

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5748002号
(P5748002)

(45) 発行日 平成27年7月15日(2015.7.15)

(24) 登録日 平成27年5月22日(2015.5.22)

(51) Int. Cl.		F 1			
F 2 4 D	3/08	(2006.01)	F 2 4 D	3/08	E
F 2 4 H	1/00	(2006.01)	F 2 4 H	1/00	6 1 1 P
F 2 4 D	3/00	(2006.01)	F 2 4 D	3/00	P

請求項の数 12 (全 24 頁)

(21) 出願番号	特願2013-547990 (P2013-547990)	(73) 特許権者	000006013
(86) (22) 出願日	平成23年12月6日 (2011.12.6)		三菱電機株式会社
(86) 国際出願番号	PCT/JP2011/078199		東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(87) 国際公開番号	W02013/084301	(74) 代理人	100082175
(87) 国際公開日	平成25年6月13日 (2013.6.13)		弁理士 高田 守
審査請求日	平成26年3月31日 (2014.3.31)	(74) 代理人	100106150
			弁理士 高橋 英樹
		(74) 代理人	100142642
			弁理士 小澤 次郎
		(72) 発明者	玉木 章吾
			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
		(72) 発明者	齊藤 信
			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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ヒートポンプ式暖房給湯システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

熱媒体を加熱するヒートポンプと、
 前記熱媒体を送る1又は複数の熱媒体ポンプと、
 前記熱媒体と水との熱交換により前記水を加熱する加熱熱交換器と、
 前記熱媒体により室内を暖房する暖房熱交換器と、
 前記熱媒体が前記加熱熱交換器と前記暖房熱交換器との何れか一方に選択的に送られるように流路を切り換える流路切換手段と、
 前記熱媒体ポンプ、前記加熱熱交換器、前記暖房熱交換器及び前記流路切換手段を接続する熱媒体配管と、
 貯湯槽と、
 前記水を送る1又は複数の水ポンプと、
 前記貯湯槽から取り出された前記水が前記加熱熱交換器に送られ、前記加熱熱交換器を通過した前記水が前記貯湯槽に戻るよう、前記貯湯槽、前記水ポンプ及び前記加熱熱交換器を接続する水配管と、
 前記ヒートポンプを制御するヒートポンプ制御装置と、
 前記熱媒体ポンプ及び前記水ポンプを制御するポンプ制御装置とを備え、
 前記熱媒体ポンプが前記加熱熱交換器に送る前記熱媒体の体積流量は、前記水ポンプが前記加熱熱交換器に送る前記水の体積流量以上であるヒートポンプ式暖房給湯システム。

【請求項2】

熱媒体を加熱するヒートポンプと、
 前記熱媒体を送る 1 又は複数の熱媒体ポンプと、
 前記熱媒体と水との熱交換により前記水を加熱する加熱熱交換器と、
 前記熱媒体により室内を暖房する暖房熱交換器と、
 前記熱媒体が前記加熱熱交換器と前記暖房熱交換器との何れか一方に選択的に送られるように流路を切り換える流路切換手段と、
 前記熱媒体ポンプ、前記加熱熱交換器、前記暖房熱交換器及び前記流路切換手段を接続する熱媒体配管と、

貯湯槽と、
 前記水を送る 1 又は複数の水ポンプと、
 前記貯湯槽から取り出された前記水が前記加熱熱交換器に送られ、前記加熱熱交換器を通過した前記水が前記貯湯槽に戻るよう、前記貯湯槽、前記水ポンプ及び前記加熱熱交換器を接続する水配管と、

前記ヒートポンプを制御するヒートポンプ制御装置と、
 前記熱媒体ポンプ及び前記水ポンプを制御するポンプ制御装置とを備え、
 前記ポンプ制御装置は、前記加熱熱交換器にて前記熱媒体と前記水との熱交換により前記水を加熱する場合に、前記加熱熱交換器に流入する前記熱媒体の温度と前記加熱熱交換器から流出する前記熱媒体の温度との差が、前記加熱熱交換器から流出する前記水の温度と前記加熱熱交換器に流入する前記水の温度との差以下となるように、前記熱媒体ポンプ及び前記水ポンプを運転するヒートポンプ式暖房給湯システム。

【請求項 3】

前記熱媒体配管の内径は、前記水配管の内径以上である請求項 1 又は 2 記載のヒートポンプ式暖房給湯システム。

【請求項 4】

前記ヒートポンプは、圧縮機、凝縮器、膨張弁及び蒸発器を冷媒配管により接続した冷媒回路を有し、

前記凝縮器から流出する冷媒の温度である高圧液冷媒温度を検出する手段と、

前記凝縮器に流入する前記熱媒体の温度を検出する手段と、

を更に備え、

前記ヒートポンプ制御装置は、

前記凝縮器に流入する前記熱媒体の温度に基づいて、前記高圧液冷媒温度の目標値を決定する手段と、

前記高圧液冷媒温度が前記目標値となるように、前記膨張弁を制御する手段と、

を有する請求項 1 乃至 3 の何れか 1 項記載のヒートポンプ式暖房給湯システム。

【請求項 5】

前記加熱熱交換器から流出する前記水の温度を検出する手段を更に備え、

前記ポンプ制御装置は、前記加熱熱交換器から流出する前記水の温度が、予め設定された温度となるように、前記水ポンプを制御する手段を有する請求項 1 乃至 4 の何れか 1 項記載のヒートポンプ式暖房給湯システム。

【請求項 6】

前記加熱熱交換器に流入する前記熱媒体の温度を検出する手段と、

前記加熱熱交換器から流出する前記熱媒体の温度を検出する手段と、

前記加熱熱交換器に流入する前記水の温度を検出する手段と、

前記加熱熱交換器から流出する前記水の温度を検出する手段と、

を更に備え、

前記ポンプ制御装置は、前記加熱熱交換器に流入する前記熱媒体の温度と前記加熱熱交換器から流出する前記熱媒体の温度との差が、前記加熱熱交換器から流出する前記水の温度と前記加熱熱交換器に流入する前記水の温度との差以下となるように、前記熱媒体ポンプの回転速度を制御する手段を有する請求項 1 乃至 5 の何れか 1 項記載のヒートポンプ式暖房給湯システム。

10

20

30

40

50

【請求項 7】

前記ポンプ制御装置は、
 前記水ポンプのポンプ特性曲線及び前記熱媒体ポンプのポンプ特性曲線を記憶する手段と、
 前記水ポンプの回転速度と前記水ポンプのポンプ特性曲線とに基づいて前記水の体積流量を演算する手段と、
 前記熱媒体ポンプの回転速度と前記熱媒体ポンプのポンプ特性曲線とに基づいて前記熱媒体の体積流量を演算する手段と、
 前記熱媒体の体積流量が前記水の体積流量以上となるように前記熱媒体ポンプの回転速度を制御する手段と、
 を有する請求項 1 乃至 5 の何れか 1 項記載のヒートポンプ式暖房給湯システム。

10

【請求項 8】

前記加熱熱交換器に流入する前記熱媒体の温度を検出する手段と、
 前記加熱熱交換器から流出する前記熱媒体の温度を検出する手段と、
 を更に備え、
 前記ポンプ制御装置は、
 前記水ポンプのポンプ特性曲線を記憶する記憶手段と、
 前記加熱熱交換器に流入する前記熱媒体の温度と、前記加熱熱交換器から流出する前記熱媒体の温度と、前記ヒートポンプの加熱能力とに基づいて、前記熱媒体の体積流量を演算する手段と、
 前記水ポンプのポンプ特性曲線と前記水ポンプの回転速度とに基づいて、前記水の体積流量を演算する手段と、
 前記熱媒体の体積流量が前記水の体積流量以上となるように、前記熱媒体ポンプの回転速度を制御する手段と、
 を有する請求項 1 乃至 5 の何れか 1 項記載のヒートポンプ式暖房給湯システム。

20

【請求項 9】

前記ポンプ制御装置は、前記熱媒体ポンプの回転速度の変動回数を前記水ポンプの回転速度の変動回数以下とする請求項 1 乃至 8 の何れか 1 項記載のヒートポンプ式暖房給湯システム。

30

【請求項 10】

前記ヒートポンプ制御装置及び前記ポンプ制御装置は、前記熱媒体ポンプの回転速度の変動回数を、前記ヒートポンプの圧縮機の運転周波数の変動回数以下とする請求項 1 乃至 9 の何れか 1 項記載のヒートポンプ式暖房給湯システム。

【請求項 11】

前記熱媒体ポンプと並列に設けられた第 2 の熱媒体ポンプを更に備え、
 前記第 2 の熱媒体ポンプは、前記熱媒体を前記暖房熱交換器に送る場合には稼働し、前記熱媒体を前記加熱熱交換器に送る場合には停止する請求項 1 乃至 10 の何れか 1 項記載のヒートポンプ式暖房給湯システム。

【請求項 12】

前記ポンプ制御装置は、前記加熱熱交換器にて前記熱媒体と前記水との熱交換により前記水を加熱する場合に、前記加熱熱交換器に流入する前記熱媒体の温度と前記加熱熱交換器から流出する前記熱媒体の温度との差が、前記加熱熱交換器から流出する前記水の温度と前記加熱熱交換器に流入する前記水の温度との差に等しくなるように、前記熱媒体ポンプによる前記熱媒体の流量及び前記水ポンプによる前記水の流量を制御する請求項 1 記載のヒートポンプ式暖房給湯システム。

40

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、ヒートポンプを用いて給湯と暖房を実施するヒートポンプ式暖房給湯システムに関する。

50

【背景技術】

【0002】

特許文献1には、ヒートポンプユニットでの加熱により生成された湯を貯める貯湯タンクと、ヒートポンプユニットでの加熱により生成された湯を用いて暖房を行うラジエータと、貯湯タンクの内部に設置されたコイル状パイプからなる給湯用熱交換器とを備えたヒートポンプ式暖房給湯システムが開示されている。このシステムでは、給湯をする場合は、貯湯タンク内の給湯用熱交換器により、給水された水を加熱して湯を生成する。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】日本特開2010-38445号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

上述した従来システムでは、貯湯タンクに貯えた湯を直接に出湯するのではなく、貯湯タンク内の給湯用熱交換器で水を加熱して生成した湯を出湯する。このため、貯湯タンクに蓄えた熱量を無駄なく利用することが困難である。また、高温の湯を貯湯タンクに貯めなければならない。また、コイル状パイプからなる給湯用熱交換器は伝熱性能が低い。このようなことから、上述した従来システムは、給湯効率が悪い。また、貯湯タンク内に給湯用熱交換器を設置するため、不具合や故障が発生した場合に取替え作業が煩雑なため、メンテナンス性が悪いという問題もある。

【0005】

本発明は、上述のような課題を解決するためになされたもので、高い運転効率で貯湯運転を実施することのできるヒートポンプ式暖房給湯システム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】

