか、または輸送のために冷凍された食物と飲み物を解凍するのに使用される。このシステムは本明細書に記載されたシステムの特徴のいずれも使うことができる。本発明は、システムを利用して受領流体を加熱するために排熱を回収する方法も含む。

30

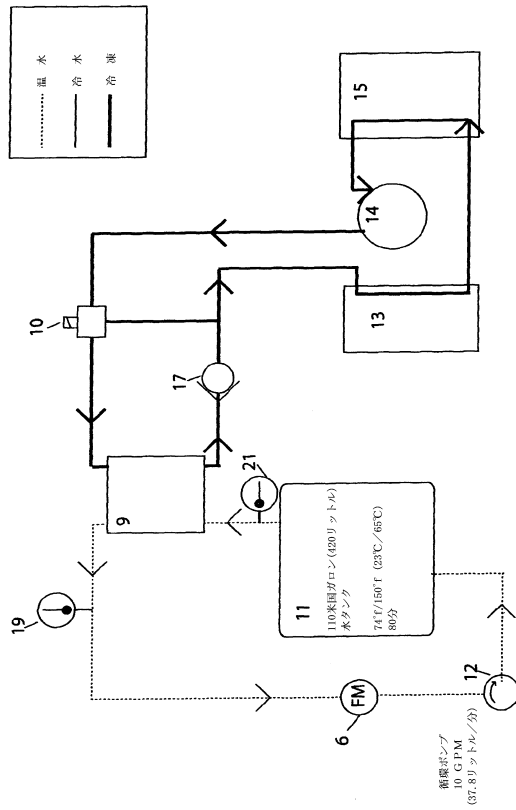
【図 1】



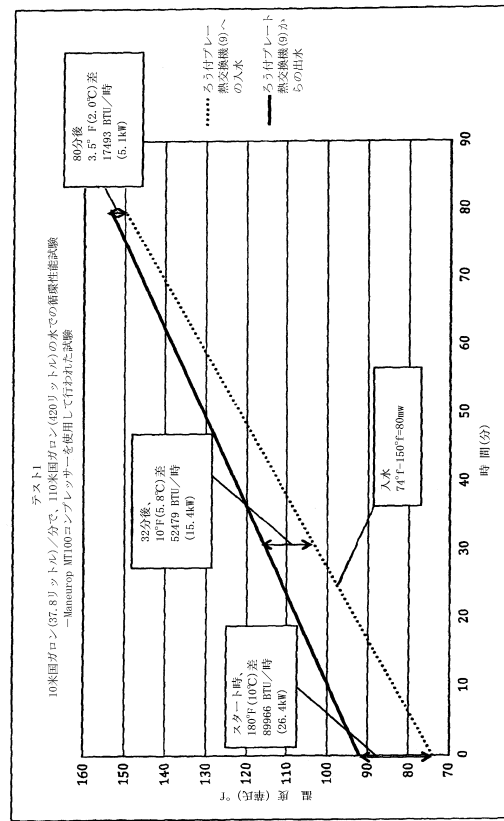
【図 2】



【図 3】

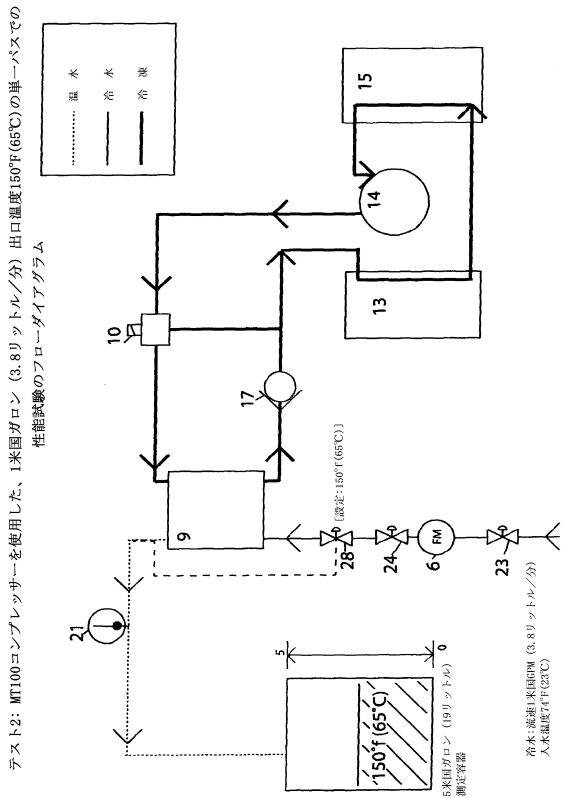


【図 4】

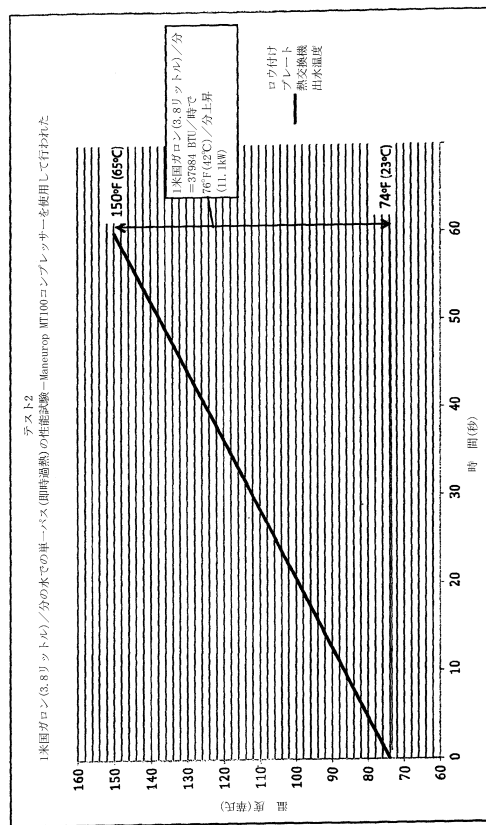


テスト1: Maneurop MT100コンプレッサーを使用した、10米国ガロン/分(37.8リットル/分)の循環での性能試験のフローダイヤグラム

