

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2005-249258

(P2005-249258A)

(43) 公開日 平成17年9月15日(2005.9.15)

(51) Int. Cl.⁷

F25B 1/00
F25B 40/06
F25D 9/00
F28D 15/02
H05K 7/20

F I

F25B 1/00 399Y
F25B 1/00 399C
F25B 40/06
F25D 9/00 D
F28D 15/02 M

テーマコード(参考)

3L044
5E322

審査請求 未請求 請求項の数 11 O L (全 15 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2004-58465 (P2004-58465)

(22) 出願日 平成16年3月3日(2004.3.3)

(71) 出願人 000006013

三菱電機株式会社

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号

(74) 代理人 100085198

弁理士 小林 久夫

(74) 代理人 100098604

弁理士 安島 清

(74) 代理人 100061273

弁理士 佐々木 宗治

(74) 代理人 100070563

弁理士 大村 昇

(74) 代理人 100087620

弁理士 高梨 範夫

最終頁に続く

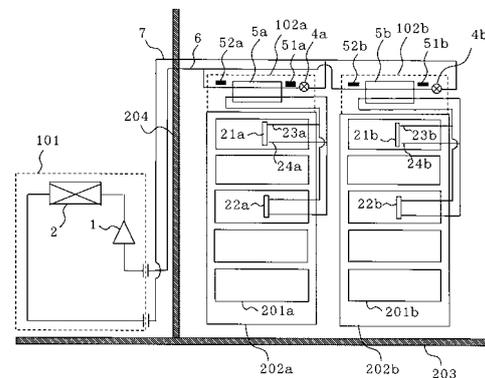
(54) 【発明の名称】 冷却システム

(57) 【要約】

【課題】 蒸気圧縮式冷媒回路と、重力を駆動力として利用する重力式熱サイフォン冷媒回路とを中間熱交換器を介して接続することで、冷却効率の向上と高い信頼性を有する冷却システムを提供する。

【解決手段】 少なくとも圧縮機 1、凝縮器 2、絞り装置 4 a、4 b、蒸発器 2 1 a、2 2 a からなる蒸気圧縮式冷媒回路と、少なくとも吸熱側熱交換器と放熱側熱交換器から構成され、無動力で駆動する重力式熱サイフォン冷媒回路との 2 つの冷媒回路を備え、蒸気圧縮式冷媒回路の蒸発側と、前記重力式熱サイフォン冷媒回路の放熱側が互いに熱交換可能となるように、2 つの冷媒回路を中間熱交換器 5 a、5 b を介して接続した。

【選択図】 図 1



1: 圧縮機
2: 凝縮器
3: 液配管
4 a、4 b: 絞り装置
5 a、5 b: 中間熱交換器
2 1 a、2 1 b: 蒸発器
5 1 a、5 1 b: 第 1 温度検知手段
1 0 1: 熱源ユニット
1 0 2 a、1 0 2 b: 中間熱交換ユニット
2 0 1 a、2 0 1 b: サーバー
2 0 2 a、2 0 2 b: ラック

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

少なくとも圧縮機、凝縮器、絞り装置、蒸発器からなる蒸気圧縮式冷媒回路と、少なくとも吸熱側熱交換器と放熱側熱交換器から構成され、無動力で駆動する重力式熱サイフォン冷媒回路との2つの冷媒回路を備え、前記蒸気圧縮式冷媒回路の蒸発側と、前記重力式熱サイフォン冷媒回路の放熱側が互いに熱交換可能となるように、前記2つの冷媒回路を中間熱交換器を介して接続したことを特徴とする冷却システム。

【請求項 2】

前記重力式熱サイフォン冷媒回路の吸熱側熱交換器は、サーバーや基板などの電子機器に直接接触可能なプレート型熱交換器であることを特徴とする請求項 1 記載の冷却システム。 10

【請求項 3】

前記中間熱交換器を、前記蒸気圧縮式冷媒回路の蒸発側と熱交換する第 1 中間熱交換器と、前記重力式熱サイフォン冷媒回路の放熱側と熱交換する第 2 中間熱交換器との2つに分割し、少なくとも液体搬送手段と絞り装置からなる液体搬送ループで前記第 1 および第 2 中間熱交換器を接続したことを特徴とする請求項 2 記載の冷却システム。

【請求項 4】

前記重力式熱サイフォン冷媒回路は、吸熱側熱交換器と放熱側熱交換器の高低差を駆動力とする冷媒自然循環型の冷媒回路であることを特徴とする請求項 2 または請求項 3 記載の冷却システム。 20

【請求項 5】

前記重力式熱サイフォン冷媒回路は、蒸発器、凝縮器、放熱器を配管で接続し、蒸発器と凝縮器との高低差を駆動力とし、放熱器を任意位置に設置可能なトップヒート型熱サイフォン冷媒回路であることを特徴とする請求項 2 または請求項 3 記載の冷却システム。

【請求項 6】

前記電子機器近傍の温度若しくは前記重力式熱サイフォン冷媒回路の吸熱側熱交換器の蒸発温度又は前記第 1 中間熱交換器の液体側出口温度のいずれか 1 つを検知する検知手段を有し、前記検知手段の検知値が予め設定された目標値となるように前記蒸気圧縮式冷媒回路の圧縮機の回転数を制御することを特徴とする請求項 4 または請求項 5 記載の冷却システム。 30

【請求項 7】

前記第 1 中間熱交換器の液体側出入口の温度差を演算する演算手段を有し、前記演算手段の演算値が予め設定された目標値となるように、前記液体搬送ループの液体搬送手段の回転数あるいは絞り装置の開度を制御することを特徴とする請求項 6 記載の冷却システム。

【請求項 8】

前記中間熱交換器または第 1 中間熱交換器の蒸発側の出口過熱度を演算する演算手段を有し、前記演算手段の演算値が予め設定された目標値となるように前記蒸気圧縮式冷媒回路の絞り装置の開度を制御することを特徴とする請求項 6 または請求項 7 記載の冷却システム。 40

【請求項 9】

前記重力式熱サイフォン冷媒回路は、1つの放熱側熱交換器に対して複数の吸熱側熱交換器が設けられるマルチ型の構成であることを特徴とする請求項 4 ~ 請求項 8 のいずれかに記載の冷却システム。

【請求項 10】

前記蒸気圧縮式冷媒回路は、1つの凝縮器に対して複数の蒸発器が設けられるマルチ型の構成であることを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 9 のいずれかに記載の冷却システム。

【請求項 11】

前記中間熱交換器又は前記第 2 中間熱交換器は、電子機器が収納される空間の床下内に設置されることを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 10 のいずれかに記載の冷却システム。 50

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、電子機器が内蔵されるサーバーを多数搭載するサーバーラックなどの冷却システムあるいはサーバーラックを多数収納する電算室などの冷却システムに関するものである。