【0006】

本発明に係るヒートポンプ式暖房給湯システムは、熱媒体を加熱するヒートポンプと、熱媒体を送る1又は複数の熱媒体ポンプと、熱媒体と水との熱交換により水を加熱する加熱熱交換器と、熱媒体により室内を暖房する暖房熱交換器と、熱媒体が加熱熱交換器と暖房熱交換器との何れか一方に選択的に送られるように流路を切り換える流路切換手段と、熱媒体ポンプ、加熱熱交換器、暖房熱交換器及び流路切換手段を接続する熱媒体配管と、貯湯槽と、水を送る1又は複数の水ポンプと、貯湯槽から取り出された水が加熱熱交換器に送られ、加熱熱交換器を通過した水が貯湯槽に戻るように、貯湯槽、水ポンプ及び加熱熱交換器を接続する水配管と、ヒートポンプを制御するヒートポンプ制御装置と、熱媒体ポンプ及び水ポンプを制御するポンプ制御装置とを備え、熱媒体ポンプが加熱熱交換器に送る熱媒体の体積流量は、水ポンプが加熱熱交換器に送る水の体積流量以上であるものである。

【0007】

また、本発明に係るヒートポンプ式暖房給湯システムは、熱媒体を加熱するヒートポンプと、熱媒体を送る1又は複数の熱媒体ポンプと、熱媒体と水との熱交換により水を加熱する加熱熱交換器と、熱媒体により室内を暖房する暖房熱交換器と、熱媒体が加熱熱交換器と暖房熱交換器との何れか一方に選択的に送られるように流路を切り換える流路切換手段と、熱媒体ポンプ、加熱熱交換器、暖房熱交換器及び流路切換手段を接続する熱媒体配管と、貯湯槽と、水を送る1又は複数の水ポンプと、貯湯槽から取り出された水が加熱熱交換器に送られ、加熱熱交換器を通過した水が貯湯槽に戻るように、貯湯槽、水ポンプ及び加熱熱交換器を接続する水配管と、ヒートポンプを制御するヒートポンプ制御装置と、熱媒体ポンプ及び水ポンプを制御するポンプ制御装置とを備え、ポンプ制御装置は、加熱熱交換器にて熱媒体と水との熱交換により水を加熱する場合に、加熱熱交換器に流入する熱媒体の温度と加熱熱交換器から流出する熱媒体の温度との差が、加熱熱交換器から流出

10

20

30

40

50

する水の温度と加熱熱交換器に流入する水の温度との差以下となるように、熱媒体ポンプ及び水ポンプを運転するものである。

【発明の効果】

【0008】

本発明に係るヒートポンプ式暖房給湯システムによれば、高い運転効率で貯湯運転を実施可能となる。

【図面の簡単な説明】

【0009】

【図1】図1は本発明の実施の形態1におけるヒートポンプ式暖房給湯システムの暖房運転モード時の冷媒、熱媒体及び水の流れを示したシステム回路図である。

10

【図2】図2は本発明の実施の形態1におけるヒートポンプ式暖房給湯システムのヒートポンプ制御装置の構成を示すブロック図である。

【図3】図3は本発明の実施の形態1におけるヒートポンプ式暖房給湯システムのポンプ制御装置の構成を示すブロック図である。

【図4】図4は本発明の実施の形態1におけるヒートポンプ式暖房給湯システムの貯湯運転モード時の冷媒、熱媒体及び水の流れを示したシステム回路図である。

【図5】図5は本発明の実施の形態1におけるヒートポンプ式暖房給湯システムの貯湯運転モード時の加熱熱交換器における熱媒体の入口出口間温度差と、加熱熱交換器に流入する熱媒体の温度及び加熱熱交換器から流出する熱媒体の温度との関係を示す図である。

【図6】図6は本発明の実施の形態1におけるヒートポンプ式暖房給湯システムの貯湯運転モード時の加熱熱交換器内の熱媒体及び水の温度分布を示した概略図である。

20

【図7】図7は本発明の実施の形態1におけるヒートポンプ式暖房給湯システムの貯湯運転モード時の膨張弁を絞ることによるエンタルピー差拡大効果を示した概略図である。

【図8】図8は本発明の実施の形態1におけるヒートポンプ式暖房給湯システムの貯湯運転モード時の水ポンプのポンプ特性曲線を示した図である。

【図9】図9は本発明の実施の形態1におけるヒートポンプ式暖房給湯システムの貯湯運転モード時の熱媒体ポンプのポンプ特性曲線を示した図である。

【図10】図10は本発明の実施の形態2におけるヒートポンプ式暖房給湯システムの暖房運転モード時の冷媒、熱媒体及び水の流れを示したシステム回路図である。

【図11】図11は本発明の実施の形態3におけるヒートポンプ式暖房給湯システムの貯湯運転モード時の冷媒、熱媒体及び水の流れを示したシステム回路図である。

30

【発明を実施するための形態】

【0010】

以下、図面を参照して本発明の実施の形態について説明する。なお、各図において共通する要素には、同一の符号を付して、重複する説明を省略する。

【0011】

実施の形態1.

< 機器構成 >

図1は、本発明の実施の形態1に係るヒートポンプ式暖房給湯システム100のシステム回路図である。図1に示すように、ヒートポンプ式暖房給湯システム100は、蒸気圧縮式冷凍サイクル（ヒートポンプサイクル）の冷媒回路51と加熱循環回路52の一部とを搭載したヒートポンプユニット301と、加熱循環回路52の一部と貯湯回路53とを搭載した貯湯槽ユニット302と、加熱循環回路52の一部により構成され、室内を暖房する暖房ユニット305a、305bとを備えている。ヒートポンプユニット301と貯湯槽ユニット302とは、熱媒体配管303及び熱媒体配管304を介して接続されている。貯湯槽ユニット302と暖房ユニット305a、305bとは、熱媒体配管306及び熱媒体配管307を介して接続されている。また、貯湯槽ユニット302は、給湯端末（例えば、台所や洗面所等の蛇口）に繋がる給湯管308と、水道等の水源から給水するための給水管309とに接続されている。

40

【0012】

50

ヒートポンプユニット301の冷媒回路51に用いられる冷媒は、特に限定されず、例えば、R410A、R32、HFO-1234yf、炭化水素や二酸化炭素のような自然冷媒、などを用いることができる。また、加熱循環回路52に用いられる熱媒体は、特に限定されず、例えば、水、エチレングリコール、プロピレングリコール、ナイブライン（ナイブラインは商標）、あるいはこれらの混合物、などの液体を用いることができる。また、エチレングリコール、プロピレングリコール、ナイブラインなどは、任意の濃度のものを用いることができる。

【0013】

このヒートポンプ式暖房給湯システム100は、例えば一般住宅やオフィスビル等に設置される。ヒートポンプ式暖房給湯システム100は、貯湯槽ユニット302にて選択された給湯指令（給湯ON/OFF）又は暖房指令（暖房ON/OFF）を処理することができる。

10

【0014】

<ヒートポンプユニット301>

ヒートポンプユニット301は、圧縮機1と、凝縮器2と、膨張弁3と、蒸発器4とを冷媒配管により環状に接続した冷媒回路51を搭載している。圧縮機1は、冷媒を吸入し圧縮して高温高圧の状態にする。圧縮機1は、例えばインバータ制御により、回転速度が制御されるタイプのものが好ましい。凝縮器2は、熱媒体と冷媒とを熱交換させることで、熱媒体を加熱し、冷媒を冷却する。凝縮器2は、例えばプレート式熱交換器により構成される。膨張弁3は、冷媒を減圧して低温低圧の状態にする。膨張弁3の開度は、可変である。蒸発器4は、外気と冷媒を熱交換させることで、外気から熱を吸収して冷媒を加熱する。蒸発器4は、例えば、伝熱管と多数のフィンとにより構成されたクロスフィン式のフィン・アンド・チューブ型空気熱交換器で構成される。蒸発器4には送風機5が設置されている。送風機5により、外気を吸入して、蒸発器4にて熱交換した後に、その空気を外部に排出する。送風機5は、プロペラファン等のファンと、このファンを駆動する、例えば、DCファンモータからなるモータとを備えている。送風機5は、供給する空気の流量を可変とするように構成される。

20

【0015】

ヒートポンプユニット301は、更に、圧縮機1から吐出される冷媒の圧力を検出する圧力センサ201と、圧縮機1から吐出される冷媒の温度を検出する温度センサ202と、凝縮器2から流出する冷媒の温度を検出する温度センサ203と、蒸発器4に流入する冷媒の温度を検出する温度センサ204と、外気温度（蒸発器4に流入する空気の温度）を検出する温度センサ205と、凝縮器2に流入する熱媒体の温度を検出する温度センサ206と、凝縮器2から流出する熱媒体の温度を検出する温度センサ207とを備えている。

30

【0016】

<貯湯槽ユニット302>

貯湯槽ユニット302には、熱媒体ポンプ6、三方弁7、加熱熱交換器8、水ポンプ9、貯湯槽10、及び混合弁11等が搭載されている。熱媒体ポンプ6は、加熱循環回路52にて熱媒体を循環させる機能を有している。熱媒体ポンプ6は、可変速式のもの（例えばインバータ制御によるもの）でもよいし、あるいは一定速式のものでもよい。三方弁7は、熱媒体の流れ方向を切り換える流路切換手段として機能するものである。貯湯運転時には、熱媒体が加熱熱交換器8に流れるように三方弁7が切り換えられる。暖房運転時には、熱媒体が暖房ユニット305a、305bに流れるように三方弁7が切り換えられる。加熱熱交換器8は、熱媒体と水とを熱交換させることで、水を加熱し、熱媒体を冷却する。加熱熱交換器8は、例えばプレート式熱交換器により構成される。本実施形態では、加熱熱交換器8内で熱媒体と水とが逆方向に流れるように構成されている。水ポンプ9は、貯湯回路53にて水を循環させる機能を有している。水ポンプ9は、可変速式のもの（例えばインバータ制御によるもの）でもよいし、あるいは一定速式のものでもよい。貯湯槽10（貯湯タンク）は、沸き上げられた湯及び沸き上げ前の水を貯留する機能を有して

40

50

いる。貯湯槽 10 は、満水式であり、温度成層を形成しながら貯湯を行い、上部に高温水、下部に低温水が貯留される。貯湯槽 10 の上部の接続点 13 には貯湯回路 53 の水配管 310 が接続され、貯湯槽 10 の下部の接続点 14 には貯湯回路 53 の水配管 311 が接続されている。水ポンプ 9 を駆動することにより、貯湯槽 10 内の水が接続点 14 から流出し、水配管 311 を通って加熱熱交換器 8 に送られて加熱された後、水配管 310 を流れて貯湯槽 10 に戻り、接続点 13 から貯湯槽 10 内に流入する。