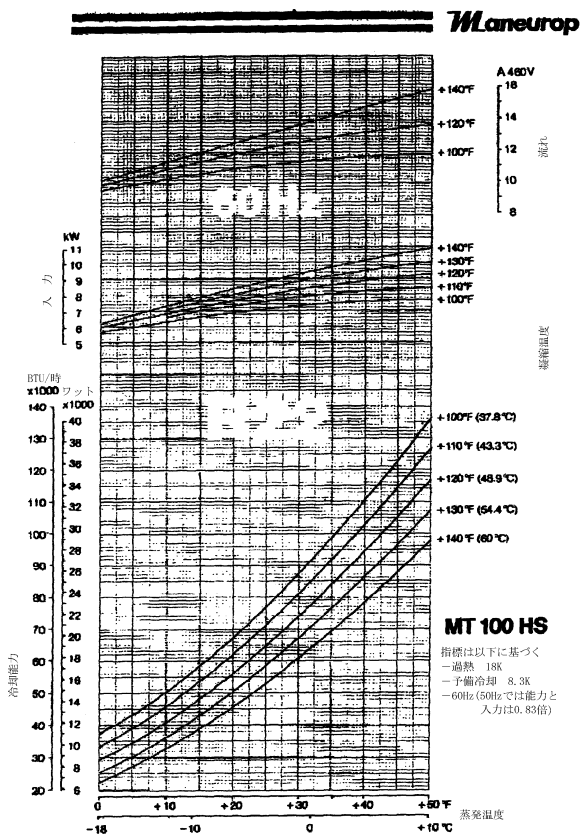
【 図 5 】



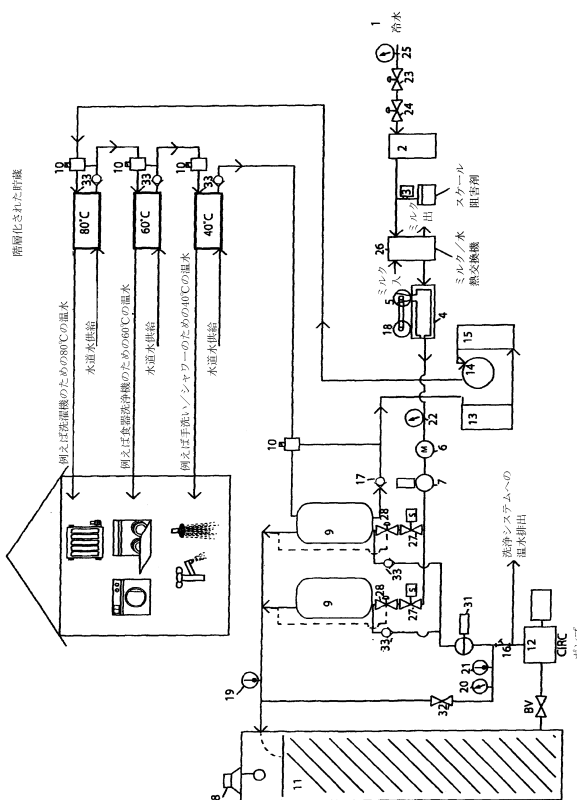
【 図 6 】



【 図 7 】



【 図 8 】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2000-161776(JP,A)
特開2012-047415(JP,A)
特開2005-147610(JP,A)
米国特許出願公開第2008/0023961(US,A1)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F24H 1/18
F24H 1/00