

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局



(43) 国際公開日  
2010年12月2日(02.12.2010)

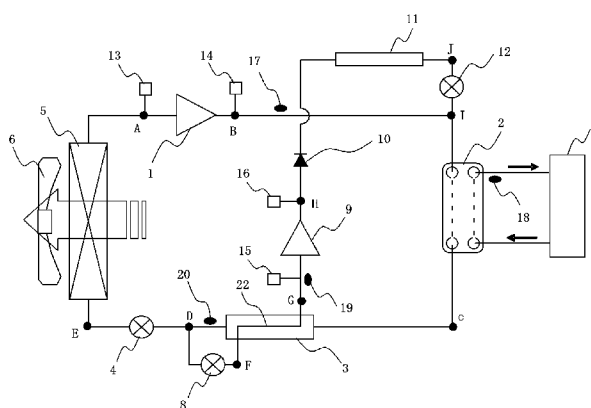
(10) 国際公開番号  
WO 2010/137401 A1

- (51) 国際特許分類:  
F25B 1/00 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2010/055686
- (22) 国際出願日: 2010年3月30日(30.03.2010)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:  
PCT/JP2009/059622 2009年5月26日(26.05.2009) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 三菱電機株式会社 (Mitsubishi Electric Corporation) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 齊藤 信 (SAITO, Makoto) [—/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 溝井 章司 (MIZOI, Shoji); 〒2470056 神奈川県鎌倉市大船二丁目17番10号 N T A大船ビル3階 溝井国際特許事務所 Kana-gawa (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).
- 添付公開書類:  
— 国際調査報告 (条約第21条(3))

(54) Title: HEAT PUMP DEVICE

(54) 発明の名称: ヒートポンプ装置

[図1]



(57) Abstract: Provided is a heat pump device such as a heat pump-type water heater, wherein a high-temperature hot water is efficiently discharged while the condensing capability in a low ambient temperature is maximized. The heat pump-type water heater is characterized by being comprised of a first refrigeration cycle configured by successively connecting a main compressor (1), a first water-refrigerant heat exchanger (2), an inside heat exchanger (3), a first decompression device (4), and an air heat exchanger (5); and a second refrigeration cycle wherein a line is branched between the first water-refrigerant heat exchanger (2) and the first decompression device (4), and is successively connected to a second decompression device (8), the inside heat exchanger (3), a subsidiary compressor (9), and a third decompression device (12) and, finally, is joined in between the main compressor (1) and the first water-refrigerant heat exchanger (2).

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2010/137401 A1



---

低外気温度での凝縮能力を最大限まで増大しながら、高温出湯を効率的に行うヒートポンプ式給湯装置等のヒートポンプ装置を提供する。ヒートポンプ式給湯装置は、主圧縮機 1、第 1 の水-冷媒熱交換器 2、内部熱交換器 3、第 1 の減圧装置 4、空気熱交換器 5 が順次接続されて構成される第 1 の冷凍サイクルと、第 1 の水-冷媒熱交換器 2 と第 1 の減圧装置 4 との間から分岐し、第 2 の減圧装置 8、内部熱交換器 3、副圧縮機 9、第 3 の減圧装置 12 が順次接続され、主圧縮機 1 と第 1 の水-冷媒熱交換器 2 との間に再び合流する第 2 の冷凍サイクルとを備えたことを特徴とする。

## 明 細 書

**発明の名称**：ヒートポンプ装置

### 技術分野

[0001] この発明は、ヒートポンプ式給湯装置等のヒートポンプ装置に関するものであり、特に、低外気温度でも大きな加熱能力が得られるとともに、効率よく高温で出湯できるヒートポンプ装置に関するものである。

### 背景技術

[0002] 低外気温度でも十分な凝縮熱量を得る方法としては、主となる冷媒回路と、第2の圧縮機で形成される従側冷媒回路で構成され、従回路が主回路から内部熱交換器を介して熱回収することで冷凍能力を増大させる方法が知られている（例えば、特許文献1参照）。

[0003] また、効率的に高温出湯する方法として、2元圧縮サイクルを構成し、低段側の凝縮器と、高段側の凝縮器に直列に水を流通させて昇温する方法が知られている（例えば、特許文献2参照）。

### 先行技術文献

#### 特許文献

[0004] 特許文献1：特開昭59-41746号公報  
特許文献2：特開平4-263758号公報

### 発明の概要

#### 発明が解決しようとする課題

[0005] しかしながら、上記特許文献1の構成においては、高温出湯が要求されたときに冷凍サイクル全体が高圧縮比となって効率が低下してしまうという課題が生じる。また、従側冷媒回路の蒸発熱の上限は、従側冷媒回路が主回路側高圧液冷媒から回収できる熱量であるため、主回路側に追加できる凝縮熱量（＝第2圧縮機入力＋上記蒸発熱）にも限界がある。

[0006] また、上記特許文献2の構成においては、高段側圧縮機を稼働させた場合も停止させた場合も、蒸発器となる室外熱交換器の入口冷媒エンタルピは変

化しないので、外気から採熱できる熱量は低段側圧縮機の最大容量で決定される。よって、高段側圧縮機入力はそのまま凝縮能力に振替えられることとなり、加熱効率面においては高段側サイクルでの加熱は電気ヒータによる加熱に等しく、高効率とは言いがたい。

[0007] この発明の目的は、上記のような課題を解決するためになされたもので、低外気温度での凝縮能力を最大限まで増大しながら、高温出湯を効率的に行うヒートポンプ装置を提供することを目的とする。

### 課題を解決するための手段

[0008] この発明に係るヒートポンプ装置は、  
第1の圧縮機、第1の熱交換器、内部熱交換器、第1の減圧装置、蒸発器が順次接続されて構成される第1の冷凍サイクルと、

前記第1の熱交換器と前記第1の減圧装置との間から分岐し、第2の減圧装置、前記内部熱交換器、第2の圧縮機、第3の減圧装置が順次接続され、前記第1の圧縮機と前記第1の熱交換器との間に再び合流する第2の冷凍サイクルと