【0017】

出湯管 15 は、貯湯槽 10 の上部と混合弁 11 とを接続している。給水管 309 は、貯湯槽 10 の下部と、混合弁 11 とにそれぞれ接続されている。混合弁 11 には更に給湯管 308 が接続されている。使用者の給湯要求に応じて、貯湯槽 10 の上部から出湯管 15 へ湯が流出し、混合弁 11 に供給される。この際、出湯管 15 へ流出した湯と同量の低温水が給水管 309 から貯湯槽 10 の下部に流入する。混合弁 11 は、出湯管 15 からの湯と、給水管 309 からの低温水とを混合して、給湯管 308 へ送水する。混合弁 11 は、湯と低温水との混合比を制御可能になっており、予め設定された温度の湯を生成する。

10

【0018】

貯湯槽ユニット 302 は、更に、加熱熱交換器 8 に流入する熱媒体の温度を検出する温度センサ 208 と、加熱熱交換器 8 から流出する熱媒体の温度を検出する温度センサ 209 と、加熱熱交換器 8 に流入する水の温度を検出する温度センサ 210 と、加熱熱交換器 8 から流出する水の温度を検出する温度センサ 211 と、貯湯槽 10 内の水温を検出する温度センサ 212, 213, 214, 215 と、給湯管 308 内の水温を検出する温度センサ 216 とを備えている。

20

【0019】

<暖房ユニット 305a, 305b>

暖房ユニット 305a, 305b は、暖房熱交換器としてのラジエータ 12a, 12b (パネルヒータ) を備えている。ラジエータ 12a, 12b に熱媒体を流すことによって、室内の空気を輻射により暖房する。

【0020】

本実施の形態では、暖房ユニットを 2 台にしているが、暖房ユニットを 1 台若しくは 3 台以上としても良い。また、本実施の形態では、暖房熱交換器をラジエータとしたが、例えばファンコイルユニットや床暖房ヒータ等の他種の暖房熱交換器を用いても良く、複数種類の暖房熱交換器が混在した形態としても良い。

30

【0021】

<ヒートポンプ制御装置 101 及びポンプ制御装置 121>

ヒートポンプユニット 301 には、例えばマイクロコンピュータにより構成されたヒートポンプ制御装置 101 が設けられている。貯湯槽ユニット 302 には、例えばマイクロコンピュータにより構成されたポンプ制御装置 121 が設けられている。図 2 は、ヒートポンプ制御装置 101 の構成を示したブロック線図である。ヒートポンプ制御装置 101 は、圧力センサ 201 や温度センサ 202, 203, 204, 205, 206, 207 などの出力に基づいて圧力や温度の情報を取得する計測手段 102 と、ヒートポンプユニット 301 の運転状態 (温度、圧力など) や異常信号などをポンプ制御装置 121 に送信したり、また逆に貯湯槽ユニット 302 の運転状態 (温度、機器動作など) や異常信号などをポンプ制御装置 121 から受信したりするための通信手段 103 と、計測手段 102 により取得された計測情報に基づいて凝縮温度や過冷却度などを演算する演算手段 104 と、上記計測情報や演算手段 104 の演算結果等に基づいてヒートポンプユニット 301 の運転状態 (圧縮機 1 の運転方法や膨張弁 3 の開度など) を制御する制御手段 105 とを有している。なお、通信手段 103 は、例えば電話回線、LAN 回線、無線通信などにより、後述する通信手段 125 と相互に通信を行うように構成されている。

40

【0022】

図 3 は、ポンプ制御装置 121 の構成を示したブロック線図である。ポンプ制御装置 121 には、温度センサ 208, 209, 210, 211, 212, 213, 214, 21

50

5, 216の出力に基づいて温度の情報を取得する計測手段122と、加熱循環回路52を流れる熱媒体の種類などを記憶する記憶手段123と、使用者からの運転モードのON/OFF指令や据付け業者からのインプット情報などの入力を認識する入力手段124と、貯湯槽ユニット302の運転状態(温度や機器動作など)や異常信号などをヒートポンプ制御装置101に送信したり、また逆にヒートポンプユニット301の運転状態(温度、圧力など)や異常信号などをヒートポンプ制御装置101から受信したりするための通信手段125と、計測手段122により取得された計測情報に基づいて加熱熱交換器8に出入りする水の温度差及び加熱熱交換器8に出入りする熱媒体の温度差などを演算する演算手段126と、上記計測情報や演算手段126の演算結果等に基づいて貯湯槽ユニット302の運転状態(熱媒体ポンプ6及び水ポンプ9の運転状態や三方弁7の切り換えなど)を制御する制御手段127とを有している。

10

【0023】

なお、実施の形態1では、ヒートポンプ制御装置101がヒートポンプユニット301に設置され、ポンプ制御装置121が貯湯槽ユニット302に設置された構成となっているが、このような構成に限定されず、貯湯槽ユニット302にヒートポンプ制御装置101が設置されたり、ヒートポンプユニット301にポンプ制御装置121が設置された構成としてもよい。また、ヒートポンプ制御装置101とポンプ制御装置121とが一体化されていてもよい。また、ヒートポンプユニット301及び貯湯槽ユニット302以外の場所に制御装置(図示せず)を用意し、その制御装置がヒートポンプ制御装置101及びポンプ制御装置121の一部又は全部の機能を引き受ける構成としても良い。

20

【0024】

<運転モード>

ヒートポンプ式暖房給湯システム100は、暖房ユニット305a, 305bに要求される暖房負荷及び貯湯槽ユニット302に要求される給湯要求に応じて、ヒートポンプユニット301、貯湯槽ユニット302及び暖房ユニット305a, 305bに搭載されている各機器の制御を行い、暖房運転モード若しくは貯湯運転モードを実行する。暖房運転モード若しくは貯湯運転モードのON/OFFの情報は、使用者により、若しくは時刻等に基づいて自動で、ポンプ制御装置121の入力手段124に入力される。その入力情報は、通信手段125によりヒートポンプ制御装置101に送信される。以下、各運転モードにおける運転動作について説明する。

30

【0025】

[暖房運転モード]

まず、暖房運転モードについて図1を用いて説明する。なお、図1中の矢印は冷媒及び熱媒体の流れ方向を示している。暖房運転モードでは、三方弁7は、凝縮器2の出口と暖房ユニット305a, 305bとを接続するように切り換えられる。この状態にてヒートポンプユニット301及び貯湯槽ユニット302の運転を実施する。そうすると、冷媒回路51では圧縮機1から吐出された高温・高圧のガス冷媒は、凝縮器2に流入し、熱媒体により冷却されて高圧液冷媒になる。その後、冷媒は、凝縮器2から流出し、膨張弁3にて減圧され低圧の二相冷媒となる。その後、冷媒は、蒸発器4に流入し、外気から熱を吸収して低圧ガス冷媒となる。その後、冷媒は、再び圧縮機1に吸入される。圧縮機1、膨張弁3及び送風機5は、計測手段102により計測された温度や圧力に応じてヒートポンプ制御装置101の制御手段105により運転状態が制御されている。

40

【0026】

一方、加熱循環回路52では、熱媒体ポンプ6により送流された熱媒体が貯湯槽ユニット302より流出し、熱媒体配管304を經由してヒートポンプユニット301に流入する。熱媒体は、ヒートポンプユニット301に流入後、凝縮器2にて冷媒により加熱され、高温状態となる。この高温の熱媒体は、ヒートポンプユニット301より流出し、熱媒体配管303を經由して、再び貯湯槽ユニット302に流入する。熱媒体は、その後、三方弁7を經由して貯湯槽ユニット302から流出し、熱媒体配管306を經由して、暖房ユニット305a, 305bに流入する。ラジエータ12a, 12bにて熱媒体と室内空

50

気とが熱交換することにより室内を暖房し、熱媒体は低温となる。低温となった熱媒体は、暖房ユニット305a, 305bから流出し、熱媒体配管307を經由して貯湯槽ユニット302に流入し、再び熱媒体ポンプ6に流入する。熱媒体ポンプ6は、計測された温度や圧力に応じて、ポンプ制御装置121の制御手段127により運転状態が制御されている。なお、暖房運転モードでは、貯湯槽10の水を加熱しないため、水ポンプ9は停止しており、貯湯回路53の水は流れていない。

【0027】

[貯湯運転モード]

次に、貯湯運転モードについて図4を用いて説明する。なお、図4中の矢印は冷媒、熱媒体及び水の流れ方向を示している。貯湯運転モードでは、三方弁7は、凝縮器2の出口と加熱熱交換器8の入口とを接続するように切り換えられる。この状態にてヒートポンプユニット301及び貯湯槽ユニット302の運転を実施する。そうすると、冷媒回路51では圧縮機1から吐出された高温・高圧のガス冷媒は、凝縮器2に流入し、熱媒体により冷却されて高圧液冷媒になる。冷媒は、その後、凝縮器2から流出し、膨張弁3にて減圧され低圧の二相冷媒となる。冷媒は、その後、蒸発器4に流入し、外気から熱を吸収して低圧ガス冷媒となる。冷媒は、その後、再び圧縮機1に吸入される。圧縮機1、膨張弁3及び送風機5は、計測手段102により計測された温度や圧力に応じてヒートポンプ制御装置101の制御手段105により運転状態が制御されている。

【0028】

一方、加熱循環回路52では、熱媒体ポンプ6により送流された熱媒体は貯湯槽ユニット302より流出し、熱媒体配管304を經由してヒートポンプユニット301に流入する。熱媒体は、ヒートポンプユニット301に流入後、凝縮器2にて冷媒により加熱され、高温状態となる。この高温の熱媒体は、ヒートポンプユニット301より流出し、熱媒体配管303を經由して、再び貯湯槽ユニット302に流入する。熱媒体は、その後、三方弁7を經由して加熱熱交換器8に流入し、水と熱交換を行うことで水を加熱し、熱媒体は低温となる。この温度低下した熱媒体は、その後、再び熱媒体ポンプ6に流入する。

【0029】

一方、貯湯回路53では、貯湯槽10の接続点14より流出した水が水ポンプ9により水配管311を通過して加熱熱交換器8へ送流される。この水は、加熱熱交換器8にて熱媒体により加熱されて、湯となる。加熱熱交換器8から流出した湯は、水配管310を通過して、接続点13から貯湯槽10に流入し、貯えられる。貯湯槽10の接続点14より水が連続して流出し、湯が接続点13へ連続して流入することにより、貯湯槽10内の湯量は増加する。なお、貯湯運転モードでは、室内の暖房を実施しておらず、暖房ユニット305a, 305bに熱媒体は流れていない。

【0030】

<高効率を実現する貯湯運転方法>

本実施形態では、接続点13が貯湯槽10の上部となっている。水は、高温になると密度が小さくなるので、高温の湯ほど貯湯槽10の上部に上昇し滞留する。加熱熱交換器8により加熱されて貯湯槽10に戻ってきた湯は、貯湯槽10の下部の水に放熱することなく、高温のまま貯湯槽10の上部に滞留する。つまり、貯湯槽10全体を昇温させなくても、高温の湯を貯留することができる。追加沸き上げをする場合は、貯湯槽10の上部の湯の温度を低下させないように、貯湯槽10に戻す湯の温度を所定の設定温度まで加熱する。設定温度は、使用者の入力により、若しくはポンプ制御装置121等により自動で、設定される。すなわち、本実施形態では、温度センサ211にて検出される、加熱熱交換器8から流出する湯の温度が設定温度となるように、一度の加熱にて水を昇温させる加熱動作を行う。このような加熱方式のことを一過加温という。一過加温では、加熱熱交換器8から流出する湯の温度が設定温度となるように、加熱熱交換器8に流れる水の流量を水ポンプ9により制御する必要がある。なお、ここで言う流量とは体積流量のことをいう。