【背景技術】

【0002】

近年、移動体通信の中継電子機器を納めたサーバーラックに代表されるような電子機器の発熱を除去する分野が急速に伸長しており、これらの場所では、年間を通して冷却運転が行われている。このような冷却装置として、一般的な空気調和機と同様に蒸気圧縮機式冷凍サイクルを用いた冷却装置が挙げられる。この種の冷却装置では、電子機器の周囲空気を間接的に冷却するという方式が殆どであり、電子機器の発熱のみを除去し、空気の湿度低下（除湿）を防止するという要求を満足するため、冷却装置の蒸発温度を上昇させて対応する場合が多く見られる。

10

【0003】

従来の冷却装置に、フリーアクセスの二重床を有する電算機室に設置され、二重床の内側は室内ユニットから吹出された冷却空気の通路としたものがある。室内ユニットには、蒸発側熱交換器、絞り装置、送風機、吸入側及び吹出し側乾球温度検出手段、湿度検知手段、流量制御手段等を収容するとともに、上部の吸込み口から電算機室空気を吸込み、下部の吹出し口から床面の内側に冷却空気を吹出す構成とされている。また、電算機器を収容しているラックは、その下面が二重床の内側に連通するようにされている。

20

【0004】

上記のような構成において、室内ユニットの吹出し口から吹出された冷却空気は、フリーアクセスの床面の内側を通過し、負荷となる電算機器が収納されているラックに吸い込まれ、電算機器を冷却し終えた空気は、ラックから上方に向けて電算機室に排出され、室内ユニットの吸込み口へ吸込まれる。室内ユニットでは、蒸発温度検知手段によって蒸発側熱交換器の蒸発温度を検知し、この温度が露点温度以上となるように圧縮機容量と絞り装置の冷媒流量を制御するというものであった（例えば、特許文献1参照）。

【0005】

また、低外気温時に冷媒自然循環を利用する他の従来例として、二元冷凍装置において、低温側冷凍サイクルを構成する低温側ユニットよりも、高温側冷凍サイクルを構成する高温側圧縮機及び凝縮器を備えた高温側ユニットを高位置に設け、高温側ユニットの高温側圧縮機をバイパスする通路を設けるとともに、該通路に開閉弁を設け、外気温センサによって検出される外気温が低いときには高温側圧縮機の運転を停止させてバイパス通路を開とし、高温側冷凍サイクルの冷媒を自然循環させるものがある。

30

【0006】

そして、外気温が低いときには、高温側圧縮機はその運転が停止されるが、カスケードコンデンサでの熱交換によって温度が高くなった高温側ユニットの冷媒は、外気温が低いために凝縮器において外気との熱交換によって液化する。この場合、高温側ユニットは低温側ユニットよりも高位置にあるため、液化した冷媒は重力でカスケードコンデンサの蒸発部に流れ、低温側ユニットの冷媒との間で熱交換を行ない、気化・膨張して再び高位置にある凝縮器まで上昇する、という冷媒の自然循環を利用でき、省エネルギーが図られるというものであった（例えば、特許文献2参照）。

40

【特許文献1】特開2003-130430号公報（第4頁、図1～図3）

【特許文献2】特開平8-189713号公報（第3-4頁、図1～図3）

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

特許文献1の冷却装置は、サーバーを多数搭載するサーバーラックを冷却するにあたり

50

、周囲空気を冷却することによって間接的に電子機器を冷却するようにしているが、熱源から離れた空気を冷却するため冷却効率が低いことに加え、電子機器内部の基板温度を直接管理するものではなく、局所的に温度が上昇するホットスポットが生じるといった課題があった。

また、特許文献2のように、冷媒の自然循環を利用してサーバー外へ熱を放出する冷却方法では、放熱側が室内空間であるため十分な温度差が得られず、冷却能力が不足する場合が生じるといった課題があった。

【0008】

本発明は、上記のような従来の課題を解決するためになされたもので、蒸気圧縮式冷媒回路と、重力を駆動力として利用する重力式熱サイフォン冷媒回路とを中間熱交換器を介して接続することで、冷却効率の向上と高い信頼性を有する冷却システムを提供することを目的とする。

10

【課題を解決するための手段】

【0009】

この発明の冷却システムは、少なくとも圧縮機、凝縮器、絞り装置、蒸発器からなる蒸気圧縮式冷媒回路と、少なくとも吸熱側熱交換器と放熱側熱交換器から構成され、無動力で駆動する重力式熱サイフォン冷媒回路との2つの冷媒回路を備え、前記蒸気圧縮式冷媒回路の蒸発側と、前記電力式熱サイフォン冷媒回路の放熱側が互いに熱交換可能となるように、2つの冷媒回路を中間熱交換器を介して接続したものである。

20

【発明の効果】

【0010】

この発明に係る冷却システムは、蒸気圧縮式冷媒回路と重力を駆動力として利用する重力式熱サイフォン冷媒回路とを中間熱交換器を介して接続することで、電子機器の熱負荷に応じて重力式熱サイフォン冷媒回路の駆動温度差を可変することができ、冷却効率の向上と高い信頼性を有する冷却システムを提供することができる。また、熱サイフォン冷媒回路の排熱を蒸気圧縮式冷媒回路で吸熱するため、室内に排熱を放出しない省エネルギー性の高い冷却システムを構築することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0011】

[実施の形態1]

以下、本発明の実施の形態1に係る冷却システムについて説明する。

図1は本発明の実施形態1に係る冷却システムを示す模式図である。図1に示すように、本冷却システムは、蒸気圧縮式冷媒回路である熱源ユニット101と、蒸発器21a、21bを含む重力式熱サイフォン冷媒回路から構成され、それらは中間熱交換ユニット102a、102bを介して接続されている。この冷却システムは、ラック202a、202b内に収納されたサーバー201a、201b内部の電子機器を冷却するものであり、図では1つの熱源ユニット101に対して2つの中間熱交換ユニット102a、102bが設けられ、2つの中間熱交換ユニット102a、102bに対してそれぞれ2つの蒸発器(例えば21a、22a)が設けられている。これらのラック202a、202bは2つに限定されるものではなく、複数設けられる構成としても同様の効果を発揮する。以下の説明では、ラック202aに搭載された中間熱交換ユニット102aおよび蒸発器21a、22aを中心に説明する。

30

40

【0012】

熱源ユニット101内には、冷媒ガスを圧縮するための圧縮機1、この冷媒ガスを冷却液化させるための凝縮器2が設けられている。また、中間熱交換ユニット102a内には、凝縮器2を出た高温高圧の冷媒液を減圧して二相状態の湿り蒸気とする絞り装置4a(例えば電子式膨張弁)、蒸気圧縮式冷媒回路と重力式熱サイフォン冷媒回路が互いに熱交換を行う中間熱交換器5a及び中間熱交換器5aの蒸発側入口部及び出口部に設置された冷媒温度を検知する第1温度検知手段51a及び第2温度検知手段52a(例えば、それぞれサーミスタ)が設けられている。そして、重力式熱サイフォン冷媒回路は、電子機器

