

地下水循環型空水冷ハイブリッドヒートポンプシステムの開発

第1報—システム概要および年間性能予測

南 有 鎮^{*1}
柴 芳 郎^{*3}

大 岡 龍 三^{*2}

地下水利用空調システムは地下水の恒温性を利用することで省エネ効果が期待される技術であるものの、中間期の外気温度条件によっては一般の空冷システムに比べシステム COP が不利な場合もある。また地下水の揚水制限などにより冷暖房を賄うための揚水量が得られない場所では空冷システムとの併用が必要である。本研究では地下水と空気、両方を熱源とし外気条件によって切り替えを行う地下水循環型空水冷ハイブリッドヒートポンプシステムの開発を行った。本報では、開発したシステムの概要および建物冷暖房負荷とヒートポンプ冷媒エンタルピーの計算による年間性能予測について述べる。また、異なる地域条件における（東京、札幌、那覇）性能変化および冷媒種類や揚水ポンプ容量の差異による性能変化について検討を行った。その結果、ベースケース（東京、R410A の冷媒、0.8kW のポンプ採用）のシステム APF（Annual Performance Factor）は 5.24 となった。

キーワード：ハイブリッドヒートポンプシステム・地下水・年間性能予測

はじめに

地球温暖化対策や省エネルギー技術が話題になっている中、気候変動に関する政府間パネル（IPCC、Intergovernmental Panel on Climate Change）の 2007 年第 4 回報告書¹⁾が発表された。それによると地球の平均温度の上昇を産業革命以前に比べ 2.4 以下に抑えるためには、2050 年までに CO₂ 排出量を 2000 年のそれより 50%削減することが必要となる。その目標を達成するためには、再生可能エネルギーや自然エネルギーの効率的利用が不可欠であり、それらの技術に対する社会的ニーズが高まっている。中でも年間を通し一定した温度を維持する地下水を直接汲み上げ建物冷暖房を行う地下水利用空調システムが注目を浴びている。このシステムは北欧米を中心に多様な方式で利用され、特に井戸 1 本で揚水・還元を行う SCW（Standing Column Well）方式が初期コスト対熱交換量の有効性から多く導入されている²⁾。地下水の熱を利用した融雪や冷暖房の

技術は日本でも古くから利用され、地下水質が良く豊富な地下水を持つ地盤条件においては巨大な利用ポテンシャルを持っているとも言われている。近年には、中村らの敷地内帯水層を利用した空調システム³⁾や池内らの井戸 2 本を用いた地下水利用空調システムの事例⁴⁾など実用化レベルの取り組みもなされている。しかし、本システムは、地下水と外気温の温度差が大きく生じる地域ほど省エネ効果が得られるものであり中間期の温度条件によっては一般の空冷システムよりシステム性能が不利な場合もある。また都心部での地下水利用は地盤沈下問題を理由に、地下水循環のみで地下水位変化が無くても、揚水量が制限されているため、地下水のみの熱源では大規模建物の空調負荷全てを賄うことは困難であるところもある。これらの背景から大規模建物では、地中熱源と空気熱源の併用のため独立した二つのシステムを導入することが多いものの⁵⁾、水冷と空冷、両方同時に対応できるシステムの開発や実用化研究は数少ない。

一方、著者らは地下水を含む地下熱を利用したヒートポンプシステムにおける実証実験⁶⁾やフィージビリティの検討⁷⁾を行ってきた。地中熱・地下水利用空調システムの更なる

^{*1} 東京大学大学院 学生会員（日本學術振興會特別研究員）

^{*2} 東京大学生産技術研究所 正会員

^{*3} (株)ゼネラルヒートポンプ工業 正会員

普及のためには、水冷と空冷が効率的に採用できるシステムが必要であることが分かった。そこで、本研究では、有利な熱源選択によるヒートポンプ性能向上のため、空気熱源および地下水熱源を併用し外気温度条件によって切り替えを行う地下水循環型空水冷ハイブリッドヒートポンプシステムの開発を行った。本報では、本研究で開発したシステムの概要および年間性能予測について述べる。