【0031】

一過加温では、水を一度の熱交換にて高温の湯とするため、加熱熱交換器8から流出す

10

20

30

40

50

る湯の温度は、常に設定温度にほぼ等しくなる。そのため、加熱熱交換器 8 に流入する熱媒体の温度も常に高温となるので、ヒートポンプユニット 301 は、常に熱媒体を高温に昇温させる動作となる。凝縮器 2 から流出する熱媒体の温度が高くなるほど、ヒートポンプユニット 301 の運転効率は低くなる。そこで、実施の形態 1 のヒートポンプ式暖房給湯システム 100 では、以下のような運転状態を実現することによって、運転効率の低下を抑制し、高い運転効率にてヒートポンプユニット 301 を動作させることを可能としている。具体的には、凝縮器 2 に流入する熱媒体の温度を低くし、かつ、膨張弁 3 を絞って高圧液冷媒温度を低くすることによって、凝縮器 2 における冷媒の比エンタルピー差を拡大させて、運転効率を高める。以下、その運転状態の実施方法について説明する。

【0032】

まず、凝縮器 2 に流入する熱媒体の温度を低くする運転について説明する。凝縮器 2 に流入する熱媒体の温度が低い時は、加熱熱交換器 8 から流出する熱媒体の温度も低くなっている。図 5 は、加熱熱交換器 8 に流入する熱媒体の温度と加熱熱交換器 8 から流出する熱媒体の温度との差（以下「熱媒体の入口出口間温度差」と称する。）を横軸にとり、加熱熱交換器 8 に流入する熱媒体の温度及び加熱熱交換器 8 から流出する熱媒体の温度を縦軸にとった図である。熱媒体ポンプ 6 の回転速度を低くして、熱媒体の流量を少なくすると、加熱熱交換器 8 における熱媒体の入口出口間温度差は大きくなる。図 5 に示すように、加熱熱交換器 8 における熱媒体の入口出口間温度差が大きくなるほど、加熱熱交換器 8 に流入する熱媒体の温度は高くなり、加熱熱交換器 8 から流出する熱媒体の温度は低くなる。また、加熱熱交換器 8 に流入する熱媒体の温度の上昇量は、加熱熱交換器 8 における熱媒体の入口出口間温度差が大きくなるほど大きくなり、加熱熱交換器 8 から流出する熱媒体の温度の低下量は、加熱熱交換器 8 の熱媒体温度の差が大きくなるほど小さくなる。ここで、具体的に、図 5 中の各運転状態（A）、（B）及び（C）における熱媒体の温度変化を説明する。運転状態（A）の場合には、熱媒体の入口出口間温度差が小さく、加熱熱交換器 8 から流出する熱媒体の温度は高い状態である。運転状態（A）より熱媒体ポンプ 6 の流量を少なくして運転状態（B）にすると、加熱熱交換器 8 から流出する熱媒体の温度は低くなる。ところが、熱媒体ポンプ 6 の流量をさらに少なくして運転状態（C）にすると、加熱熱交換器 8 から流出する熱媒体の温度はさらに低くなるものの、加熱熱交換器 8 に流入する熱媒体の温度が過度に上昇する。加熱熱交換器 8 に流入する熱媒体の温度が高くなると、凝縮器 2 から流出する熱媒体の温度も高くなるので、ヒートポンプユニット 301 の運転効率が低くなる。また、凝縮器 2 から流出する熱媒体の温度が高くなると、圧縮機 1 の吐出部において冷媒圧力や冷媒温度の過度な上昇となる可能性があり、ヒートポンプユニット 301 において異常停止や熱媒体の加熱能力不足の原因となり得る。そのため、凝縮器 2 から流出する熱媒体の温度が高い状態は、望ましい運転状態ではない。このようなことから、熱媒体ポンプ 6 による熱媒体の流量は、運転状態（B）の場合が最適である。したがって、運転状態（C）のように凝縮器 2 から流出する熱媒体の温度が高くなるのを防ぐために、加熱熱交換器 8 における熱媒体の入口出口間温度差が運転状態（B）における温度差以下となるようにすることが望ましい。

【0033】

図 5 の運転状態（B）がどのような状態であるかを図 6 を用いて詳しく説明する。図 6 は、加熱熱交換器 8 内の熱媒体及び水の温度分布の概略を示す図である。図 6 中の（A）、（B）及び（C）は、図 5 中の運転状態（A）、（B）及び（C）と対応している。図 6 に示すように、熱媒体の流量が多い運転状態（A）では、熱媒体の入口出口間温度差は小さい。この運転状態（A）では、加熱熱交換器 8 から流出する水（湯）の温度と加熱熱交換器 8 に流入する水の温度との差（以下、「水の入口出口間温度差」と称する）よりも、熱媒体の入口出口間温度差の方が小さい。ここで、熱媒体の流量を運転状態（A）より少なくして運転状態（B）にすると、加熱熱交換器 8 における熱媒体の入口出口間温度差と水の入口出口間温度差とが等しくなるとともに、加熱熱交換器 8 内の何れの位置においても熱媒体と水との温度差が等しくなる。加熱熱交換器 8 内の何れの位置においても熱媒体と水との温度差が一定である状態は、熱媒体において過度な高温状態での熱交換部分

10

20

30

40

50

がないと言え、不可逆損失が最も少ない運転となっていることが分かる。そのため、運転状態（B）の 때가、ヒートポンプユニット301の運転効率を最も高くすることができる。

【0034】

したがって、運転状態（B）となるように熱媒体ポンプ6による熱媒体の流量を実現し、加熱熱交換器8から流出する熱媒体の温度を低くして、凝縮器2に流入する熱媒体の温度を低くすることが好ましい。凝縮器2に流入する熱媒体の温度を低くできれば、膨張弁3を絞ることで、冷媒回路51を流れる冷媒の凝縮器2の出口での温度である高圧液冷媒温度も低くすることが可能となる。次に、高圧液冷媒温度を低くする運転について説明する。

10

【0035】

高圧液冷媒温度を低くする方法としては、ヒートポンプユニット301に関して、凝縮器2に流入する熱媒体の温度に応じて高圧液冷媒温度の目標値を設定し、高圧液冷媒温度がその目標値となるように膨張弁3を制御する。なお、高圧液冷媒温度は温度センサ203により検出され、凝縮器2に流入する熱媒体の温度は温度センサ206により検出される。膨張弁3を絞ることにより高圧液冷媒温度は低くなる。高圧液冷媒温度が低くなることによる効果を図7に示す。高圧液冷媒温度の目標値を、例えば、凝縮器2に流入する熱媒体の温度より3 高い値とする。これにより、凝縮器2に流入する熱媒体の温度が低い場合は、高圧液冷媒温度の目標値も低くなるので、膨張弁3の絞られる動作となり、凝縮器2の冷媒の比エンタルピー差が拡大する。なお、高圧液冷媒温度の目標値を凝縮器2に流入する熱媒体の温度に近づけすぎると、高圧が上昇して運転効率が低くなる。そのため、高圧液冷媒温度の目標値を、凝縮器2に流入する熱媒体の温度よりも所定値（例えば3 ほど）高く設定することが好ましい。

20

【0036】

以上のようにすることで、高圧液冷媒温度を低くすることが可能となり、運転効率が最大となるようにヒートポンプユニット301を運転することができる。ここで、一過加温にてこのような動作を実現するためには、図6の運転状態（B）となるように熱媒体の流量及び水の流量を調整する必要がある。また、ヒートポンプユニット301の信頼性を向上し、加熱熱交換器8に流入する熱媒体の温度の過度な上昇を回避する観点から、運転状態（A）若しくは運転状態（B）とするのが良い。そのため、水ポンプ9及び熱媒体ポンプ6を適切に選定して、ヒートポンプ式暖房給湯システム100を構成する必要がある。次に、水ポンプ9及び熱媒体ポンプ6の選定について説明する。

30

【0037】

<水ポンプの選定>

まず、水ポンプ9の選定について説明する。貯湯運転モードにて貯湯回路53を流れる水は、加熱熱交換器8において一度の熱交換にて設定温度まで加温される。その状態が実現される流量に制御可能な水ポンプ9が選定される。例として、ヒートポンプユニット301の加熱能力が9 kWとすると、凝縮器2での冷媒と熱媒体との交換熱量は9 kWであり、加熱熱交換器8での熱媒体と水との交換熱量も9 kWとなる。例として、加熱熱交換器8に流入する水の温度が15 、設定温度が55 とすると、水の比熱が4.18 kJ / kg K、水の密度が1000 kg / m³であるので、必要な水の流量は3.23リットル / 分となる。つまり、この例の場合には、貯湯回路53において、加熱熱交換器8を流れる水の流量を3.23リットル / 分程度にすることができる水ポンプ9を選定する。

40

【0038】

また、水ポンプ9を選定する際は、貯湯回路53の配管抵抗も考慮して選定をする。図8は、水ポンプ9のポンプ特性曲線を示す図である。貯湯回路53の配管の全抵抗を示したのが管路抵抗曲線である。管路抵抗曲線と揚程曲線との交点の水ポンプ9の能力と配管の全抵抗とがバランスした点となり、その点の水ポンプ9の運転状態となる。ここでは、水ポンプ9はインバータ制御により回転速度を可変することができるものとする。例えば、水ポンプ9の運転周波数を60 Hz、50 Hz、40 Hzと変化させて回転速度を変化

50

させると、揚程曲線が変化し、管路抵抗曲線と揚程曲線との交点が低流量側にシフトする。そのため、貯湯回路53を流れる水の流量は少なくなる。揚程曲線は、水ポンプ9の諸元により決まる。すなわち、ポンプ種類とポンプ容量とに応じて決定できる。管路抵抗曲線は、貯湯回路53の配管諸元（例えば、外径、肉厚、長さ、管継ぎ手の種類や数、急拡大部や急縮小部の数）により決まる。貯湯回路53は貯湯槽ユニット302の一部であるので、貯湯回路53の配管諸元は、設計時に予め求めることができる情報である。以上のように、ポンプ特性曲線と管路抵抗曲線とに基づいて、加熱熱交換器8を流れる水の流量を所望の値（前述した例では3.23リットル/分）にすることができる水ポンプ9を選定可能となる。

【0039】

10

次に、熱媒体ポンプ6の選定について説明する。図6の運転状態（B）では、加熱熱交換器8における熱媒体の入口出口間温度差と水の入口出口間温度差とが等しい状態である。この場合、加熱熱交換器8における熱媒体の放熱量 Q_h 及び水の加熱量（受熱量） Q_w には、それぞれ以下の関係が成り立つ。