50

から発生する熱負荷によって冷媒を蒸発させる蒸発器 2 1 a、2 2 a、中間熱交換器 5 a 及びそれらを接続する配管で構成されている。

【0013】

ここで、蒸発器 2 1 a、2 2 a は、図 2 に示すようなプレート型の熱交換器であり、プレート内部に設けられた冷媒流路 2 6 内を冷媒が流れるとともに、電子機器の発熱を効率良く除去するために電子機器の近傍（例えば、サーバーの側面）に少なくともプレートの片面が直接接触して取り付けられる。なお、プレート型の熱交換器は図 2 の形態に限るものではなく、扁平管などの形態を用いても同様の効果を発揮することができる。この場合、接触熱抵抗を低減するため、サーバーの側面とプレート面との間に熱伝導率の高いゴム製ラバーなどを設置しても良い。

10

また、中間熱交換ユニット 1 0 2 a 内の中間熱交換器 5 a は、駆動力となる高低差を得るため蒸発器 2 1 a よりも高い位置に配置されており、ここでは例えばラック 2 0 1 a の最上部に配置している。

【0014】

上記のように構成した冷却システムの運転動作を説明する。この冷却システムは、例えばラック 2 0 2 a、2 0 2 b 内に収納されたサーバー 2 0 1 a、2 0 1 b 内部の電子機器を冷却するために利用され、年間を通して冷却運転を行う。圧縮機 1 で圧縮された高温・高圧の冷媒ガスは、凝縮器 2 で凝縮・液化され中温・高圧の冷媒液となった後、熱源ユニット 1 0 1 から流出する。熱源ユニット 1 0 1 から液配管 7 を通って中間ユニット 1 0 2 a に流入した中温・高圧の冷媒液は、絞り装置 4 a で減圧されて低温・低圧の二相状態となり、中間熱交換器 5 a で重力式熱サイフォン冷媒回路の凝縮熱を受けて自身は蒸発し、冷媒ガスとなって中間熱交換ユニット 1 0 2 a から流出する。中間熱交換ユニット 1 0 2 a から流出した冷媒ガスは、ガス配管 6 を通って再び熱源ユニット 1 0 1 内の圧縮機 1 に吸引され、蒸気圧縮式冷媒回路が成立する。

20

【0015】

一方、蒸発器 2 1 a、2 2 a では冷媒が電子機器の熱負荷を受けて蒸発し、蒸発した冷媒ガスがガス配管 2 3 a を上昇して中間熱交換器 5 a で凝縮液化し、凝縮した冷媒液が重力で液配管 2 4 a を下降して再び蒸発器 2 1 a、2 2 a に戻ることで冷媒自然循環を利用した重力式熱サイフォン冷媒回路が成立する。

【0016】

次に、本冷却システムにおける冷却能力の制御方法について図 3 を用いて説明する。図 3 は、横軸にエンタルピー h 、縦軸に圧力 P を示した $P-h$ 線図であり、この線図上に本冷却システムの蒸気圧縮式サイクル図（図中の実線ア）と重力式熱サイフォンのサイクル図（図中の実線ウ）を示している。また、蒸発器 2 1 a の被冷却媒体である電子機器近傍の温度に相当する冷媒圧力を記号 i で示している。一般に、熱サイフォン冷媒回路の冷却能力は、電子機器近傍の温度と蒸発温度との蒸発温度差（ T_e ）、あるいは凝縮器の被加熱媒体の温度と凝縮温度との凝縮温度差（ T_c ）の増加とともに増加するという特性がある。本冷却システムでは、凝縮器の被加熱媒体は、蒸気圧縮式冷媒回路の冷媒であるから、凝縮器の被加熱媒体の温度とは蒸気圧縮式冷媒回路の蒸発温度であり、この蒸発温度を変化させることで上記凝縮温度差（ T_c ）を変化させ、熱サイフォン冷媒回路の冷却能力を制御することができる。また、電子機器の発熱量の増加とともに、電子機器近傍の温度が上昇するため、上記蒸発温度差 T_e は熱負荷とともに増加するという傾向を示す。

30

40

【0017】

具体的な制御方法を図 4 のフローチャートで説明する。初めに電子機器近傍の温度を検知し（例えば、サーバー側面にリモート温度センサーを設置し、その温度を $LTH1$ とする）、その検知値が目標値 T_m となるように、蒸気圧縮式冷媒回路の圧縮機 1 の回転数を変化させる。具体的には、図 4 に示すように、リモート温度センサーの検知値 $LTH1$ が目標値 T_m に対して高い場合（ $LTH1 > T_m$ ）は、圧縮機 1 の回転数を増加させ、蒸発温度を低下させて冷却能力を増加させる（STEP 1 ~ STEP 3）。また、リモート温

50

度センサーの検知値 $LTH1$ が目標値 T_m に対して低い場合 ($LTH1 < T_m$) は、圧縮機 1 の回転数を減少させ、蒸発温度を上昇させて冷却能力を減少させる (STEP 1 ~ STEP 3)。電子機器近傍の温度を検知しない他の方法として、第 1 温度検知手段 5 1 a の検知値 $TH1$ を蒸発温度 (ET) とし、この ET が目標値 (ET_m) となるように蒸気圧縮式冷媒回路の圧縮機 1 の回転数を制御する方法もある。この場合は、蒸発温度 ET が目標値 ET_m に対して高い場合 ($ET > ET_m$) は圧縮機 1 の回転数を増加させ、 ET が目標値 ET_m に対して低い場合 ($ET < ET_m$) は圧縮機 1 の回転数を減少させる。

【0018】

次に、第 1 温度検知手段 5 1 a の検知値 $TH1$ (= 蒸発温度) と、第 2 温度検知手段 5 2 a の検知値 $TH2$ から中間熱交換器 5 a の出口過熱度 (SH) を演算し ($SH = TH2 - TH1$)、この演算値 SH が目標値 (SH_m) となるように絞り装置 4 a の開度を制御する。この場合、過熱度の目標値としては、1 ~ 5 deg 程度が望ましい。具体的には、 SH が目標値 SH_m に対して大きい場合 ($SH > SH_m$) は絞り装置 4 a の開度を増加させ、 SH を低下させて中間熱交換器 5 a の伝熱面積を有効に利用する (STEP 4 ~ STEP 6)。また、 SH が目標値 SH_m に対して小さい場合 ($SH < SH_m$) は絞り装置 4 a の開度を減少させ、 SH を上昇させて圧縮機 1 への液戻りを防止する (STEP 4 ~ STEP 6)。