1．システム概要

図 - 1 は開発システム概念図を示す。システムは地下水の揚水・還元用の 1 本または、2 本の井戸と空水冷ヒートポンプで構成される。井戸 1 本を利用する SCW 方式の場合、井戸内揚水部と還元部のショートサーキットを防ぐ区切りパッカーを設置する。また、ヒートポンプは一つの圧縮機および膨張バルブ、三つの熱交換器、ファンなどで構成され、バルブの切り替えによって熱源を選択する。水中ポンプはヒートポンプの制御と連動し地下水熱源が良い条件のみにおいて作動する。図 - 2 は本システムの空冷・水冷の切り替え方式を示す。外気温と地下水温度条件に対応し三方弁の切り替えにより空冷・水冷の選択を行う。

2．年間性能予測

本報では、本開発システムの年間性能を検討するため、建物冷暖房負荷とヒートポンプ冷媒エンタルピー計算による性能予測を行った。計算では、地下水と外気の温度条件によって有利な熱源を選択する空水冷運転を基準とし、空冷のみ運転、水冷のみ運転との性能比較を行った。また空水冷運転において冷媒の種類、揚水ポンプの容量、地下水温度とヒートポンプ出口温度の温度差（ ΔT ）の差異によるシステム性能の検討を行った。性能比較では井戸ポンプの動力を含めたヒートポンプのシステム COP(Coefficient of Performance)、SPF(Seasonal Performance Factor)および APF(Annual

表 - 1 空水冷ハイブリッドヒートポンプ仕様

定格冷房能力	48kW (冷水 12 →7)
定格暖房能力	48kW (温水 40 →45)
圧縮機	全密閉スクロール式 11kW
水熱交換器	ブレイジングプレート式
空気熱交換器	プレートフィン式
ファン	0.4kW×2

表 - 2 検討地域の冷暖房負荷条件

検討地域	熱損失係数 [W/(m ² ・℃)]	日射取得係数	年平均外気温 [℃]
札幌	1.6	0.08	9.7
東京	2.7	0.07	17.4
那覇	3.7	0.06	23.4