【0040】

【数1】

$$Q_h = C_{ph} \times \rho_h \times V_h \times (T_{hi} - T_{ho})$$

【0041】

【数2】

$$Q_w = C_{pw} \times \rho_w \times V_w \times (T_{wo} - T_{wi})$$

20

【0042】

ここで、 C_{ph} は熱媒体の比熱 [$\text{kJ} / \text{kg K}$]、 ρ_h は熱媒体の密度 [kg / m^3]、 V_h は熱媒体の流量 [$\text{m}^3 / \text{秒}$]、 T_{hi} は加熱熱交換器8に流入する熱媒体の温度 []、 T_{ho} は加熱熱交換器8から流出する熱媒体の温度 []、 C_{pw} は水の比熱 [$\text{kJ} / \text{kg K}$]、 ρ_w は水の密度 [kg / m^3]、 V_w は水の流量 [$\text{m}^3 / \text{秒}$]、 T_{wi} は加熱熱交換器8に流入する水の温度 []、 T_{wo} は加熱熱交換器8から流出する水の温度 []である。加熱熱交換器8における水の加熱量 Q_w と熱媒体の放熱量 Q_h は等しいので、熱媒体の入口出口間温度差（ $T_{hi} - T_{ho}$ ）と、水の入口出口間温度差（ $T_{wo} - T_{wi}$ ）とが等しければ、熱媒体の熱容量流量 $C_{ph} \times \rho_h \times V_h$ と、水の熱容量流量 $C_{pw} \times \rho_w \times V_w$ も等しくなる。また、図6の運転状態（A）のように熱媒体の入口出口間温度差が水の入口出口間温度差よりも小さい場合には、熱媒体の熱容量流量は水の熱容量流量よりも大きくなる。以上のことから、図5の運転状態（A）又は（B）を実現するためには、熱媒体の熱容量流量が水の熱容量流量以上となるように熱媒体ポンプ6を選定すればよい。前述した例の場合、水ポンプ9による水の流量は3.23リットル/分であり、水の比熱 $4.18 \text{ kJ} / \text{kg K}$ と、水の密度 $1000 \text{ kg} / \text{m}^3$ とを用いて、水の熱容量流量は $0.23 \text{ kW} / \text{K}$ となる。したがって、熱媒体の熱容量流量を $0.23 \text{ kW} / \text{K}$ 以上とすることが可能な熱媒体ポンプ6を選定する。

30

【0043】

40

前述した例において、熱媒体として水を用いる場合には、 $C_{ph} = C_{pw}$ 、 $\rho_h = \rho_w$ となるため、熱媒体の流量を3.23リットル/分以上とすることが可能な熱媒体ポンプ6を選定する。一方、凍結予防のため、ナイブライン、エチレングリコール、プロピレングリコールなどのブライン（不凍液）を熱媒体として用いる場合もある。その場合は以下のようにして選定する。例として、濃度40%のナイブラインを用いる場合について説明する。設計時に試験や解析等にて、加熱熱交換器8に流入する熱媒体の温度が 65°C 、加熱熱交換器8から流出する熱媒体の温度が 25°C であると確認した場合、熱媒体の平均温度は 45°C であり、この熱媒体の 45°C における比熱は $3.78 \text{ kJ} / \text{kg K}$ 、密度は $1031 \text{ kg} / \text{m}^3$ となる。この比熱及び密度の値を用いて計算すると、熱媒体の熱容量流量を水の熱容量流量 $0.23 \text{ kW} / \text{K}$ 以上とするためには、熱媒体の流量を3.54リッ

50

トル/分以上にすればよい。したがって、熱媒体の流量を3.54リットル/分以上とすることが可能な熱媒体ポンプ6を選定する。ラインは、一般に、水よりも比熱が小さく、同じ体積流量の場合、熱容量流量はラインの方が水よりも小さくなる。したがって、どのようなラインを熱媒体として用いた場合であっても、熱媒体ポンプ6が加熱熱交換器8に送ることのできる熱媒体の体積流量が、水ポンプ9が加熱熱交換器8に送ることのできる水の体積流量以上となるように、熱媒体ポンプ6及び水ポンプ9を選定することになる。熱媒体ポンプ6が加熱熱交換器8に送ることのできる熱媒体の体積流量が、水ポンプ9が加熱熱交換器8に送ることのできる水の体積流量以上となるように、熱媒体ポンプ6及び水ポンプ9を選定することにより、図6の運転状態(B)若しくはそれに近い運転状態、あるいは運転状態(B)と運転状態(A)との間の何れかの位置の運転状態を実現

10

【0044】

ここで、熱媒体の熱容量流量を水の熱容量流量以上とするためには、熱媒体の流量(体積流量)が水の流量(体積流量)以上となるように熱媒体ポンプ6を選定する必要があるが、同じ諸元のポンプであっても、配管構成や配管抵抗の違いにより、流量は変わってくる。そのため、その配管構成や配管抵抗も考慮して、熱媒体の流量を水の流量以上とできる熱媒体ポンプ6を選定する。

【0045】

図9は、熱媒体ポンプ6のポンプ特性曲線を示す図である。同じ諸元のポンプを熱媒体ポンプ6及び水ポンプ9としてそれぞれ選定した場合、加熱循環回路52にて特に熱媒体配管303, 304が長くなり、その配管抵抗が大きくなるため、加熱循環回路52の熱媒体の流量は、貯湯回路53の水の流量より小さくなることが多い。そのため、加熱循環回路52の配管抵抗を考慮して、熱媒体ポンプ6を選定する必要がある。ヒートポンプユニット301及び貯湯槽ユニット302の設置場所が決まると、熱媒体配管303, 304の長さが決まる。加熱循環回路52に必要な熱媒体の流量が決まると、加熱循環回路52の配管の径が決まる。このようにして配管長さや配管径が決まるので、必要な熱媒体の流量を流した時の配管抵抗を求めることができる。これらはすべて設計段階にて把握可能なので、必要な熱媒体の流量を流した時の配管抵抗に対応する全揚程を出力できるポンプを決めることができる。このようにして、熱媒体ポンプ6が加熱熱交換器8に送ることのできる熱媒体の体積流量が、水ポンプ9が加熱熱交換器8に送ることのできる水の体積流量以上となるように、熱媒体ポンプ6を選定することができる。

20

30

【0046】

以上のようにして、熱媒体ポンプ6及び水ポンプ9を選定することができる。なお、実施の形態1では、熱媒体ポンプ6と水ポンプ9をそれぞれ1台ずつ配置する構成となっているが、ポンプの台数とそれらの接続方法に関してはこれに限定されるものではない。例えば、2台以上の熱媒体ポンプ6を並列に接続し、また2台以上の水ポンプ9を直列に接続した構成として、貯湯運転モードにおいて、熱媒体の熱容量流量が水の熱容量流量よりも大きくなるようにしても良い。

【0047】

また、配管の信頼性を向上するためには、配管を流れる流体の流速を所定の範囲内の値にしておくことが好ましい。具体的には、流体の流速が遅い場合、例えば0.5m/秒以下の場合には、孔食の原因となる。また、流体の流速が速い場合、例えば1.2m/秒以上の場合には、潰食の原因となる。実施の形態1では、加熱循環回路52の熱媒体の流量を貯湯回路53の水の流量以上とするので、加熱循環回路52の配管における熱媒体の流速を適正にするためには、加熱循環回路52を構成する配管の内径、例えば熱媒体配管303, 304の内径を、貯湯回路53を構成する水配管310, 311の内径以上とすることが好ましい。これにより、加熱循環回路52の配管の熱媒体の流速と、貯湯回路53の配管の水の流速との両方を適正な範囲内の値にすることができ、配管の信頼性が向上する。

40

【0048】

50

< 熱媒体ポンプ 6 の運転制御方法 >

熱媒体ポンプ 6 が一定速式の場合、加熱熱交換器 8 に流入する水の温度及び加熱熱交換器 8 から流出する水の温度に応じて、運転状態は、図 6 の運転状態 (B) であったり、運転状態 (B) と運転状態 (A) との間の何れかの位置の状態になったりする。これに対し、熱媒体ポンプ 6 が可変速式の場合は、回転速度を制御することによって、あらゆる状況において、図 6 の運転状態 (B) を実現し、ヒートポンプユニット 301 をより高効率に運転することが可能となる。また、運転状態 (A) の状態のように、熱媒体の入口出口間温度差が水の入口出口間温度差より小さくなるように制御しておくことで、ヒートポンプユニット 301 の冷媒に、高圧の過度な上昇や吐出温度の過度な上昇が生じて、異常運転となることを確実に防止できる。以下ではその運転方法について説明する。

10

【 0049 】

運転状態 (B) では、加熱熱交換器 8 において熱媒体の入口出口間温度差と水の入口出口間温度差とが等しい運転状態となっている。加熱熱交換器 8 に流入する熱媒体の温度、加熱熱交換器 8 から流出する熱媒体の温度、加熱熱交換器 8 に流入する水の温度、及び加熱熱交換器 8 から流出する水の温度を取得できれば、加熱熱交換器 8 における熱媒体の入口出口間温度差が水の入口出口間温度差と等しいか若しくは水の入口出口間温度差以下となるように、ポンプ制御装置 121 の制御手段 127 により熱媒体ポンプ 6 の回転速度を制御することにより、あらゆる状況にて、運転状態 (B) 若しくは運転状態 (A) を実現できる。実施の形態 1 では、加熱熱交換器 8 に流入する熱媒体の温度は温度センサ 208 により取得でき、加熱熱交換器 8 から流出する熱媒体の温度は温度センサ 209 により取得でき、加熱熱交換器 8 に流入する水の温度は温度センサ 210 により取得でき、加熱熱交換器 8 から流出する水の温度は温度センサ 211 により取得できる。

20

【 0050 】

なお、温度センサ 210 を有しない場合には、貯湯槽 10 に設置されている温度センサのうち、最も下部に設置されている温度センサ (図示の構成では温度センサ 215) により検出される温度を、加熱熱交換器 8 に流入する水の温度として用いることができる。また、温度センサ 208 及び温度センサ 209 を有しない場合には、温度センサ 207 により検出される温度を加熱熱交換器 8 に流入する熱媒体の温度として用いることができ、温度センサ 206 により検出される温度を加熱熱交換器 8 から流出する熱媒体の温度として用いることができる。その場合、温度センサ 206, 207 の検出値は、ヒートポンプ制御装置 101 の通信手段 103 により送信され、ポンプ制御装置 121 の通信手段 125 により受信される。

30

【 0051 】

また、加熱熱交換器 8 における熱媒体の体積流量を水の体積流量と等しいか若しくは水の流量以上となるように制御することによって、図 6 の運転状態 (B) 若しくは運転状態 (A) を実現することもできる。以下に、水及び熱媒体の体積流量の取得方法について説明する。