を備えたことを特徴とする。

[0009] 前記第2の冷凍サイクルは、さらに、前記第2の圧縮機と前記第3の減圧装置との間に、放熱手段を備えたことを特徴とする。

[0010] 前記放熱手段は、第2の熱交換器であり、前記第1の熱交換器で前記第1の冷凍サイクルを流れる冷媒と熱交換された後の流体が、前記第2の熱交換器へ流通し、前記第2の熱交換器で前記第2の冷凍サイクルを流れる冷媒と熱交換されるように設けられる

ことを特徴とする。

[0011] 前記ヒートポンプ装置は、さらに、

前記第2の熱交換器の凝縮圧力が、前記第1の熱交換器の凝縮圧力よりも高くなるように前記第3の減圧装置の開度を調整する制御部を備えることを特徴とする。

[0012] 前記制御部は、前記第2の冷凍サイクルにおける蒸発圧力が、前記第1の

冷凍サイクルにおける蒸発圧力よりも高くなるように前記第 2 の圧縮機を制御する

ことを特徴とする。

[0013] 前記第 1 の熱交換器は、水と、前記第 1 の冷凍サイクルを流れる冷媒とを熱交換する水-冷媒熱交換器であり、

前記第 2 の熱交換器は、水と、前記第 2 の冷凍サイクルを流れる冷媒とを熱交換する水-冷媒熱交換器である

ことを特徴とする。

[0014] 前記第 1 の熱交換器と前記第 2 の熱交換器との少なくともいずれかは、プレート積層型熱交換器である

ことを特徴とする。

[0015] 前記放熱手段は、前記蒸発器の下端近傍に配置される配管で構成されることを特徴とする。

[0016] 前記第 2 の冷凍サイクルは、さらに、前記第 2 の圧縮機と前記第 3 の減圧装置との間に並列に配置される複数の放熱手段と、

前記第 2 の冷凍回路を流れる冷媒を前記複数の放熱手段のいずれへ流すかを切り替える放熱手段切替装置と

を備えたことを特徴とする。

### 発明の効果

[0017] この発明に係るヒートポンプ装置は、高コストとなるインジェクション圧縮機を用いなくとも、第 2 の圧縮機と内部熱交換器による熱回収運転によって蒸発器のエンタルピ差を拡大するので、第 2 の圧縮機の電気入力以上の大きな加熱能力が得られるとともに、外気からの採熱量が増えることにより電気ヒータによる加熱能力増大作用よりも COP が高い給湯運転を行うことができる。

[0018] また、第 3 の減圧手段によって、第 2 の圧縮機の吐出圧力を任意に調整できるので、第 2 の圧縮機の電気入力を最大化する調整を行うことで、加熱能力を最大限にすることができる。

- [0019] また、第1の熱交換器に流通する冷媒流量が、第1の圧縮機と第2の圧縮機との合計となり冷媒流速が速くなるので、第1の熱交換器内部の冷媒側伝熱性能が向上する。これは、第1の熱交換器がプレート積層型熱交換器である場合に特に効果がある。
- [0020] また、第2の圧縮機と第3の減圧装置との間に第2の熱交換器を備え、第1の冷凍サイクルと第2の冷凍サイクルとで異なる凝縮温度を生成するようにし、2段階で水等の流体を加熱するように配置したので、高温水を要求されたとき等でも高効率となる加熱運転を行うことができる。

### 図面の簡単な説明

- [0021] [図1]実施の形態1を示す図で、ヒートポンプ式給湯装置の冷媒回路図。
- [図2]実施の形態1を示す図で、第1の水—冷媒熱交換器2（プレート積層型熱交換器）の内部構成を示す斜視図。
- [図3]実施の形態1を示す図で、冷凍サイクルの動作を示すP—h線図。
- [図4]実施の形態1を示す図で、放熱手段が水—冷媒熱交換器の場合のヒートポンプ式給湯装置の冷媒回路図。
- [図5]実施の形態1を示す図で、放熱手段が水—冷媒熱交換器の場合の冷凍サイクル動作を示すP—h線図。
- [図6]実施の形態1を示す図で、放熱手段が水—冷媒熱交換器の場合の水—冷媒熱交換器内部の温度変化過程を示す図。
- [図7]実施の形態1を示す図で、放熱手段が凍結防止ヒータの場合の冷媒回路構成図。
- [図8]実施の形態1を示す図で、放熱手段が凍結防止ヒータの場合の冷凍サイクル動作を示すP—h線図。

### 発明を実施するための形態

- [0022] 実施の形態1.

図1乃至図7は実施の形態1を示す図で、図1はヒートポンプ式給湯装置の冷媒回路図、図2は第1の水—冷媒熱交換器2（プレート積層型熱交換器）の内部構成を示す斜視図、図3は冷凍サイクルの動作を示すP—h線図、

図4は放熱手段が水—冷媒熱交換器の場合のヒートポンプ式給湯装置の冷媒回路図、図5は放熱手段が水—冷媒熱交換器の場合の冷凍サイクル動作を示すP—h線図、図6は放熱手段が水—冷媒熱交換器の場合の水—冷媒熱交換器内部の温度変化過程を示す図、図7は放熱手段が凍結防止ヒータの場合の冷媒回路構成図、図8は放熱手段が凍結防止ヒータの場合の冷凍サイクル動作を示すP—h線図である。