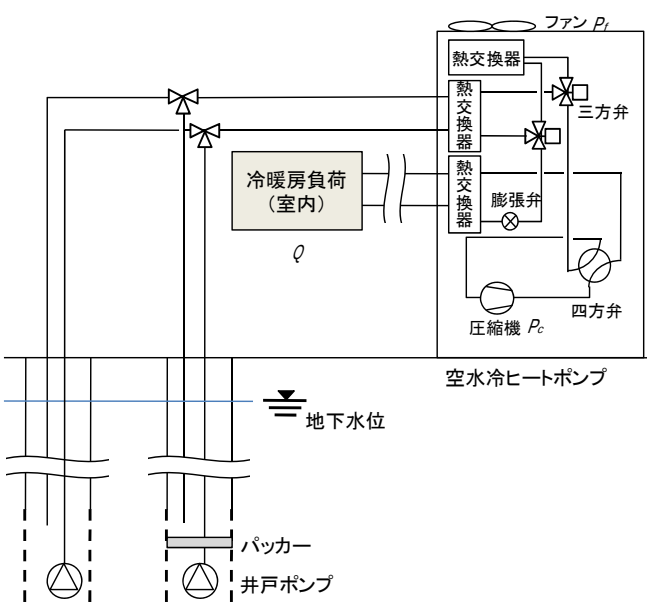


図 - 1 システム概念図

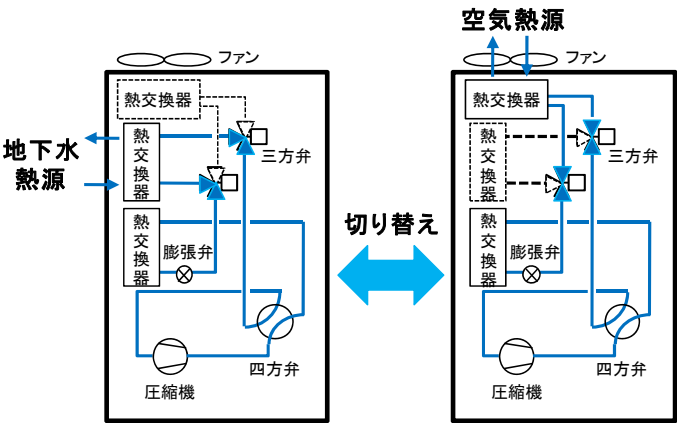


図 - 2 空冷・水冷の切り替え方式

Performance Factor)を用いた。

2.1 冷暖房負荷計算

本計算では熱源となる外気と地下水の温度が異なる3箇所の地域（札幌、東京、那覇）において本システムを導入した建物を想定して行った。表 - 1 は計算で想定したヒートポンプの仕様を示す。このヒートポンプの1台が賄える空調面積（ $A[\text{m}^2]$ ）および年間冷房負荷（ $Q_{ac}[\text{MJ}/\text{m}^2]$ ）、年間暖房負荷（ $Q_{ah}[\text{MJ}/\text{m}^2]$ ）の算出を行った。表 - 2 は計算条件であり、次世代省エネルギー基準を基にした検討地域における冷暖房負荷条件を示す。また式（1）および式（2）は、単位面積当たりの冷房負荷（ Q_{cool} ）、暖房負荷（ Q_{heat} ）の計算式を示す。計算式は各都市の気象データより、ヒートポンプ性能計算に必要な冷暖房負荷を簡易に求める方法であり、長野ら⁸⁾が原版開発した地中熱ヒートポンプシステム性能予測プログラム「Ground Club」でも利用されている。

$$Q_{cool} = (T_{air} - 26) \times q + \mu \times t \times J \qquad \dots\dots\dots (1)$$

$$Q_{heat} = (22 - T_{air}) \times q - \mu \times t \times J \quad \dots\dots(2)$$

ここで、 T_{air} は外気温[℃]、 q は熱損失係数[W/(m²・℃)]、 μ は日射取得係数、 t は日射時間[s]、 J は全天日射量[W/m²]を示す。 q および μ は「次世代省エネルギー基準」に基づき各地域の基準値で設定した。また、 T_{air} 、 t 、 J は各地域における1時間毎の基準気象データ（気象庁2004年データ）を利用した。また、空調時間は8:00～18:00、平日の月曜日～金曜日とした。冷房設定温度は26℃、暖房設計温度は22℃とし、冷房・暖房の運転切り替えは自動的に行われると仮定した。また各地域における空調面積 A [m²]（ヒートポンプ1台が賄える空調面積）は式（3）により算出した。

$$A = \min\left(\frac{Q_c}{Q_{cp}}, \frac{Q_h}{Q_{hp}}\right) \quad \dots\dots(3)$$

ここで、 Q_c はヒートポンプ定格冷房能力、 Q_{cp} は単位面積当たりのピーク冷房負荷、 Q_h はヒートポンプ定格暖房能力、 Q_{hp} は単位面積当たりのピーク暖房負荷を示す。

表 - 3 冷暖房負荷の計算結果

検討地域	Q_{cp} [W/m ²]	Q_{hp} [W/m ²]	A [m ²]	Q_{ac} [MJ/m ²]	Q_{ah} [MJ/m ²]
札幌	90	48	537	89	121
東京	98	59	492	131	80
那覇	86	40	559	156	28

表 - 3 は冷暖房負荷計算結果を示す。年間冷房負荷量（ Q_{ac} ）は那覇＞東京＞札幌の順に、年間暖房負荷量（ Q_{ah} ）は札幌＞東京＞那覇の順に大きい結果となった。一方、冷房のピーク負荷（ Q_{cp} ）では那覇に比べ日射取得係数が高く最高気温で38.9℃（那覇：33.3℃）となった東京で最も高く98W/m²となった。また、暖房のピーク負荷（ Q_{hp} ）の場合、札幌の外気温が最も低いものの、熱損失係数が小さく日射取得係数が比較的大きいため、東京で最も高い結果（59W/m²）となった。図 - 4 は検討地域における年間冷暖房負荷の変化を示す。