10

【0019】

以上の操作により、重力式熱サイフォン冷媒回路の冷却能力を電子機器からの発熱負荷に応じて変化させることにより、電子機器近傍の温度を一定に保つことができる。なお、本実施の形態では、蒸発温度として第 1 温度検知手段 5 1 a の検知値 $TH1$ を簡易的に用いたが、中間熱交換器 5 a の蒸発側出口部に圧力検知手段を設け、その圧力検知値から飽和ガス温度を求め、その温度を蒸発温度として SH を演算するようにすればより正確な過熱度 SH を求めることができる。

20

【0020】

以上のように、本実施の形態では、蒸気圧縮式冷媒回路と重力を駆動力として利用する重力式熱サイフォン冷媒回路とを中間熱交換器を介して接続することにより、電子機器の熱負荷に応じて重力式熱サイフォン冷媒回路の駆動温度差を可変することができ、冷却効率の向上と高い信頼性を有する冷却システムを提供することができる。また、重力式熱サイフォン冷媒回路の排熱を蒸気圧縮式冷媒回路で吸熱するため、室内に排熱を放出しない省エネルギー性の高い冷却システムを構築することができる。

30

【0021】

[実施の形態 2]

次に、本発明の実施の形態 2 に係る冷却システムについて説明する。図 5 は本発明の実施形態 2 に係る冷却システムを示す模式図である。本実施の形態において、実施の形態 1 と同構成については同一符号を付し、詳細な説明を省略する。図 5 に示すように、本冷却システムは、蒸気圧縮式冷媒回路である熱源ユニット 1 0 1、蒸発器 2 1 a、2 1 b、凝縮器 8 a、及び中間熱交換器 5 a を接続してなるトップヒート型熱サイフォン冷媒回路から構成され、それらは電子機器が設置される空間の床下に設置された中間熱交換ユニット 1 0 2 a、1 0 2 b を介して接続されている。以下の説明では、ラック 2 0 2 a の下部に設置された中間熱交換ユニット 1 0 2 a および蒸発器 2 1 a、2 2 a から成る系統を中心に説明する。

40

【0022】

熱源ユニット 1 0 1 内には、冷媒ガスを圧縮するための圧縮機 1、この冷媒ガスを冷却液化させるための凝縮器 2 が設けられている。また、中間熱交換ユニット 1 0 2 a 内には、凝縮器 2 を出た高温高圧の冷媒液を減圧して二相状態の湿り蒸気とする絞り装置 4 a (例えば電子式膨張弁)、蒸気圧縮式冷媒回路と熱サイフォン冷媒回路が互いに熱交換を行う中間熱交換器 5 a、中間熱交換器 5 a の蒸発側入口部及び出口部に設置された冷媒温度を検知する第 1 温度検知手段 5 1 a 及び第 2 温度検知手段 5 2 a (例えばサーミスタ) が設けられている。

50

【0023】

一方、トップヒート型熱サイフォン冷媒回路は、電子機器から発生する熱負荷によって冷媒を蒸発させる蒸発器21a、22a、蒸発した冷媒ガスを凝縮液化させる凝縮器8aを含む凝縮ユニット103a、中間熱交換器5aを含む中間熱交換ユニット102a及びそれらを接続する配管で構成されている。

中間熱交換ユニット102aは、蒸発器21aよりも低い位置に配置されており、ここでは例えばフリーアクセスの二重床の床下内に配置されている。

【0024】

上記のように構成した冷却システムの運転動作を説明する。この冷却システムは、例えばラック202a、202b内に収納されたサーバー201a、201b内部の電子機器を冷却するために利用され、年間を通して冷却運転を行う。圧縮機1で圧縮された高温・高圧の冷媒ガスは、凝縮器2で凝縮・液化されて中温・高圧の冷媒液となった後、熱源ユニット101から流出する。熱源ユニット101から液配管7を通過して中間熱交換ユニット102aに流入した中温・高圧の冷媒液は、絞り装置4aで減圧されて低温・低圧の二相状態となり、中間熱交換器5aでトップヒート型熱サイフォン冷媒回路の放熱を受けて自身は蒸発し、冷媒ガスとなって中間熱交換ユニット102aから流出する。中間熱交換ユニット102aから流出した冷媒ガスは、ガス配管6を通過して再び熱源ユニット101内の圧縮機1に吸引され、蒸気圧縮式冷媒回路が成立する。

【0025】

次に、トップヒート型熱サイフォン冷媒回路の原理構成図を図6に示す。トップヒート型熱サイフォン冷媒回路とは、特開2000-351977公報に開示のように、重力方向に対して上部で吸熱し、下部で放熱する熱駆動ポンプ作用を有する冷媒回路である。具体的には、蒸発器21a(図5の蒸発器22aも同様)では冷媒が電子機器の熱負荷を受けて蒸発し、蒸発した冷媒ガスがガス配管9aを上昇して凝縮器8a内の凝縮部13aの管外側で凝縮液化し、凝縮した冷媒液が重力で液配管11aを下降し、中間熱交換器5aに流入して放熱する。中間熱交換器5aで過冷却された過冷却液は、液配管12aを上昇し、凝縮器8a内の凝縮部13aの管内側で冷媒ガスの凝縮潜熱を受けて過冷却度が減少し、液配管10aを流下して再び蒸発器21a(図5の蒸発器22aも同様)に戻ることによってトップヒート型熱サイフォン冷媒回路が成立する。

【0026】

次に、本冷却システムにおける冷却能力の制御方法について図7を用いて説明する。図7は、横軸にエンタルピー h 、縦軸に圧力 P を示した $P-h$ 線図であり、この線図上に本冷却システムの蒸気圧縮式サイクル図(図中の実線ア)とトップヒート型熱サイフォンのサイクル図(図中の実線ウ)を示している。また、蒸発器21aの被冷却媒体である電子機器近傍の温度に相当する冷媒圧力を記号 i で示している。実施の形態1で述べたように、熱サイフォン冷媒回路の冷却能力は、電子機器近傍の温度と蒸発温度との蒸発温度差(T_e)、あるいは凝縮器の被加熱媒体の温度と凝縮温度との凝縮温度差(T_c)の増加とともに増加するという特性がある。本冷却システムでは、凝縮器の被加熱媒体は、蒸気圧縮式冷媒回路の冷媒であるから、凝縮器の被加熱媒体の温度とは蒸気圧縮式冷媒回路の蒸発温度であり、この蒸発温度を変化させることで上記凝縮温度差(T_c)を変化させ、熱サイフォン冷媒回路の冷却能力を制御することができる。具体的な制御方法は、実施の形態1と同様であるため、説明を省略する。

【0027】

本実施の形態によれば、蒸気圧縮式冷媒回路と、重力を駆動力として利用する重力式熱サイフォン冷媒回路とを中間熱交換器5aを介して接続することで、電子機器の熱負荷に応じて重力式熱サイフォン冷媒回路の駆動温度差を可変することができ、冷却効率の向上と高い信頼性を有する冷却システムを提供することができる。また、サーバーラックが収納される電算室に多く見られるフリーアクセスの二重床を利用し、中間熱交換器を床下内に配置してコンパクト化を図るとともに、室内に排熱を放出しない省エネルギー性の高い冷却システムを構築することができる。