- [0023] 図1により、ヒートポンプ式給湯装置の冷媒回路の一例を説明する。図1に示すヒートポンプ式給湯装置の冷媒回路は、第1の冷凍サイクルと、第2の冷凍サイクルとを備える。
- [0024] 第1の冷凍サイクルは、主圧縮機1（第1の圧縮機）、第1の水—冷媒熱交換器2（第1の熱交換器）、内部熱交換器3、電動膨張弁4（第1の減圧装置）、外気から採熱する空気熱交換器5（蒸発器）を順次接続して形成されている。
- [0025] 第2の冷凍サイクルは、第1の冷凍サイクルの内部熱交換器3と電動膨張弁4との間から分岐し、第1の冷凍サイクルの主圧縮機1と第1の水—冷媒熱交換器2との間に合流する。なお、第2の冷凍サイクルは、第1の水—冷媒熱交換器2と電動膨張弁4との間であれば、他の位置から分岐していてもよい。
- [0026] 第2の冷凍サイクルは、第1の冷凍サイクルの内部熱交換器3と電動膨張弁4との間から分岐して、分流膨張弁8（第2の減圧装置）、副圧縮機9の吸入配管22（内部熱交換器3内を貫通する）、副圧縮機9（第2の圧縮機）、逆止弁10、副放熱手段11（放熱手段）、合流膨張弁12（第3の減圧装置）の順に接続されて形成され、第1の冷凍サイクルの主圧縮機1と第1の水—冷媒熱交換器2との間に合流する。
- [0027] 第1の冷凍サイクル、第2の冷凍サイクルには、冷媒として、例えば、R410Aが封入されている。
- [0028] 主圧縮機1には、吸入圧力を検出する圧力センサ13、吐出圧力を検出する圧力センサ14が設けられる。また、副圧縮機9には、吸入圧力を検出する

る圧力センサ 15、吐出圧力を検出する圧力センサ 16 が設けられる。

- [0029] 主圧縮機 1 の吐出温度を検出する温度センサ 17、第 1 の水-冷媒熱交換器 2 の出口の給水温度を検出する温度センサ 18、副圧縮機 9 の吸入冷媒の温度を検出する温度センサ 19、第 1 の冷凍サイクルの内部熱交換器 3 の出口の冷媒の温度を検出する温度センサ 20 を備える。
- [0030] 圧力センサ 13 ~ 16、温度センサ 17 ~ 20 の情報により、図示しない制御部が、ヒートポンプ給湯装置の運転制御を行う。
- [0031] 制御部は、所定のプログラムが組み込まれたマイコン（マイクロコンピュータ）で構成される。以下の各種の制御における主語は制御部であるが、一々「制御部が」という文言は記載しない。
- [0032] 空気熱交換器 5 には、外気からの採熱量を調整する送風機 6 が設けられている。
- [0033] 第 1 の水-冷媒熱交換器 2 には、給湯負荷となる給湯タンク 7 が接続され、熱媒体として水が循環している。図 1 の矢印は、熱媒体である水の流れを示している。
- [0034] 第 1 の水-冷媒熱交換器 2 には、公知のプレート積層型熱交換器を使用する。図 2 により、簡単に第 1 の水-冷媒熱交換器 2（プレート積層型熱交換器）の内部構成を説明する。図 2 では、外周カバーを構成する筒状体は省略している。第 1 の水-冷媒熱交換器 2（プレート積層型熱交換器）は、一方の最外端のプレート 2 d に、冷媒配管接続口 2 a が設けられる。また、他方の最外端のプレート 2 d に、水配管接続口 2 b が設けられる。
- [0035] 一对の最外端のプレート 2 d の間に、複数の波形状の伝熱プレート 2 c が並べて配置される。伝熱プレート 2 c の間に、交互に冷媒流路 2 e と、水流路 2 f とが形成される。そして、伝熱プレート 2 c に、各冷媒流路 2 e と冷媒配管接続口 2 a とを接続する冷媒連通穴 2 g が設けられる。また、伝熱プレート 2 c に、各水流路 2 f と水配管接続口 2 b とを接続する水連通穴 2 h が設けられる。
- [0036] このように構成された本実施の形態 1 のヒートポンプ式給湯装置の動作に

ついて説明する。

[0037] まず、副放熱手段 11 に何も接続されていない場合における給湯運転の冷凍サイクルの動作について、図 1 および図 3 を参照しながら説明する。

[0038] 図 3 は給湯運転時の冷凍サイクルの動作を示す P-h 線図（モリエル線図ともいう）で、横軸は比エンタルピ  $[kJ/kg]$ 、縦軸は冷媒圧力  $[MPa]$  である。

[0039] 図 3 において、第 1 の冷凍サイクルは、 $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow D \rightarrow E \rightarrow A$  の実線で示すように動作する。また、第 2 の冷凍サイクルは、 $G \rightarrow H \rightarrow I \rightarrow C \rightarrow D \rightarrow F \rightarrow G$  の破線で示すように動作する。

[0040] 第 1 の冷凍サイクルでは、以下に示す動作が行われる。

- (1) 主圧縮機 1 に、低压ガス冷媒（状態 A）が吸入される；
- (2) 低压ガス冷媒（状態 A）が主圧縮機 1 で圧縮されて高温高压のガス冷媒（状態 B）となり吐出される；
- (3) 第 1 の水-冷媒熱交換器 2 で水に放熱して凝縮し、高压液冷媒（状態 C）になる；
- (4) 内部熱交換器 3 で、第 2 の冷凍サイクルの分岐冷媒と熱交換を行い過冷却液（状態 D）になる；
- (5) 電動膨張弁 4 で第 1 の低压まで減圧され、低压二相冷媒（状態 E）になる；
- (6) 空気熱交換器 5 で外気から採熱して蒸発し、再び低压ガス冷媒（状態 A）となる。

[0041] 電動膨張弁 4 の開度は、あらかじめ把握している主圧縮機 1 の運転特性と、圧力センサ 13 で検知する吸入圧力と、圧力センサ 14 で検知する吐出圧力との情報から、主圧縮機 1 に吸入される吸入冷媒（状態 A）が、ちょうど飽和蒸気となるような目標吐出温度を予測し、温度センサ 17 で検知する実際の吐出温度と予測した目標吐出温度とが一致するように調整される。

[0042] また、主圧縮機 1 の回転数（運転容量）は、温度センサ 18 で検知する給水温度が目標値、例えば  $45^{\circ}C$  となるように調整される。このように運転さ

れることで、給湯負荷となる給湯タンク 7 に所定温度まで昇温した温水を供給する。

[0043] しかし、外気温度が極めて低い場合や、要求される加熱能力が大きい場合、主圧縮機 1 が最大容量で運転しても目標給水温度（例えば 45℃）に調整できない場合がある。