【 0052 】

水の流量を求める方法は以下の通りである。まず、図 8 に示す水ポンプ 9 のポンプ特性曲線をポンプ制御装置 121 の記憶手段 123 に記憶させる。具体的には、揚程曲線は回転速度ごとに水の流量と全揚程とのデータテーブルを記憶させ、管路抵抗曲線は水の流量と全揚程とのデータテーブルを記憶させる。管路抵抗曲線は貯湯回路 53 の配管構成により決まり、揚程曲線は水ポンプ 9 によって決まるため、予め設計段階にて把握可能である。水ポンプ 9 のポンプ特性曲線と水ポンプ 9 の回転速度とから水の流量を演算する。

40

【 0053 】

また、熱媒体の流量を求める方法は以下の通りである。まず、図 9 に示す熱媒体ポンプ 6 のポンプ特性曲線をポンプ制御装置 121 の記憶手段 123 に記憶させる。具体的には揚程曲線は回転速度ごとに熱媒体の流量と全揚程とのデータテーブルを記憶させ、管路抵抗曲線は熱媒体の流量と全揚程とのデータテーブルを記憶させる。揚程曲線は熱媒体ポンプ 6 によって決まるため、予め設計段階にて把握可能である。管路抵抗曲線は加熱循環回

50

路52の配管構成により決まる。加熱循環回路52にはヒートポンプユニット301と貯湯槽ユニット302と暖房ユニット305a, 305bとの間をつなぐ熱媒体配管303, 304, 306, 307も含まれており、これらは現地での設置時に決まる仕様である。そのため、設計時に予め分かるヒートポンプユニット301及び貯湯槽ユニット302の内部の配管諸元に加えて、現地での設置時に据付け業者が設置した熱媒体配管303, 304, 306, 307の長さ、外径、肉厚、管継ぎ手の種類や数、急拡大部や急縮小部の数、などをポンプ制御装置121の入力手段124に入力するようにする。そうすることで、それらの値から管路抵抗曲線のデータテーブルを求めることができる。以上により、揚程曲線及び管路抵抗曲線の情報を取得できる。熱媒体ポンプ6のポンプ特性曲線と熱媒体ポンプ6の回転速度から熱媒体の流量を演算する。

10

【0054】

以上により、水の流量と熱媒体の流量を求めることができる。熱媒体の流量を水の流量以上とすることによって、運転状態を運転状態(B)又はそれに近い状態とすることが可能となり、ヒートポンプユニット301の運転効率が最大となるように運転することが可能となる。また、運転状態を運転状態(A)とすることが可能となり、ヒートポンプユニット301が異常運転となることを確実に防止できる。ここで、運転状態(B)では前述したように熱媒体の熱容量流量と水の熱容量流量とが等しくなっている状態であり、運転状態(B)をより高い精度で実現するためには、水及び熱媒体の熱容量流量の情報を取得して制御を行う必要がある。熱容量流量は、密度×比熱×体積流量であるため、体積流量の情報に加えて比熱及び密度の情報が必要となる。以下に、水及び熱媒体の比熱と密度を

20

【0055】

貯湯回路53を流れる流体である水の比熱は 4.18 kJ / kg K 、水の密度は 1000 kg / m^3 程度と容易に求まる。また、加熱循環回路52を流れる熱媒体として水を用いる場合には、比熱が 4.18 kJ / kg K 、密度が 1000 kg / m^3 程度と容易に求まる。これに対し、熱媒体としてブラインを用いる場合には、ブラインの種類、濃度、及び温度に応じて、その比熱と密度が変化する。そのため、熱媒体の種類とその濃度を現地での設置時にポンプ制御装置121の入力手段124に入力し、記憶手段123に記憶させる。入力された情報と、温度とに基づいて、熱媒体の比熱と密度を求めることができる。熱媒体の温度は、システム設計段階にて加熱熱交換器8での熱媒体の平均温度を予測し

30

【0056】

また、以下のようにして、温度センサの情報を用いて加熱熱交換器8での熱媒体の平均温度を予測し、その予測平均温度を用いてブライン(熱媒体)の密度と比熱を求めても良

い。つまり、加熱熱交換器8に関して、熱媒体の出口温度と水の出口温度とがある場合は2つの温度の平均としても良い。また、さらに、温度センサ209がなく、かつ、ヒートポンプユニット301から温度センサ206の温度を取得できずに、熱媒体の出口温度も不明であれば、水の出口温度を熱媒体の予測平均温度としても良い。温度センサ208若しくは温度センサ207と、温度センサ209との両方が設置されていれば、加熱熱交換器8に流入する熱媒体の温度と加熱熱交換器8から流出する熱媒体の温度とが既知となり、平均温度を高精度に予測することができる。つまり、ポンプ制御装置121の検出手段により熱媒体若しくは水の温度を検出し、その情報をもとに演算手段126により熱媒体の予測平均温度を演算し、演算した熱媒体の予測平均温度を記憶手段123に記憶する。なお、ブラインの比熱及び密度のデータは、ブラインの種類ごとに、濃度及び温度のデー

40

50

テーブルとして、ポンプ制御装置 1 2 1 の記憶手段 1 2 3 に記憶されている。このようにすることでブライン（熱媒体）の比熱及び密度を求めることができる。例えば、熱媒体が濃度 4 0 % のナイブラインであり、予測平均温度が 4 5 の場合、比熱は 3 . 7 8 k J / k g K、密度は 1 0 3 1 k g / m³となる。

【 0 0 5 7 】

以上により、水及び熱媒体の比熱及び密度を取得することが可能となり、それらを体積流量と乗算することで、熱容量流量を求めることができる。熱媒体の熱容量流量が水の熱容量流量と等しくなるように熱媒体ポンプ 6 の回転速度を制御手段 1 2 7 により制御することで、運転状態（B）を高精度に実現することができ、ヒートポンプユニット 3 0 1 の運転効率を最大にすることができる。

10

【 0 0 5 8 】

さて、以上の説明において、熱媒体の流量を求める計算時に熱媒体ポンプ 6 のポンプ特性曲線を用いた。配管抵抗は現地で設置される熱媒体配管 3 0 3 , 3 0 4 の長さによって変わるため、ポンプ特性曲線を用いるには現地での据付け業者による情報入力が必要となる。しかしながら、現地での据付け作業を容易にしたい場合もあると考えられる。その場合は、加熱熱交換器 8 における熱媒体の入口出口間温度差と、ヒートポンプユニット 3 0 1 の加熱能力とが分かれば、熱媒体ポンプ 6 のポンプ特性曲線を用いずに、熱媒体の体積流量を求めることができ、熱媒体ポンプ 6 の運転を制御できる。この方法は、温度センサ 2 1 0 又は 2 1 1 がなく、加熱熱交換器 8 における水の入口出口間温度差が求められない場合に用いるとよい方法である。

20

【 0 0 5 9 】

ヒートポンプユニット 3 0 1 の貯湯運転モードは、ヒートポンプユニット 3 0 1 の加熱能力、つまり凝縮器 2 の熱媒体への加熱能力が、常に所定の加熱能力目標と同等となるように予め設計されており、その設計に応じて、ヒートポンプユニット 3 0 1 の圧縮機 1、膨張弁 3、送風機 5 などが運転されている。例えば、3 H P のヒートポンプユニット 3 0 1 であるならば、加熱能力が 9 k W になるように運転されている。また、所定の加熱能力になるように、運転前に予めスイッチ等で設定されるヒートポンプユニット 3 0 1 もある。その場合には、3 H P のヒートポンプユニット 3 0 1 の場合でも、加熱能力が 8 k W 若しくは 7 k W となっているものもある。何れの場合も、ヒートポンプユニット 3 0 1 は運転前に予め加熱能力目標が決められる。加熱能力目標と、加熱熱交換器 8 における熱媒体の入口出口間温度差とを用いることで、熱媒体ポンプ 6 の運転特性や加熱循環回路 5 2 の配管抵抗特性が未知であっても熱媒体の流量を求めることができる。

30

【 0 0 6 0 】

具体的には、ヒートポンプ制御装置 1 0 1 は、通信手段 1 0 3 により、ポンプ制御装置 1 2 1 にヒートポンプユニット 3 0 1 の加熱能力目標を送信する。ポンプ制御装置 1 2 1 は、通信手段 1 2 5 により加熱能力目標を受信する。あるいは、所定の加熱能力目標がポンプ制御装置 1 2 1 の記憶手段 1 2 3 に予め記憶されていてよい。定常状態では熱媒体の凝縮器 2 での加熱量と加熱熱交換器 8 での放熱量とが等しくなるため、加熱熱交換器 8 の交換熱量は、ヒートポンプユニット 3 0 1 の加熱能力、つまり加熱能力目標とほぼ同じとなる。また、交換熱量 [k W] = 熱容量流量 [k W / K] × 入口出口間温度差 [K] であり、加熱熱交換器 8 における熱媒体の入口出口間温度差は、温度センサ 2 0 8 で検出される入口温度と、温度センサ 2 0 9 で検出される出口温度とから求められる。以上により、熱媒体の熱容量流量が求まる。ここで、熱媒体がブラインである可能性があるが、水と同様の比熱及び密度を用いて、熱容量流量 = 比熱 × 密度 × 体積流量の関係から、熱媒体の体積流量を求める。ここで求めた体積流量は、熱媒体がブラインである場合は、実際よりも小さくなる。例えば、交換熱量が 9 k W、入口出口間温度差が 4 0 の場合、熱容量流量は 0 . 2 3 k W / K となる。この場合において、熱媒体が濃度 4 0 % のナイブラインで、その温度が 4 5 であった場合、比熱は 3 . 7 8 k J / k g K、密度は 1 0 3 1 k g / m³となるので、熱媒体の実際の流量は 3 . 5 4 リットル / 分となる。これに対し、実際の熱媒体は濃度 4 0 % のナイブラインであるが、水の比熱及び密度を用いて熱媒体の流量

40

50

を計算した場合、比熱は $4.18 \text{ kJ} / \text{kg K}$ 、密度は $1000 \text{ kg} / \text{m}^3$ であるので、熱媒体の流量は 3.23 リットル/分と算出される。水の流量は、前述と同様にしてポンプ特性曲線より求めることができる。以上のようにして、熱媒体の流量と、水の流量とが求まり、熱媒体の流量が水の流量以上となるように熱媒体ポンプ6の回転速度を制御手段127により制御することができる。上述したように、熱媒体がブラインである場合に水の比熱及び密度を用いて計算すると、熱媒体の流量は実際よりも小さく計算される。したがって、水の比熱及び密度を用いて計算した熱媒体の流量が水の流量以上となるように制御すれば、実際の熱媒体の流量は水の流量以上となる。また、上記計算例からも分かるように、流量の演算結果の差は、例えば 3.54 リットル/分 - 3.23 リットル/分 = 0.31 リットル/分程度と小さいことから、水の比熱及び密度を用いて熱媒体の流量を計算した場合の誤差は小さいので、問題はない。以上のようにして、運転状態を運転状態(B)又はそれに近い状態とすることが可能となり、ヒートポンプユニット301の運転効率が最大となるように運転することが可能となる。また、運転状態を運転状態(A)とすることも可能となり、ヒートポンプユニット301が異常運転となることを確実に防止できる。