10

20

30

40

50

【0028】

[実施の形態3]

次に、本発明の実施の形態3に係る冷却システムについて説明する。図8は本発明の実施の形態3に係る冷却システムを示す模式図である。本実施の形態において、実施の形態1と同構成については同一符号を付し、詳細な説明を省略する。図8に示すように、本冷却システムは、蒸気圧縮式冷媒回路である熱源ユニット101、液体搬送手段31（例えば、水ポンプ）を含む液体搬送ループ（例えば、水ポンプループ）、蒸発器21a、21bを含む重力式熱サイフォン冷媒回路から構成され、蒸気圧縮式冷媒回路と水ポンプループは、第1中間熱交換器37を介して接続され、水ポンプループと重力式熱サイフォン冷媒回路は、中間熱交換ユニット102a、102b内の第2中間熱交換器5a、5bを介して接続されている。

10

この冷却システムは、ラック202a、202b内に収納されたサーバー201a、201b内部の電子機器を冷却するものである。

【0029】

熱源ユニット101内には、冷媒ガスを圧縮するための圧縮機1、この冷媒ガスを冷却液化させるための凝縮器2、絞り装置4（例えば電子膨張弁）、第1中間熱交換器37が設けられ、冷媒回路を構成している。また、第1中間熱交換器37の蒸発側入口及び出口には第1温度検知手段51、及び第2温度検知手段52（例えば、それぞれサーミスタ）が設けられており、また、第1中間熱交換器37の水側入口及び出口には第3温度検知手段53及び第4温度検知手段54がそれぞれ設けられている。そして、水ポンプ31、絞り装置32、第1中間熱交換器37は直列に設けられている。

20

【0030】

中間熱交換ユニット102a内には、第1中間熱交換器37から流出した水流量を制御する絞り装置35a、水ポンプループと熱サイフォン冷媒回路が互いに熱交換を行う第2中間熱交換器5aが設けられている。さらに、重力式熱サイフォン冷媒回路は、電子機器から発生する熱負荷によって冷媒を蒸発させる蒸発器21a、22a、第2中間熱交換器5a及びそれらを接続する配管で構成されている。

【0031】

次に、上記のように構成した冷却システムの運転動作を説明する。圧縮機1で圧縮された高温・高圧の冷媒ガスは、凝縮器2で凝縮・液化されて中温・高圧の冷媒液となった後、絞り装置4で減圧されて低温・低圧の二相状態となり、第1中間熱交換器37で水ポンプループを流れる水から熱を奪って自身は蒸発し、再び圧縮機1に戻ることで冷媒回路が成立する。一方、水ポンプ31から吐出された冷水は、絞り装置32で水ポンプループ全体の流量が調整され、第1中間熱交換器37で熱を奪われた後、熱源ユニット101から流出する。熱源ユニット101から流出した冷水は、水配管33を通過して中間ユニット102aに流入し、絞り装置35aで流量が調整されて第2中間熱交換器5aに入り、重力式熱サイフォン冷媒回路の凝縮熱を受けて自身は温度が上昇し、中間熱交換ユニット102aから流出する。中間熱交換ユニット102aから流出した温水は、水配管34を通過して再び熱源ユニット101内の水ポンプ31に吸引され、水ポンプループが形成される。

30

【0032】

一方、蒸発器21a、22aでは冷媒が電子機器の熱負荷を受けて蒸発し、蒸発した冷媒ガスがガス配管23aを上昇して第2中間熱交換器5aで凝縮液化し、凝縮した冷媒液が重力で液配管24aを下降して再び蒸発器21a、22aに戻ることで重力式熱サイフォン冷媒回路が成立する。

40

【0033】

次に、本冷却システムにおける冷却能力の制御方法について図9のフローチャートを用いて説明する。初めに電子機器近傍の温度を検知し（例えば、電子機器近傍にリモート温度センサーを設置し、その温度をLTH1とする）、その検知値が目標値Tmとなるように、蒸気圧縮式冷媒回路の圧縮機1の回転数を制御する。具体的には、リモート温度センサーの検知値LTH1が目標値Tmに対して高い場合（LTH1 > Tm）は圧縮機1の回

50

転数を増加させ、冷却能力を増加させる（STEP 1～STEP 3）。また、リモート温度センサーの検知値LTH1が目標値 T_m に対して低い場合（ $LTH1 < T_m$ ）は圧縮機1の回転数を減少させ、冷却能力を減少させる（STEP 1～STEP 3）。電子機器近傍の温度を検知しない他の方法として、第4温度検知手段54の検知値TH4が目標値 T_{wm} となるように、蒸気圧縮式冷媒回路の圧縮機1の回転数を制御する方法もある。この場合は、TH4が目標値 T_{wm} に対して高い場合（ $TH4 > T_{wm}$ ）は圧縮機1の回転数を増加させ、TH4が目標値 T_{wm} に対して低い場合（ $TH4 < T_{wm}$ ）は圧縮機1の回転数を減少させる。また、実施の形態1と同様に、第1温度検知手段51の検知値TH1を蒸発温度（ET）とし、このETが目標値（ ET_m ）となるように蒸気圧縮式冷媒回路の圧縮機1の回転数を制御する方法もあるが、実施の形態1と同様であるため詳細な説明は省略する。 10

【0034】

ついで、第4温度検知手段54の検知値TH4と、第3温度検知手段53の検知値TH3との温度差 $T_w (= TH3 - TH4)$ を演算し、この演算値 T_w が目標値（ T_{wm} ）となるように水ポンプ31の回転数または絞り装置32の開度を制御する。具体的には、演算値 T_w が目標値 T_{wm} に対して大きい場合（ $T_w > T_{wm}$ ）は水ポンプ31の回転数を増加させ（絞り装置32の開度を増加させ）、水流量を増加させる（STEP 4～STEP 6）。また、演算値 T_w が目標値 T_{wm} に対して小さい場合（ $T_w < T_{wm}$ ）は水ポンプ31の回転数を減少させ（絞り装置32の開度を減少させ）、水流量を減少させる（STEP 4～STEP 6）。 20

【0035】

次に、第1温度検知手段51の検知値TH1（＝蒸発温度）と、第2温度検知手段52の検知値TH2から第1中間熱交換器37の出口過熱度（SH）を演算し（ $SH = TH2 - TH1$ ）、この演算値SHが目標値（ SH_m ）となるように絞り装置4の開度を制御する（STEP 7～STEP 9）。詳細な説明は、実施の形態1に示した絞り装置4の開度制御（STEP 4～STEP 6）と同様であるため省略する。