[0044] 一例では、主圧縮機 1 に 5 馬力程度のスクロール圧縮機、副圧縮機 9 に 2 馬力程度のロータリ圧縮機が使用される。

[0045] このようなときは、第 2 の冷凍サイクルが運転される。第 2 の冷凍サイクルでは、内部熱交換器 3 出口（状態 D）から一部の冷媒を分岐し、分流膨張弁 8 で第 2 の低圧（第 1 の低圧より高い）まで減圧する。この第 2 の低圧の冷媒（状態 F）は、吸入配管 22 が内部熱交換器 3 を貫通することにより、内部熱交換器 3 において高圧液冷媒（状態 C）によって加熱され、ガス冷媒（状態 G）となって副圧縮機 9 に吸入される。副圧縮機 9 で昇圧された第 2 高圧ガス冷媒（状態 H）は、合流膨張弁 12 で減圧され、主圧縮機 1 の吐出冷媒（状態 B）と合流し、状態 I となって第 1 の水-冷媒熱交換器 2 に流入する。その後、第 1 の水-冷媒熱交換器 2 で水に放熱して凝縮し、高圧液冷媒（状態 C）になり、内部熱交換器 3 で、第 2 の冷凍サイクルの分岐冷媒と熱交換を行い過冷却液（状態 D）になる。

[0046] 分流膨張弁 8 の開度は、温度センサ 19 及び圧力センサ 15 で検知される副圧縮機 9 の吸入冷媒（状態 G）の状態が、飽和蒸気か、あるいは僅かに過熱する程度になるように調整される。

[0047] 副圧縮機 9 は一定速圧縮機でもよいが、インバータで駆動される回転数調整可能な圧縮機である場合は、圧力センサ 15 で検知される吸入圧力が所定値となるように、副圧縮機 9 の回転数が調整される。

[0048] 合流膨張弁 12 の開度は、圧力センサ 16 で検知される副圧縮機 9 の吐出圧力を操作できるので、副圧縮機 9 の入力が必要される加熱能力を満たすような吐出圧力になるように調整する。

[0049] 本実施の形態 1 のヒートポンプ式給湯装置は、このように加熱能力が最大

になるよう第2の冷凍サイクルが運転されることで、第1の水-冷媒熱交換器2で水に放熱して凝縮した高圧液冷媒（状態C）が、内部熱交換器3で第2の冷凍サイクルの分岐冷媒と熱交換を行い過冷却液（状態D）になり、状態Eと状態Aとの差が拡大するので、外気からの採熱量が増大し、加熱運転の運転効率が向上する。

- [0050] また、外気からの採熱量と主圧縮機1の入力に加え、副圧縮機9の入力も全体の凝縮熱量に加わり、最大加熱能力が増大する。
- [0051] 続いて、副放熱手段11が第2の水-冷媒熱交換器23（第2の熱交換器）となる場合について、図4乃至図6を参照しながら説明する。
- [0052] 基本的な冷凍サイクルの動作および運転制御は、前述した副放熱手段11に何も接続されていない場合と同様であるが、ここでは、副放熱手段11が第2の水-冷媒熱交換器23であり、給湯タンク7からの循環水は、第1の冷凍サイクル側の第1の水-冷媒熱交換器2を経由して第2の水-冷媒熱交換器23に通水される。
- [0053] 副圧縮機9から吐出された高温高圧のガス冷媒（状態H）は第2の水-冷媒熱交換器23で水を再度加熱し、循環水はより高温となって給湯タンク7に戻る。第2の水-冷媒熱交換器23を出た冷媒（状態J）は合流膨張弁12で減圧され、主圧縮機1の吐出冷媒（状態B）と合流し（状態I）、その後第1の水-冷媒熱交換器2に流通する。
- [0054] この第2の冷凍サイクルが運転される状況においては、主圧縮機1は既に最大容量運転を行っている。また、合流膨張弁12では、50℃以上の高温水が要求された場合などにおいて、その水温での出湯が可能となる目標吐出圧力を設定し、副圧縮機9の吐出圧力が設定した目標吐出圧力になるように開度調整される。副圧縮機9では、温度センサ18で検知される目標出湯温度が実現できる加熱能力となるように回転数が調整される。

また、副圧縮機9の吐出圧力（圧力センサ16出力値）は、第1の水-冷媒熱交換器2から第2の水-冷媒熱交換器23に流入する水温によってほぼ決まってしまう。そこで、合流膨張弁12は第2の水-冷媒熱交換器23出

口（状態J）の過冷却度が1～2 [K] となるように開度調整されるとしてもよい。この場合、副圧縮機9の回転数によって吸入圧力（圧力センサ15出力値）および副圧縮機9の入力が変化する。したがって、第2の水-冷媒熱交換器23での加熱能力も副圧縮機9の回転数に伴って変化するので、出口水温が設定値となるように制御できる。

[0055] 図6は第1の水-冷媒熱交換器2、第2の水-冷媒熱交換器23内部における水と冷媒との温度変化の過程を示している。循環水側は第1の水-冷媒熱交換器2、第2の水-冷媒熱交換器23を直列に流通し、入口から出口までほぼ直線的に温度上昇する。

[0056] 一方、冷媒側では、第2の水-冷媒熱交換器23の凝縮圧力は第1の水-冷媒熱交換器2のそれより高く設定され、それぞれ異なる凝縮温度となっているので、1つの凝縮温度で昇温する場合よりも、上昇していく水温に対して冷媒との温度差を小さくできる。

[0057] つまり、水温が低い側では低めの凝縮温度で昇温し、水温が高い側では高めの凝縮温度で昇温できるので、水と冷媒の温度差が必要以上に大きくなることはない。よって、同一出湯温度に対して高効率で昇温することができ、冷凍サイクルの成績係数（COP）を向上することができる。