10

【0061】

ここで、運転状態(B)をより高精度に実現したいのであれば、熱媒体及び水の熱容量流量を取得すればよい。熱媒体の熱容量流量は前述と同様に求められる。つまり、交換熱量 $[\text{kW}] = \text{熱容量流量} [\text{kW} / \text{K}] \times \text{入口出口間温度差} [\text{K}]$ の関係を用いて、ヒートポンプユニット301の加熱能力、つまり加熱能力目標と、加熱熱交換器8における熱媒体の入口出口間温度差とから熱媒体の熱容量流量が求まる。また、水の熱容量流量は以下のように求められる。つまり、水の流量は前述と同様にポンプ特性曲線より求め、また、水の比熱及び密度は既知である。以上により、熱媒体及び水の熱容量流量を取得できる。熱媒体の熱容量流量が水の熱容量流量以上となるように熱媒体ポンプ6の回転速度を制御手段127により制御する。そうすることで、運転状態(B)をより高精度に実現することができ、ヒートポンプユニット301の運転効率を最大にすることができる。

20

【0062】

ここで、熱媒体ポンプ6の回転速度と水ポンプ9の回転速度との両方がどちらも頻繁に変動すると、システムの安定性が悪化してハンチング等の不安定な状態となる可能性がある。その状態を抑制するために、熱媒体ポンプ6の制御間隔を水ポンプ9の制御間隔以上に長くする、例えば2倍若しくは3倍以上と長くすることにより、運転状態が比較的安定になった状態にて熱媒体ポンプ6を動作させるようにする。そうすることで、システムをより安定に動作させることができる。このような観点から、所定時間内における熱媒体ポンプ6の回転速度の変動回数が水ポンプ9の回転速度の変動回数以下となるように、ポンプ制御装置121の制御手段127にて制御することが望ましい。例えば、水ポンプ9の制御間隔を15秒とし、熱媒体ポンプ6の制御間隔を120秒とするようにしてもよい。

30

【0063】

また、熱媒体ポンプ6の回転速度と圧縮機1の運転周波数との両方がどちらも頻繁に変動すると、システムの安定性が悪化し、ハンチング等の不安定な状態となる可能性がある。その状態を抑制するために、熱媒体ポンプ6の制御間隔を圧縮機1の制御間隔以上に長くする、例えば2倍若しくは3倍以上と長くすることにより、運転状態が比較的安定になった状態にて熱媒体ポンプ6を動作させるようにする。そうすることで、システムをより安定に動作させることができる。このような観点から、所定時間内における熱媒体ポンプ6の回転速度の変動回数が圧縮機1の運転周波数の変動回数以下なるように、ポンプ制御装置121の制御手段127にて制御することが望ましい。例えば、圧縮機1の制御間隔を60秒とし、熱媒体ポンプ6の制御間隔を120秒とするようにしてもよい。

40

【0064】

また、システムの安定性を高くする方法としては、熱媒体ポンプ6において制御間隔を長くするだけでなく、一回の回転速度の変動量も制限するようにしても良い、例えば、熱媒体ポンプ6の回転速度の変更量について、変更前に対して5%以上の変更を禁止するよ

50

うにしても良い。そうすることで、熱媒体ポンプ6の回転速度が少しずつ変化するので、ハンチング等の不安定な運転を抑制でき、システムの安定性が向上する。

【0065】

以上説明したような実施の形態1のシステム構成とすることで、暖房運転と貯湯運転とを実施することが可能であり、かつ、効率の高い貯湯運転が実施できる。具体的には、貯湯槽10の外部に設置した加熱熱交換器8を用いたことにより、伝熱性能が向上する。また、熱媒体の流量が水の流量以上となるように、加熱循環回路52に熱媒体を流し、貯湯回路53に水を流すことにより、ヒートポンプユニット301に流入する熱媒体の温度を低くすることができる。これにより、運転効率が最大となるようにヒートポンプユニット301を運転することが可能となり、高い運転効率にて貯湯運転を実施することができる。また、貯湯槽10の外部に加熱熱交換器8を設置したため、加熱熱交換器8に不具合が発生した場合に取替えが容易にできるため、メンテナンス性も向上する。また、貯湯槽10内の全体の水を高温にするだけでなく、貯湯槽10内の一部分の水を高温にすることが可能であるので、必要な量だけ高温の湯を生成することが可能であり、かつ、貯湯槽10の放熱ロスも低減することができる。

10

【0066】

実施の形態2

次に、図10を参照して、本発明の実施の形態2について説明するが、上述した実施の形態1との相違点を中心に説明し、同一部分又は相当部分は同一符号を付し説明を省略する。

20

【0067】

図10は、本発明の実施の形態2に係るヒートポンプ式暖房給湯システム200のシステム回路図であり、特に暖房運転モード時のシステム回路図を示したものである。なお、図10中の矢印は、冷媒の流れ方向を示したものである。図10に基づいて、ヒートポンプ式暖房給湯システム200の冷媒回路構成について説明する。

【0068】

図10に示すように、実施の形態2に係るヒートポンプ式暖房給湯システム200では加熱循環回路52において熱媒体ポンプ6と並列に第2の熱媒体ポンプ16を設置している。第2の熱媒体ポンプ16は加熱循環回路52にて熱媒体を循環させる機能を有しており、可変速式のもの(例えばインバータ制御によるもの)でもよいし、あるいは一定速式のものでもよい。第2の熱媒体ポンプ16は、暖房運転モードでは運転され、貯湯運転モードでは停止させる。

30

【0069】

熱媒体ポンプ6は、貯湯運転モードにおいて実施の形態1と同様の運転を実現することができるように選定される。実施の形態1で説明したように、貯湯運転モードでは加熱熱交換器8において水を一回の熱交換にて設定温度まで加熱するため、水ポンプ9の流量は概ね少ない状態である。したがって、熱媒体ポンプ6も、流量の少ないものが選定される。このため、熱媒体ポンプ6のみで熱媒体を循環させて暖房運転モードを実施すると、熱媒体の流量が少ないため、凝縮器2に流入する熱媒体の温度が高くなってしまい、ヒートポンプユニット301の運転効率が悪くなる場合がある。

40

【0070】

実施の形態2では、暖房運転モード時において熱媒体ポンプ6に加えて第2の熱媒体ポンプ16を運転させる。これにより、暖房運転モードにおいても、ヒートポンプユニット301を効率よく動作させるのに十分な熱媒体の流量を確保することができる。暖房運転モードでは、ヒートポンプユニット301から流出する熱媒体の温度がなるべく低い方が、ヒートポンプユニット301の運転効率を高くすることができる。そのため、凝縮器2における熱媒体の入口出口間温度差が例えば5程度に抑えられるように、熱媒体の流量を多くすることが好ましい。凝縮器2の加熱能力が9kWであり、熱媒体が濃度40%のナイブラインであり、熱媒体の入口出口平均温度が35であるとする、熱媒体の比熱は3.74kJ/kgK、熱媒体の密度は1036kg/m³となり、凝縮器2における

50

熱媒体の入口出口間温度差が5 となる熱媒体の流量は27.87リットル/分となる。6.93リットル/分の流量を確保可能な熱媒体ポンプ6を選定していたとすると、第2の熱媒体ポンプ16としては20.94リットル/分の流量を確保可能なものを選定すればよい。

【0071】

実施の形態2は、実施の形態1に対して第2の熱媒体ポンプ16を追加しただけの構成であるので、実施の形態1と同様の貯湯運転モードの運転状態を実現することが可能である。そのため、実施の形態2では、暖房運転モードと貯湯運転モードとのどちらにおいても、効率の高い運転を実施することができる。

【0072】

実施の形態3.

次に、図11を参照して、本発明の実施の形態3について説明するが、上述した実施の形態1との相違点を中心に説明し、同一部分又は相当部分は同一符号を付し説明を省略する。

【0073】

図11は、本発明の実施の形態3に係るヒートポンプ式暖房給湯システム300のシステム回路図であり、特に貯湯運転モード時のシステム回路図を示したものである。なお、図11中の矢印は冷媒の流れ方向を示したものである。図11に基づいて、ヒートポンプ式暖房給湯システム300の冷媒回路構成について説明する。

【0074】

図11に示すように、実施の形態3に係るヒートポンプ式暖房給湯システム300では、加熱熱交換器8より加熱された水が貯湯槽10に流入する流入口となる接続点17が貯湯槽10の下部に設けられている。また、水ポンプ9には、一定速式のものをを用いてもよい。このような構成となっているため、実施の形態3に係るヒートポンプ式暖房給湯システム300は、実施の形態1に係るヒートポンプ式暖房給湯システム100とは水の加熱方法が異なる。

【0075】

具体的には、加熱熱交換器8にて加熱された水は、貯湯槽10の下部の接続点17より貯湯槽10内に流入する。貯湯槽10の下部には、低温の水が存在している。加熱熱交換器8にて加熱された水が貯湯槽10内に流入することで、貯湯槽10全体の水温が上昇する。実施の形態3では、加熱熱交換器8にて水を高温に加熱しても、貯湯槽10の水温が低ければ、貯湯槽10に高温の水を貯えられない。実施の形態3における貯湯運転は、貯湯槽10の全体を徐々に昇温させる運転動作となり、加熱熱交換器8にて複数回の熱交換がなされることにより貯湯槽10に湯が貯まる。この加熱方式を循環加温という。循環加温では、加熱熱交換器8にて水を例えば5 昇温させ、貯湯槽10の水温を上昇させる。そのため、加熱熱交換器8に流入する水の温度は例えば25、30、・・・と上昇していき、それにつれて加熱熱交換器8から流出する水の温度も30、35、・・・と上昇していく。循環加温では、加熱開始初期は、貯湯槽10の水温が低く、加熱熱交換器8に流入する熱媒体の温度及び加熱熱交換器8から流出する水の温度も低いので、凝縮器2から流出する熱媒体の温度及び凝縮器2に流入する熱媒体の温度が低くなる。そのため、ヒートポンプユニット301の運転効率が高い状態となる。以上のように、実施の形態1とは水の加熱方式が異なるため、水ポンプ9の運転方法も異なる。

【0076】

<貯湯運転モード>

実施の形態3での貯湯運転モードにおける冷媒、熱媒体及び水の流れ方向は実施の形態1と同様である。水ポンプ9の制御方法は次の通りとなる。加熱熱交換器8に流入する熱媒体の温度を低く抑えるため、水の流量を多くして加熱熱交換器8から流出する水の温度を低くする。つまり、水ポンプ9は、例えば、加熱熱交換器8における水の入口出口間温度差が5 程度となるような流量で、一定運転とする。加熱熱交換器8の加熱量が9kWの場合、水の比熱が4.18kJ/kgK、水の密度が1000kg/m³とすると、必