2.2 ヒートポンプ性能計算

ヒートポンプの性能は熱源温度および冷媒の物性値によって大きく変化する。本計算では、任意の温度および圧力条件における冷媒物性値の算出のため、アメリカ NIST（National Institute of Standards and Technology）の標準冷媒プログラム REFPROP⁹⁾を用いた。ヒートポンプの性能は、2次側温度を冷房時7～12℃、暖房時40～45℃として冷媒の P - H 線図と冷凍サイクルから算出した¹⁰⁾。本計算では計算速度向上およびパラメータ簡略化のため、冷媒温度変数は凝縮後飽和液温度と蒸発後飽和ガス温度のみとし、圧縮機効率は図 - 5 の特性曲線を用いた。また、空冷の熱源温度は外気温とし、水冷の熱源温度は地下水温度とした。ここで、地下水温度は揚水と還元位置が充分離れており、年間を通し

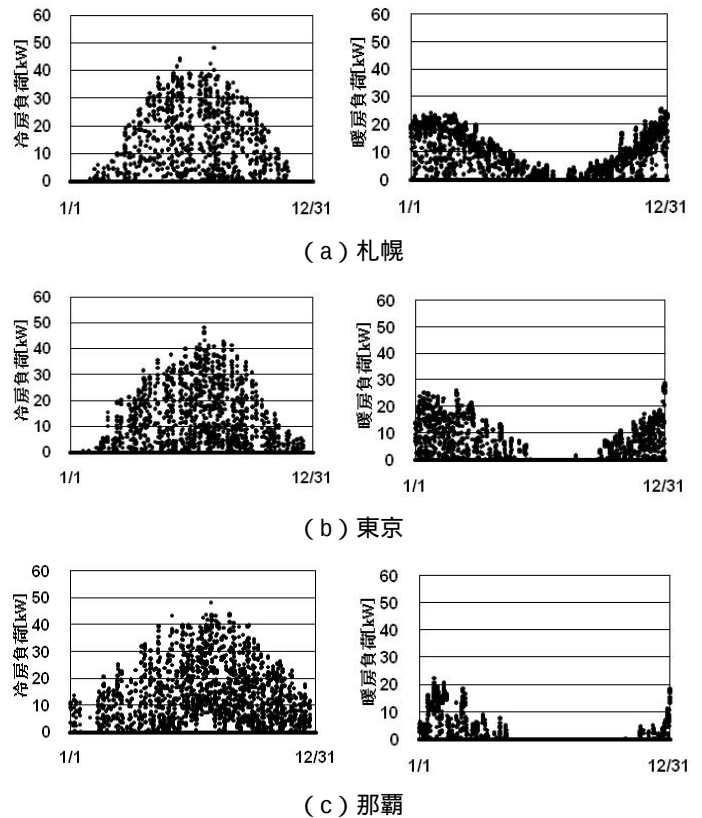


図 - 4 検討地域における年間冷暖房負荷

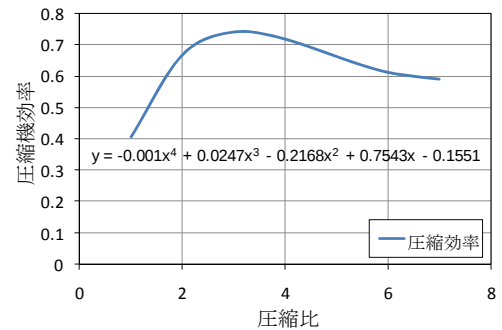


図 - 5 本計算で用いた圧縮機効率^{注1)}

て年平均外気温に等しいと仮定した。一方、ヒートポンプの熱源側の出入口温度差（ ΔT ）は5℃と10℃と設定して計算を行った。式（4）～（6）はCOP、SPF、APFの計算式を示す。

$$COP = Q / (P_c + P_f + P_w) \quad \dots\dots(4)$$

$$SPF = \int_{Season} Q dt / \int_{Season} (P_c + P_f + P_w) dt \quad \dots\dots(5)$$

$$APF = \int_{Year} Q dt / \int_{Year} (P_c + P_f + P_w) dt \quad \dots\dots(6)$$

ここで、 Q はヒートポンプの加熱/冷却能力[kW]、 P_c は圧縮機動力[kW]、 P_f はファン動力[kW]^{注2)}、 P_w は揚水ポンプ動力[kW]である。On-Off制御により能力を負荷に合わせてお