[0058] 特に50℃以上の高温水が要求されたとき、凝縮温度はそれ以上のレベルに設定する必要があるが、副放熱手段11が第2の水-冷媒熱交換器23となる図4の冷媒回路では、第2の水-冷媒熱交換器23側、すなわち第2の冷凍サイクル側だけをその高凝縮温度にすればよく、システム全体として高効率で運転できるとともに、第2の冷凍サイクルでは外気から採熱する必要がないので、第2の冷凍サイクルでは低圧を比較的高い状態で運転できる。よって、外気が極めて低い場合でも高圧縮比になりにくく、吐出温度異常上昇などの運転制限が発生しにくい。すなわち、第2の冷凍サイクルの低圧を第1の冷凍サイクルの低圧よりも高い状態に制御することで厳しい運転条件においても信頼性を向上することができる。

[0059] さらに、第1の水-冷媒熱交換器2では、主圧縮機1で循環される冷媒と

副圧縮機 9 で循環される冷媒が合流して流通する。

[0060] 一般に水-冷媒熱交換器として使用されるプレート積層型熱交換器（図 2）は、水側と冷媒側の流路が等しいので冷媒側の流速が遅くなることが多く、それに伴い冷媒側伝熱性能が低下しやすいが、本実施の形態においては、第 1 の水-冷媒熱交換器 2 を流通する冷媒流量が、主圧縮機 1 と副圧縮機 9 の合計となり冷媒流速が速くなるので、この第 1 の水-冷媒熱交換器 2 の伝熱性能が向上するという効果を有する。

また、プレート積層型熱交換器は過冷却液部分で特に流速が低下して伝熱特性が悪化するため、過冷却度を大きくとることができない。しかし、この実施の形態では内部熱交換器で大きな過冷却度をとることができ、プレート積層型熱交換器を用いる場合でも過冷却度が大きい高効率な冷凍サイクル運転が可能となる。

[0061] 続いて、副放熱手段 11 を凍結防止ヒータとして用いる場合について、図 7、図 8 を参照しながら説明する。

[0062] 給湯運転において外気が氷点下になる状況では空気熱交換器 5 に着霜が生じるため、これを融かすための除霜運転が間欠的に行われるが、除霜時に生じたドレンや融け残った霜が空気熱交換器 5 の下部や、ドレン受け皿 21 に蓄積されて氷が成長し、給湯装置自体が破損してしまうことがある。これを回避するため、図 7 では、空気熱交換器 5 下部の伝熱管の一部を流用、あるいは空気熱交換器 5 の下方に配置されるドレン受け皿 21 に密着させた配管を設置し、副放熱手段 11 としている。

[0063] 図 7 の冷媒回路における第 2 の冷凍サイクルによる凍結防止運転も、図 8 の P-h 線図に示すように、基本的な動作は前述の図 4 の冷媒回路と同様である。

[0064] 副圧縮機 9 が稼動すると、内部熱交換器 3 で熱回収され、副放熱手段 11 である凍結防止ヒータ 24 に副圧縮機 9 から吐出された高温高圧のガス冷媒が流通し、融け残った霜や再凍結した氷を融解させる。この凍結防止運転は、給湯運転中に常に運転されるか、あるいは除霜運転終了後、所定時間だけ

運転される。

- [0065] 一般的に寒冷地仕様とされるヒートポンプ装置には凍結防止ヒータとして電気ヒータが装備されるが、本実施の形態によれば、副圧縮機 9 の電気入力に加えて、蒸発器エンタルピ差拡大により外気採熱量も増えるため、電気入力を超える凝縮熱量が得られ、高効率な凍結防止運転を行うことができる。
- [0066] 以上のように、この実施の形態に係るヒートポンプ式給湯装置は、副圧縮機 9 と内部熱交換器 3 による熱回収作用によって蒸発器エンタルピ差を拡大するので、副圧縮機 9 の電気入力以上の大きな過熱能力が得られるとともに、外気からの採熱量が増えることにより電気ヒータによる加熱能力増大作用よりも COP が高い給湯運転を行うことができる。
- [0067] また、第 1 の水-冷媒熱交換器 2 に流通する冷媒流量が主圧縮機 1 と副圧縮機 9 の合計となり冷媒流速が速くなるので、第 1 の水-冷媒熱交換器 2 内部の冷媒側伝熱性能が向上する。これは、第 1 の水-冷媒熱交換器 2 がプレート積層型熱交換器である場合に特に効果がある。
- [0068] また、第 2 の冷凍サイクル側に電気ヒータ代替となる副放熱手段 1 1 である凍結防止ヒータ 2 4 を配置し、水加熱や空気熱交換器 5 の凍結防止に利用するようにしたので、内部熱交換器 3 での熱回収作用が冷凍サイクルの COP を向上し、電気ヒータを利用するものよりも高効率となる給湯運転を行うことができる。
- [0069] また、この実施の形態に係るヒートポンプ式給湯装置は、副圧縮機 9 と合流膨張弁 1 2 との間に第 2 の水-冷媒熱交換器 2 3 を備え、第 1 の冷凍サイクルと第 2 の冷凍サイクルとで異なる凝縮温度を生成するようにし、2 段階で水を加熱するように配置したので、高温水を要求されたときでも高効率でかつ信頼性の高い加熱運転を行うことができる。
- [0070] 以上の説明では、第 2 の冷凍サイクルの副圧縮機 9 と合流膨張弁 1 2 との間に設ける副放熱手段 1 1 に、第 2 の水-冷媒熱交換器 2 3 又は凍結防止ヒータ 2 4 を単独に接続するものであった。しかし、複数の副放熱手段 1 1 を並列に配置して、第 2 の冷凍サイクルを流れる冷媒を複数の副放熱手段 1 1

のいずれへ流すかを切り替える副放熱手段切替装置（放熱手段切替装置）を設けるようにしてもよい。

[0071] また、以上の説明では、ヒートポンプ装置の一例として、温めた水（温水）を給湯タンク7へ供給するヒートポンプ式給湯装置を一例として説明した。しかし、ヒートポンプ装置は、温めた水をラジエータ等へ供給するヒートポンプ式暖房装置であってもよい。