10

20

30

40

50

要となる水の流量は25.84リットル/分となる。したがって、水ポンプ9としては、25.84リットル/分の流量を確保できるポンプを選定する。

【0077】

熱媒体ポンプ6においても、実施の形態1と同様に、加熱熱交換器8における熱媒体の入口出口間温度差を水の入口出口間温度差以下とするためには、水の流量以上の熱媒体の流量を確保しなければならない。つまり、水ポンプ9の送水する水の流量が25.84リットル/分の場合、熱媒体ポンプ6としては、25.84リットル/分以上の流量を確保できるポンプを選定する必要がある。

【0078】

また、ヒートポンプユニット301の膨張弁3の制御においても、実施の形態1と同様に凝縮器2に流入する熱媒体の温度若しくは凝縮器2から流出する熱媒体の温度とのどちらか一方に応じて高圧液冷媒温度の目標値を設定し、高圧液冷媒温度が目標値となるように膨張弁3により制御する。高圧液冷媒温度の目標値は、例えば、凝縮器2に流入する熱媒体の温度より3 高い値とすることができる。また、実施の形態3では、加熱熱交換器8における熱媒体の入口出口間温度差が5 程度となるように熱媒体ポンプ6により制御されているため、凝縮器2の熱媒体の入口出口間温度差も5 程度となる。そのため、凝縮器2に流入する熱媒体の温度がそれほど低くないため、凝縮器2の過冷却度が目標値(例えば2)となるように膨張弁3を制御するようにしても良い。ここで、凝縮器2の過冷却度とは、圧力センサ201にて検出される圧力の飽和温度から、温度センサ203にて検出される温度を差し引いた値である。

【0079】

以上のようにすることで、実施の形態3のヒートポンプ式暖房給湯システム300においても、暖房運転と貯湯運転とを実施することが可能であり、かつ、効率の高い貯湯運転が実施できる。具体的には、貯湯槽10の外部に設置した加熱熱交換器8を用いたことにより、伝熱性能が向上する。ヒートポンプユニット301に流入する熱媒体の温度を低くすることができるので、ヒートポンプユニット301を高い運転効率にて運転することができる。また、貯湯槽10の外部に加熱熱交換器8を設置したため、加熱熱交換器8に不具合が発生した場合に取替えが容易にできるため、メンテナンス性も向上する。

【符号の説明】

【0080】

- 1 圧縮機
- 2 凝縮器
- 3 膨張弁
- 4 蒸発器
- 5 送風機
- 6 熱媒体ポンプ
- 7 三方弁
- 8 加熱熱交換器
- 9 水ポンプ
- 10 貯湯槽
- 11 混合弁
- 12 a , 12 b ラジエータ
- 13 , 14 , 17 接続点
- 15 出湯管
- 16 第2の熱媒体ポンプ
- 51 冷媒回路
- 52 加熱循環回路
- 53 貯湯回路
- 100 , 200 , 300 ヒートポンプ式暖房給湯システム
- 101 ヒートポンプ制御装置

10

20

30

40

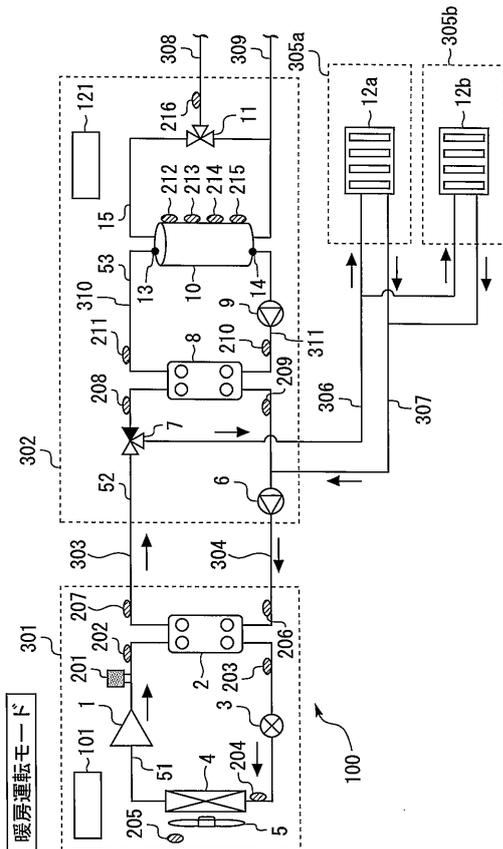
50

- 1 0 2 計測手段
- 1 0 3 通信手段
- 1 0 4 演算手段
- 1 0 5 制御手段
- 1 2 1 ポンプ制御装置
- 1 2 2 計測手段
- 1 2 3 記憶手段
- 1 2 4 入力手段
- 1 2 5 通信手段
- 1 2 6 演算手段
- 1 2 7 制御手段
- 2 0 1 圧力センサ
- 2 0 2 , 2 0 3 , 2 0 4 , 2 0 5 , 2 0 6 , 2 0 7 , 2 0 8 , 2 0 9 , 2 1 0 , 2 1 1 ,
- 2 1 2 , 2 1 3 , 2 1 4 , 2 1 5 , 2 1 6 温度センサ
- 3 0 1 ヒートポンプユニット
- 3 0 2 貯湯槽ユニット
- 3 0 3 , 3 0 4 , 3 0 6 , 3 0 7 熱媒体配管
- 3 0 5 a , 3 0 5 b 暖房ユニット
- 3 0 8 給湯管
- 3 0 9 給水管
- 3 1 0 , 3 1 1 水配管

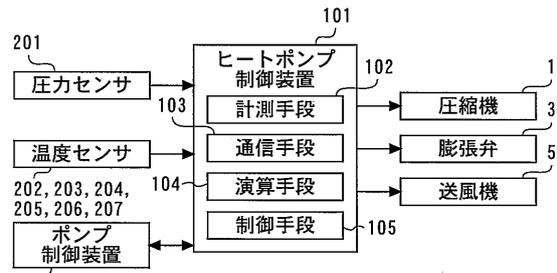
10

20

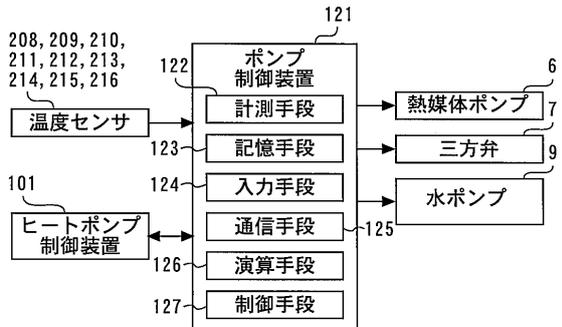
【図 1】



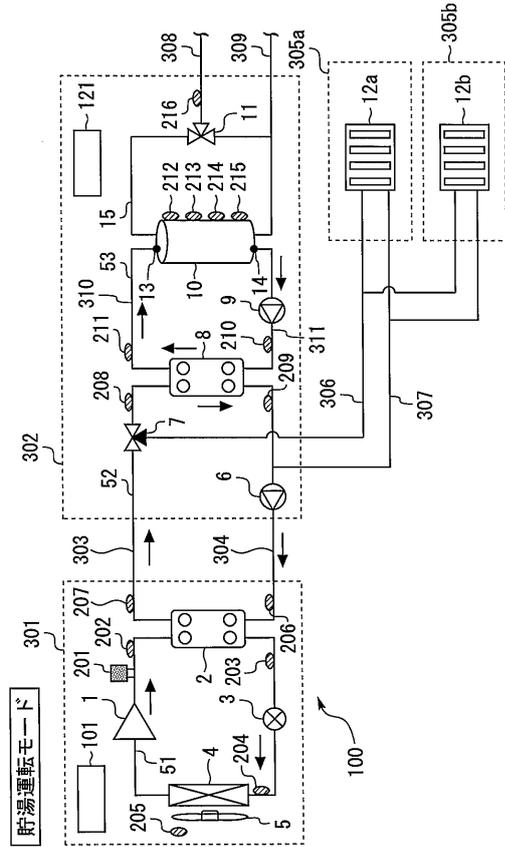
【図 2】



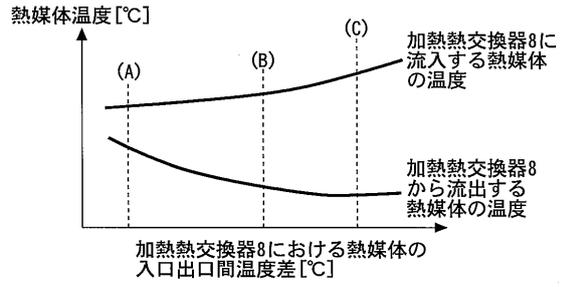
【図 3】



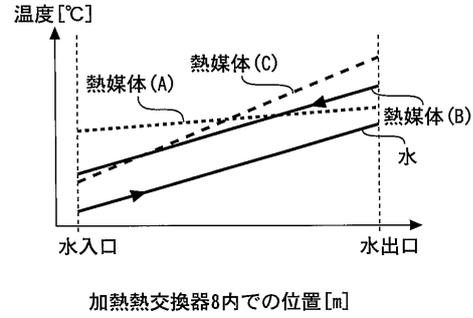
【図4】



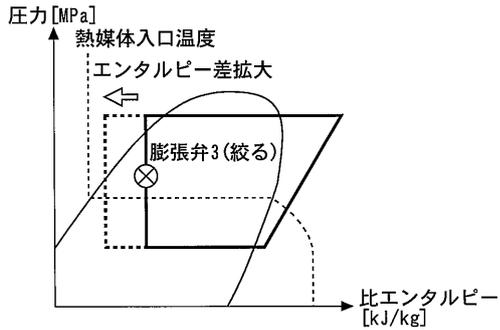
【図5】



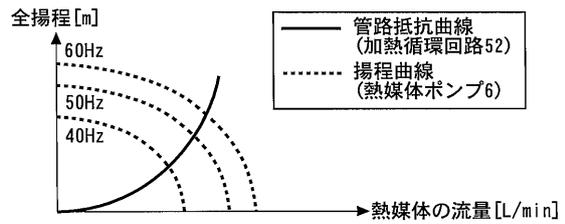
【図6】



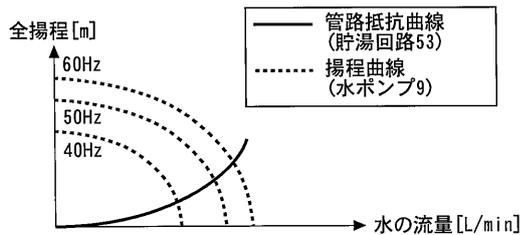
【図7】



【図9】



【図8】



フロントページの続き

- (72)発明者 畝崎 史武
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
- (72)発明者 上原 伸哲
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

審査官 仲村 靖

- (56)参考文献 特開2010-065852(JP,A)
特開2007-263523(JP,A)
特開2006-029668(JP,A)
特開2009-097770(JP,A)
特開2010-201325(JP,A)
特許第3227651(JP,B2)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 2 4 D	3 / 0 8
F 2 4 D	3 / 0 0
F 2 4 H	1 / 0 0