以上の操作により、熱サイフォン冷媒回路の冷却能力を電子機器からの発熱負荷に応じて変化させ、電子機器近傍の温度を一定に保つことができる。なお、本実施の形態では、蒸発温度として第1温度検知手段51の検知値TH1を簡易的に用いたが、第1中間熱交換器37の蒸発側出口部に圧力検知手段を設け、その圧力検知値から飽和ガス温度を求め、その温度を蒸発温度としてSHを演算するようすればより正確な過熱度SHを求めることができる。 30

【0036】

本実施の形態においては、蒸気圧縮式冷媒回路と重力を駆動力として利用する重力式熱サイフォン冷媒回路とを液体搬送手段による液体搬送ループを介して接続することにより、電子機器の熱負荷に応じて重力式熱サイフォン冷媒回路の駆動温度差を可変することができる。冷却効率の向上と高い信頼性を有する冷却システムを提供することができる。また、蒸気圧縮式冷媒回路との接続、及び重力式熱サイフォン冷媒回路との接続を液体搬送手段による液体搬送ループとすることで、冷媒配管工事が不要な施工性やメンテナンス性に優れた冷却システムを構築することができる。 40

【0037】

[実施の形態4]

次に、本発明の実施の形態4に係る冷却システムについて説明する。図10は本発明の実施の形態4に係る冷却システムを示す模式図である。本実施の形態において、実施の形態2と同構成については同一符号を付し、詳細な説明を省略する。図10に示すように、本冷却システムは、蒸気圧縮式冷媒回路である熱源ユニット101、液体搬送手段31（例えば、水ポンプ）を含む液体搬送ループ（例えば、水ポンプループ）、蒸発器21a、21bを含むトップヒート型熱サイフォン冷媒回路から構成され、蒸気圧縮式冷媒回路と水ポンプループは、第1中間熱交換器37を介して接続され、水ポンプループとトップヒート型熱サイフォン冷媒回路は、中間熱交換ユニット102a、102b内の第2中間熱 50

交換器 5 a、5 b を介して接続されている。

【0038】

熱源ユニット 101 内の構成については、実施の形態 3 と同一であるため、説明を省略する。

中間熱交換ユニット 102 a 内には、第 1 中間熱交換器 37 から流出した水流量を制御する絞り装置 35 a (例えば電子式膨張弁)、水ポンプルーブと熱サイフォン冷媒回路が互いに熱交換を行う第 2 中間熱交換器 5 a が設けられている。さらに、トップヒート型熱サイフォン冷媒回路は、電子機器から発生する熱負荷によって冷媒を蒸発させる蒸発器 21 a、22 a、蒸発した冷媒ガスを凝縮液化させる凝縮器 8 a を含む凝縮ユニット 103 a、第 2 中間熱交換器 5 a を含む中間熱交換ユニット 102 a およびそれらを接続する配管で構成されている。

10

中間熱交換ユニット 102 a は、蒸発器 21 a よりも低い位置に配置されており、ここでは例えばフリーアクセスの二重床の床下スペースに配置されている。

【0039】

次に、本実施の形態の運転動作を説明する。圧縮機 1 で圧縮された高温・高圧の冷媒ガスは、凝縮器 2 で凝縮・液化されて中温・高圧の冷媒液となった後、絞り装置 4 で減圧されて低温・低圧の二相状態となり、第 1 中間熱交換器 37 で水ポンプルーブを流れる水から熱を奪って自身は蒸発し、再び圧縮機 1 に戻ることで蒸気圧縮式冷媒回路が成立する。一方、水ポンプ 31 から吐出された冷水は、絞り装置 32 で水ポンプルーブ全体の流量が調整され、第 1 中間熱交換器 37 で熱を奪われた後、熱源ユニット 101 から流出する。熱源ユニット 101 から流出した冷水は、水配管 33 を通って中間ユニット 102 a に流入し、絞り装置 35 a で流量が調整されて第 2 中間熱交換器 5 a に入り、トップヒート型熱サイフォン冷媒回路の凝縮熱を受けて自身は温度が上昇し、中間熱交換ユニット 102 a から流出する。中間熱交換ユニット 102 a から流出した温水は、水配管 34 を通って再び熱源ユニット 101 内の水ポンプ 31 に吸引され、水ポンプルーブが形成される。

20

【0040】

一方、蒸発器 21 a (図 10 の蒸発器 22 a も同様) では冷媒が電子機器の熱負荷を受けて蒸発し、蒸発した冷媒ガスがガス配管 9 a を上昇して凝縮器 8 a 内で凝縮液化し、凝縮した冷媒液が重力で液配管 11 a を下降し、第 2 中間熱交換器 5 a に流入して放熱する。第 2 中間熱交換器 5 a で過冷却された過冷却液は、液配管 12 a を上昇し、凝縮器 8 a 内で冷媒ガスの凝縮潜熱を受けて過冷却度が減少し、液配管 10 a を流下して再び蒸発器 21 a (図 10 の蒸発器 22 a も同様) に戻ることでトップヒート型熱サイフォン冷媒回路が成立する。本冷却システムの圧力-エンタルピー線図上での動作や冷却能力の制御方法については、実施の形態 2 と同様であるため説明を省略する。

30

【0041】

次に、本冷却システムの実際の構成例を図 11 に示す。図 11 のトップヒート型熱サイフォン冷媒回路では、ジョイント部 18 によって容易に蒸発器 21、22、25 の着脱が可能となっている。ここで、蒸発器 21、22 は、例えばブレードサーバー 201 内の基板や他のブレードと直接接触して設置され、蒸発器 25 はブレードサーバー 201 の下面に直接接触して設置される蒸発器である。また、プレートフィンチューブ型空冷熱交換器が主凝縮部 17 として、下部ヘッダー 19 が補助凝縮部または過冷却部として機能している。更に、上記空冷熱交換器は送風機 16 により強制空冷され、上部ヘッダー 14 は、不凝縮ガス溜めとして機能し、開閉弁 15 の開閉により不凝縮ガスの除去が可能となる構造となっている。なお、放熱部である中間熱交換器 5 は、プレート式熱交換器としているが、二重管式熱交換器など他の形式でも同様の効果を発揮する。

40

【0042】

本実施の形態では、蒸気圧縮式冷媒回路と、重力を駆動力として利用する重力式熱サイフォン冷媒回路とを液体搬送手段による液体搬送ルーブを介して接続することで、電子機器の熱負荷に応じて重力式熱サイフォン冷媒回路の駆動温度差を可変することができ、冷却効率の向上と高い信頼性を有する冷却システムを提供することができる。また、サーバ

50

ラックが収納される電算機室に多く見られるフリーアクセスの二重床を利用し、第2中間熱交換器を床下に配置してコンパクト化を図るとともに、蒸気圧縮式冷媒回路との接続、及び重力式熱サイフォン冷媒回路との接続を液体搬送手段による液体搬送ループとすることで、冷媒配管工事が不要な施工性やメンテナンス性に優れた冷却システムを構築することができる。