また、上記説明では、第1の水-冷媒熱交換器2や第2の水-冷媒熱交換器23で冷媒と熱交換される熱媒体の一例として水を用いて説明した。しかし、第1の水-冷媒熱交換器2や第2の水-冷媒熱交換器23で冷媒と熱交換される熱媒体は、水以外の流体であっても構わない。例えば、第1の水-冷媒熱交換器2や第2の水-冷媒熱交換器23の代わりに、空気と冷媒とを熱交換する空気熱交換器を用いてもよい。空気熱交換器を用いた場合、温風乾燥装置等、高温の空気が必要となる装置で特に効果を発揮する。

### 符号の説明

[0072] 1 主圧縮機、2 第1の水-冷媒熱交換器、3 内部熱交換器、4 電動膨張弁、5 空気熱交換器、6 送風機、7 給湯タンク、8 分流膨張弁、9 副圧縮機、10 逆止弁、11 副放熱手段、12 合流膨張弁、13 圧力センサ、14 圧力センサ、15 圧力センサ、16 圧力センサ、17 温度センサ、18 温度センサ、19 温度センサ、20 温度センサ、21 ドレン受け皿、22 吸入配管、23 第2の水-冷媒熱交換器、24 凍結防止ヒータ。

## 請求の範囲

- [請求項1] 第1の圧縮機、第1の熱交換器、内部熱交換器、第1の減圧装置、蒸発器が順次接続されて構成される第1の冷凍サイクルと、  
前記第1の熱交換器と前記第1の減圧装置との間から分岐し、第2の減圧装置、前記内部熱交換器、第2の圧縮機、第3の減圧装置が順次接続され、前記第1の圧縮機と前記第1の熱交換器との間に再び合流する第2の冷凍サイクルと  
を備えたことを特徴とするヒートポンプ装置。
- [請求項2] 前記第2の冷凍サイクルは、さらに、前記第2の圧縮機と前記第3の減圧装置との間に、放熱手段を備えたことを特徴とする請求項1に記載のヒートポンプ装置。
- [請求項3] 前記放熱手段は、第2の熱交換器であり、前記第1の熱交換器で前記第1の冷凍サイクルを流れる冷媒と熱交換された後の流体が、前記第2の熱交換器へ流通し、前記第2の熱交換器で前記第2の冷凍サイクルを流れる冷媒と熱交換されるように設けられる  
ことを特徴とする請求項2に記載のヒートポンプ装置。
- [請求項4] 前記ヒートポンプ装置は、さらに、  
前記第2の熱交換器の凝縮圧力が、前記第1の熱交換器の凝縮圧力よりも高くなるように前記第3の減圧装置の開度を調整する制御部を備えることを特徴とする請求項3に記載のヒートポンプ装置。
- [請求項5] 前記制御部は、前記第2の冷凍サイクルにおける蒸発圧力が、前記第1の冷凍サイクルにおける蒸発圧力よりも高くなるように前記第2の圧縮機を制御する  
ことを特徴とする請求項4に記載のヒートポンプ装置。
- [請求項6] 前記第1の熱交換器は、水と、前記第1の冷凍サイクルを流れる冷媒とを熱交換する水-冷媒熱交換器であり、  
前記第2の熱交換器は、水と、前記第2の冷凍サイクルを流れる冷媒とを熱交換する水-冷媒熱交換器である

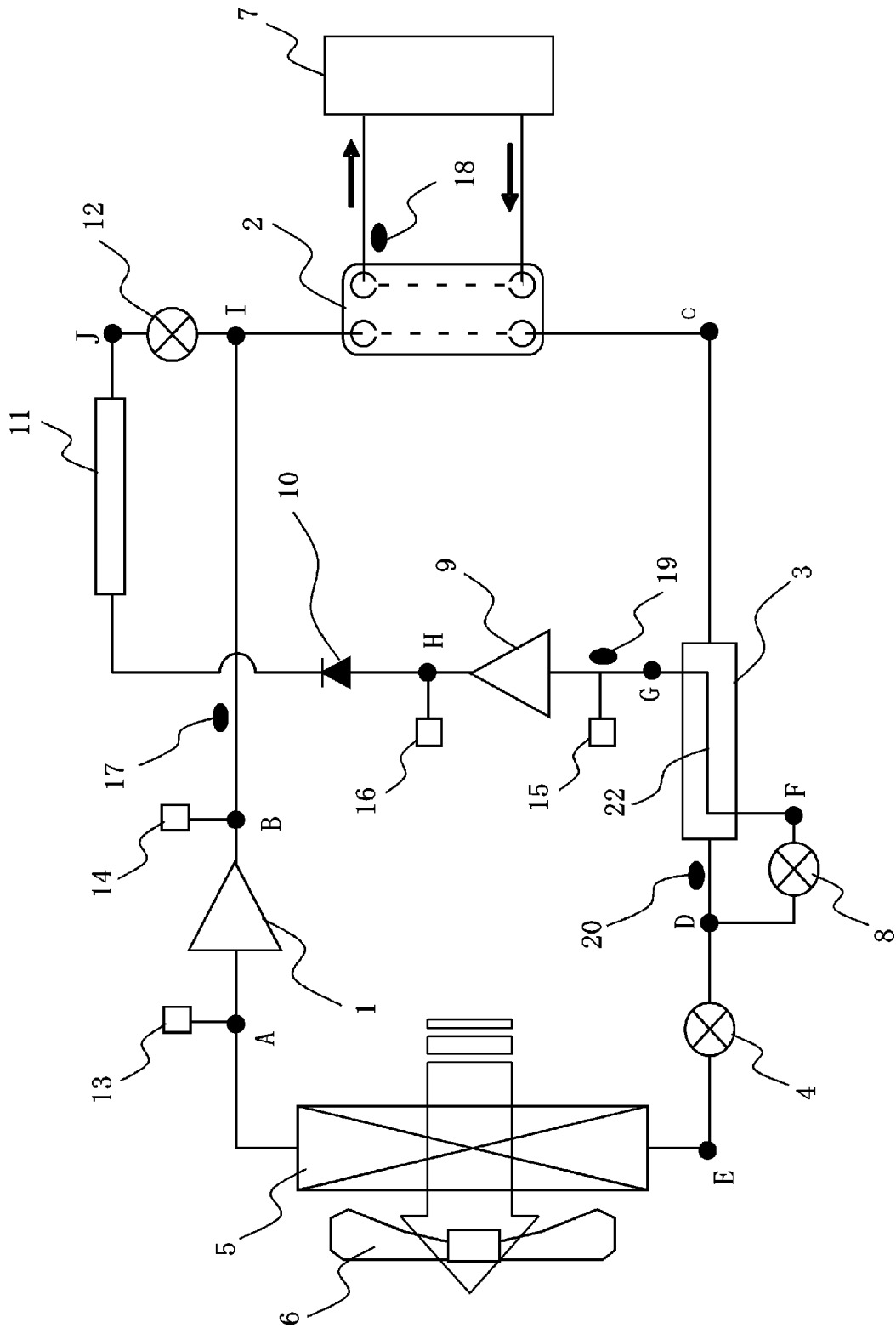
ことを特徴とする請求項 3 から 5 までのいずれかに記載のヒートポンプ装置。

[請求項7] 前記第 1 の熱交換器と前記第 2 の熱交換器との少なくともいずれかは、プレート積層型熱交換器であることを特徴とする請求項 6 に記載のヒートポンプ装置。

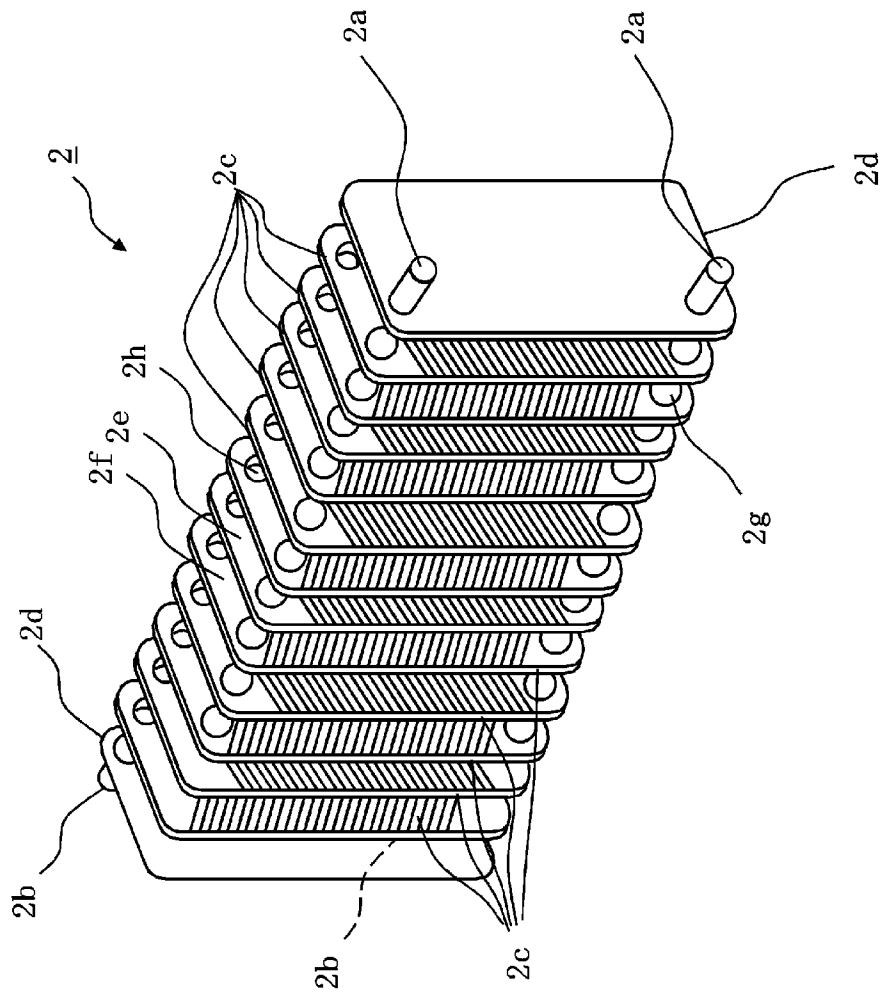
[請求項8] 前記放熱手段は、前記蒸発器の下端近傍に配置される配管で構成されることを特徴とする請求項 2 に記載のヒートポンプ装置。

[請求項9] 前記第 2 の冷凍サイクルは、さらに、前記第 2 の圧縮機と前記第 3 の減圧装置との間に並列に配置される複数の放熱手段と、前記第 2 の冷凍回路を流れる冷媒を前記複数の放熱手段のいずれへ流すかを切り替える放熱手段切替装置とを備えたことを特徴とする請求項 1 に記載のヒートポンプ装置。

[図1]



[ 2]