【図面の簡単な説明】

【0043】

【図1】本発明の実施の形態1に係る冷却システムの構成を示す模式図である。

【図2】実施の形態1の冷却システムに用いられる蒸発器の構造説明図である。

【図3】実施の形態1の冷却システムの圧力-エンタルピー線図上での動作を示す図である。 10

【図4】実施の形態1の冷却システムの冷却能力の制御方法を示すフローチャートである。

【図5】本発明の実施の形態2に係る冷却システムの構成を示す模式図である。

【図6】実施の形態2の冷却システムに用いられるトップヒート型熱サイフォン冷媒回路の動作原理を示す説明図である。

【図7】実施の形態2の冷却システムの圧力-エンタルピー線図上での動作を示す図である。

【図8】本発明の実施の形態3に係る冷却システムの構成を示す模式図である。

【図9】実施の形態3の冷却システムの冷却能力の制御方法を示すフローチャートである。 20

【図10】本発明の実施の形態4に係る冷却システムの構成を示す模式図である。

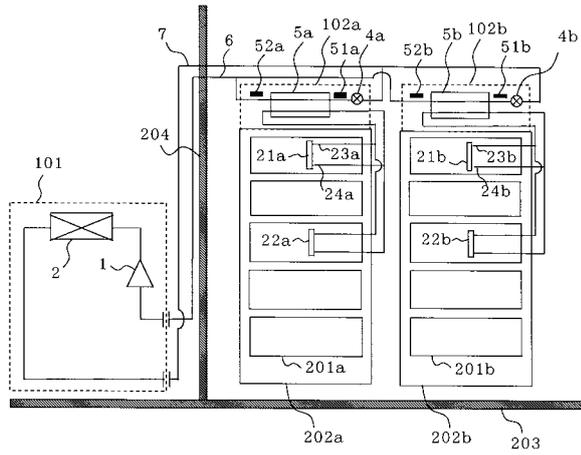
【図11】実施の形態4の冷却システムの実際の構成例を示す説明図である。

【符号の説明】

【0044】

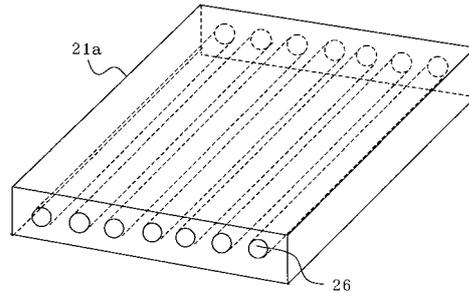
1 圧縮機、2 凝縮器、3 液配管、4 a、4 b、3 2、3 5 a、3 5 b 絞り装置、5 a、5 b 中間熱交換器あるいは第2中間熱交換器、6、9 a、9 b、2 3 a、2 3 b ガス配管、7、1 0 a、1 0 b、1 1 a、1 1 b、1 2 a、1 2 b、2 4 a、2 4 b 液配管、8 a、8 b 凝縮器、1 3 凝縮部、1 4 上部ヘッダー、1 5 開閉弁、1 6 送風機、1 7 主凝縮部、1 8 ジョイント部、1 9 下部ヘッダー、2 1 a、2 1 b、2 2 a、2 2 b、2 5 蒸発器、2 6 冷媒流路、3 1 液体搬送手段、3 3、3 4 水配管、3 7 第1中間熱交換器、5 1 a、5 1 b 第1温度検知手段、5 2 a、5 2 b 第2温度検知手段、5 3 第3温度検知手段、5 4 第4温度検知手段、1 0 1 熱源ユニット、1 0 2 a、1 0 2 b 中間熱交換ユニット、1 0 3 a、1 0 3 b 凝縮ユニット、2 0 1 a、2 0 1 b サーバー、2 0 2 a、2 0 2 b ラック、2 0 3 二重床上面、2 0 4 側壁面。 30

【 図 1 】

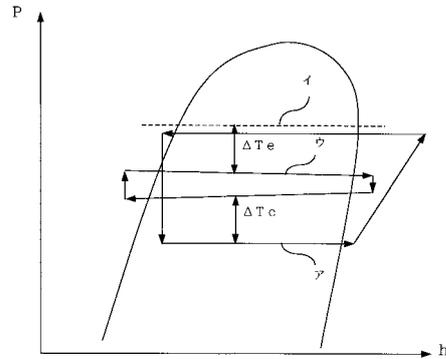


- 1 : 圧縮機
- 2 : 凝縮器
- 3 : 液配管
- 4 a, 4 b : 絞り装置
- 5 a, 5 b : 中間熱交換器
- 21 a, 21 b : 蒸発器
- 51 a, 51 b : 第 1 温度検知手段
- 101 : 熱源ユニット
- 102 a, 102 b : 中間熱交換ユニット
- 201 a, 201 b : サーバー
- 202 a, 202 b : ラック

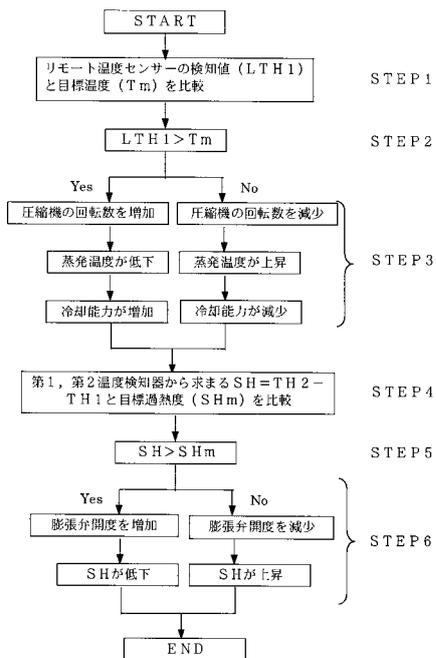
【 図 2 】



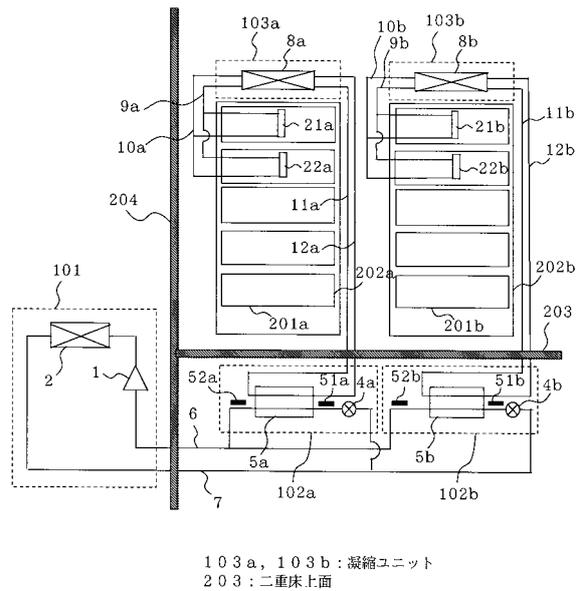
【 図 3 】



【 図 4 】

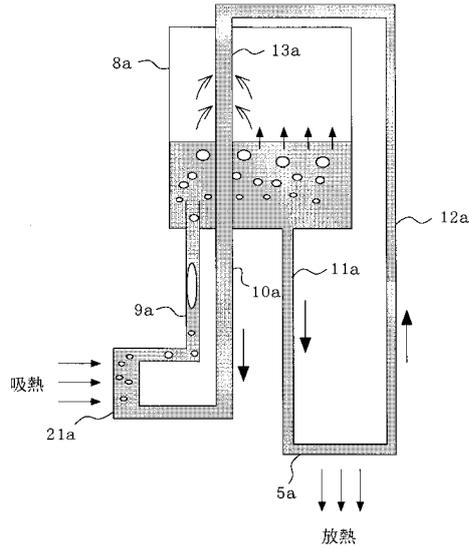


【 図 5 】

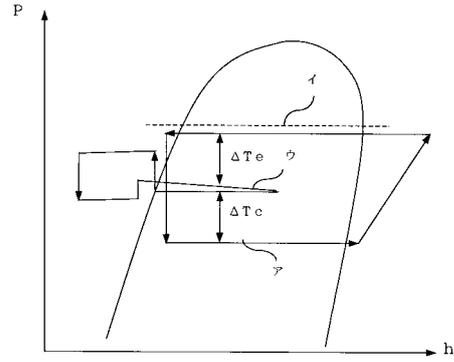


- 103 a, 103 b : 凝縮ユニット
- 203 : 二重床上面

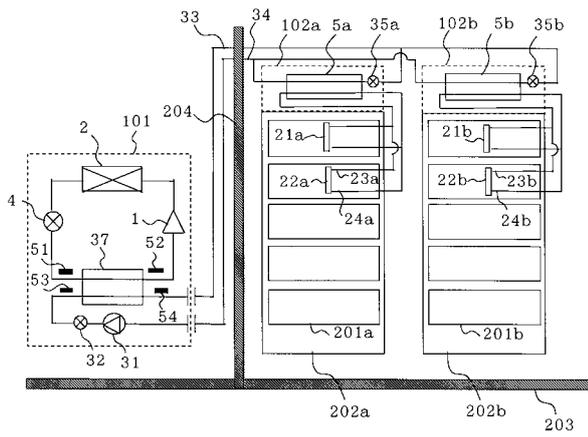
【図6】



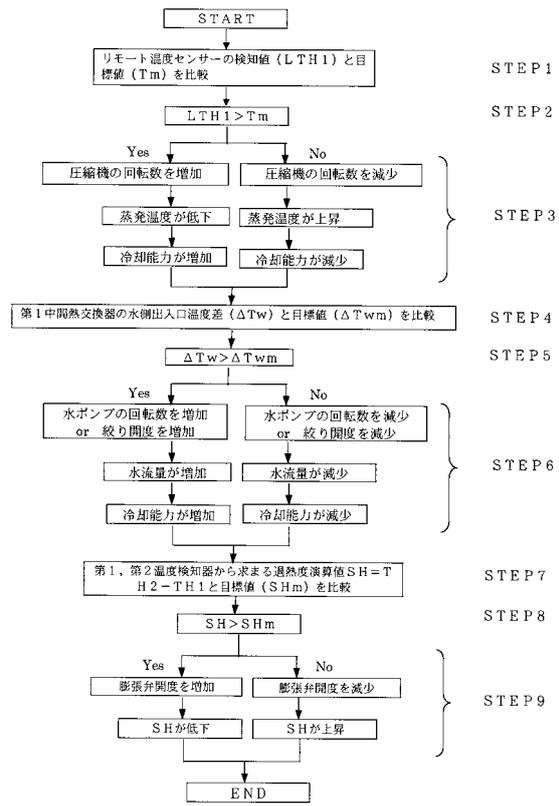
【図7】



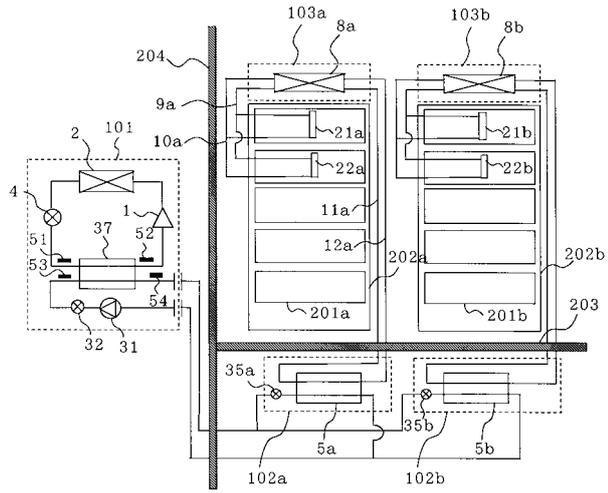
【図8】



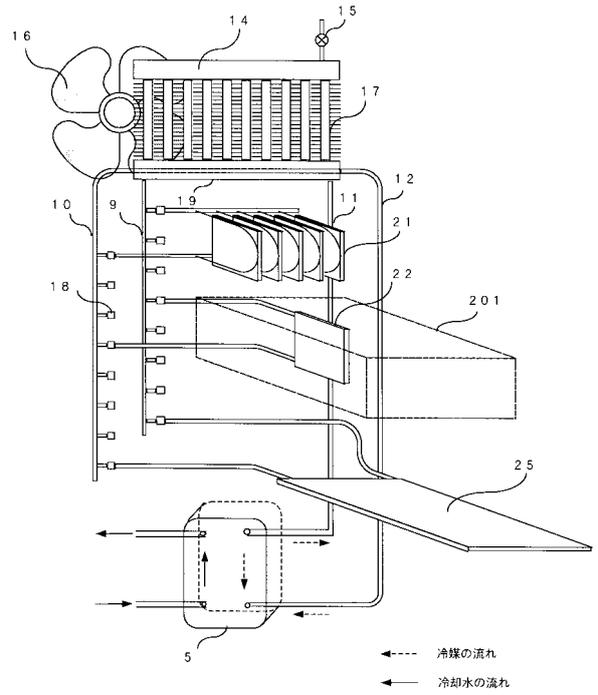
【図9】



【図10】



【図11】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.⁷ F I テーマコード(参考)
F 2 8 D 15/02 1 0 1 B
H 0 5 K 7/20 Q

(72)発明者 岡崎 多佳志
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内

(72)発明者 一法師 茂俊
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内

(72)発明者 畑村 康文
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内

(72)発明者 井上 琢也
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内

(72)発明者 森本 裕之
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内

Fターム(参考) 3L044 CA13 EA03
5E322 AA05 AB10 DA01 DB01 DB06