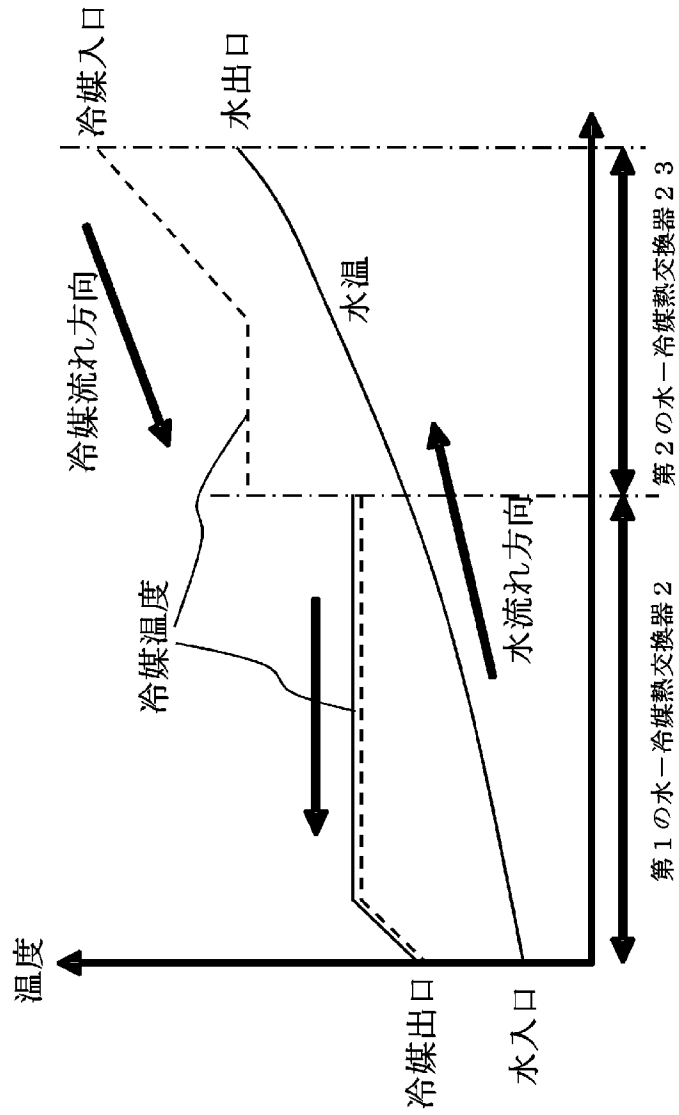








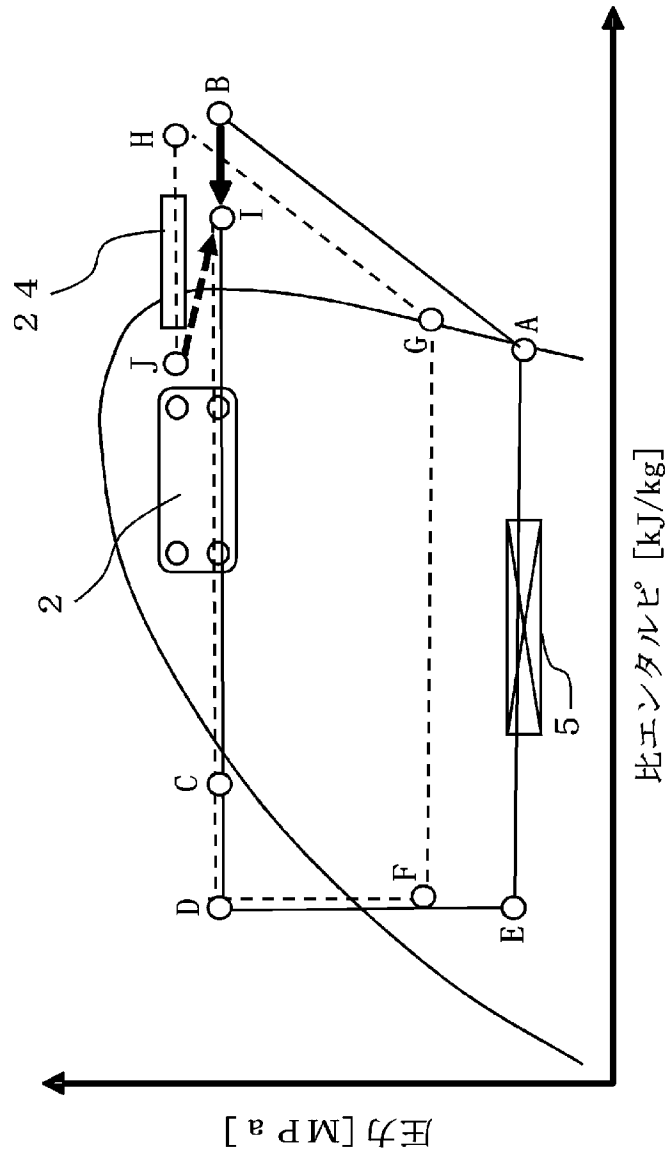
[図6]



水-冷媒熱交換器内の温度変化



[図8]



**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.

PCT/JP2010/055686

**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**

F25B1/00 (2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

**B. FIELDS SEARCHED**

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F25B1/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2010
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2010	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2010

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

**C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT**

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 2007/0017240 A1 (HUSSMANN CORP.), 25 January 2007 (25.01.2007), entire text; all drawings (Family: none)	1-9
A	WO 2007/142619 A2 (CARRIER CORP.), 13 December 2007 (13.12.2007), entire text; all drawings & JP 2009-539058 A & US 2009/0175748 A1 & EP 2021703 A & CN 101460789 A	1-9
A	JP 2005-61784 A (Yanmar Co., Ltd.), 10 March 2005 (10.03.2005), entire text; all drawings (Family: none)	1-9

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:  
 "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance  
 "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date  
 "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)  
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means  
 "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention  
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone  
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art  
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
02 June, 2010 (02.06.10)

Date of mailing of the international search report  
15 June, 2010 (15.06.10)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.

PCT/JP2010/055686

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2000-329416 A (Denso Corp.), 30 November 2000 (30.11.2000), entire text; all drawings & US 6321564 B1                      & US 2001/0037653 A1 & DE 10010864 A1	1-9

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F25B1/00(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F25B1/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2010年
日本国実用新案登録公報	1996-2010年
日本国登録実用新案公報	1994-2010年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	US 2007/0017240 A1 (HUSSMANN CORPORATION) 2007.01.25, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-9
A	WO 2007/142619 A2 (CARRIER CORPORATION) 2007.12.13, 全文, 全図 & JP 2009-539058 A & US 2009/0175748 A1 & EP 2021703 A & CN 101460789 A	1-9
A	JP 2005-61784 A (ヤンマー株式会社) 2005.03.10, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-9

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

\* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的な技術水準を示すもの  
 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの  
 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)  
 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献  
 「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの  
 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの  
 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの  
 「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

02.06.2010

国際調査報告の発送日

15.06.2010

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)  
 郵便番号100-8915  
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

マキロイ 寛済

3M

4031

電話番号 03-3581-1101 内線 3377

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2000-329416 A (株式会社デンソー) 2000. 11. 30, 全文, 全図 & US 6321564 B1 & US 2001/0037653 A1 & DE 10010864 A1	1-9