り、圧縮機 Off 時はファンもポンプも停止していると仮定した。また、計算において空冷時はデフロストを考慮しているが^{注 3)}、空気のショートサーキット、日射の影響等は考慮していない。表 - 4 は検討ケースを示す。CASE 1~CASE 3 では札幌、東京、那覇を対象としそれぞれのシステムの導入可能性を検討する。また CASE 4 では、冷媒の差異によるシステム性能の変化を検討するため、システム市場で多く使われている R407C と開発ヒートポンプ使用の R410A の比較を行う。さらに、CASE 5 は他のケースに比べ地下水位が深く揚水条件が厳しい条件において揚水ポンプ仕様を 2 倍にした場合の検討である。CASE 6 は地下水温度とヒートポンプ入口の温度差 (ΔT) を 10 としたケースである。各ケースにおいてヒートポンプの熱源として空冷のみ、水冷のみ、空水冷ハイブリッドを利用した場合の SPF および APF を比較検討した。空水冷ハイブリッドの場合は、空冷 COP と水冷 COP を比較し、より高いほうの熱源を選択することにした。

3. 計算結果

3.1 検討地域における比較検討

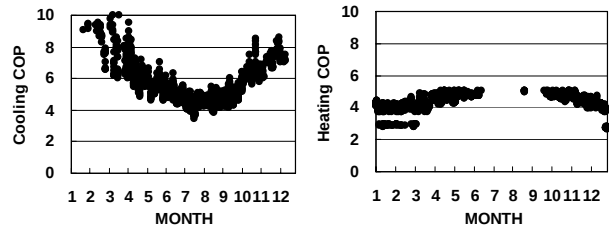
図 - 6 は CASE 1 (東京、R410A、 $\Delta T:5$ 、 $P_w:0.8\text{kW}$) の計算結果であり、熱源として空冷のみ(a)、水冷のみ(b)、空水冷ハイブリッド(c)を利用した場合の時間毎 COP 変化を示す。空冷(a)と水冷(b)の COP が高いほうを選択したグラフが空水冷ハイブリッドヒートポンプの COP 推移(c)である。SPF、APF は空冷<水冷<ハイブリッドとなっており、空水冷の APF は空冷に対して 18%増、水冷に対して 2%増となった。空水冷の APF は 5.24 と高い値となった。CASE 1 の冷暖房負荷、消費電力、SPF、APF の計算結果を表 - 5 にまとめて示す。また、表 - 6、表 - 7 は寒冷地域である札幌と亜熱帯地域である那覇におけるそれぞれの計算結果を示す。CASE 2 (札幌) の SPF、APF は CASE 1 (東京) と同様に、空冷<水冷<ハイブリッドとなっており、空水冷の APF は空冷に対して 17%増、水冷に対して 7%増となった。SPF の結果から考えると冷房、暖房共に空冷や水冷に対する空水冷の優位性は札幌のほうが東京のそれより高いが、空水冷 APF の絶対値は東京のほうが札幌に比べ 22%高かった。一方、CASE 3 (那覇) の計算結果では冷房 SPF が他とは異なり、水冷<空冷<ハイブリッドとなった。空水冷の APF は空冷に対して 4%増、水冷に対して 3%増となっており、東京に比べると水冷に対する空水冷の優位性が高いが、空冷に対する優位性が低いことがわかった。また、那覇の空水冷の APF は 4.99 であり、東京のそれより 5%低いことがわかった。

3.2 冷媒の違いについて

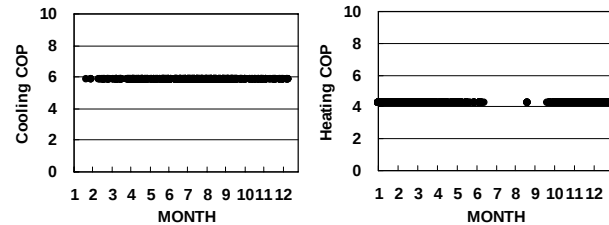
CASE 4 は冷媒を従来の R407C にしたケースであり、開

表 - 4 検討ケース

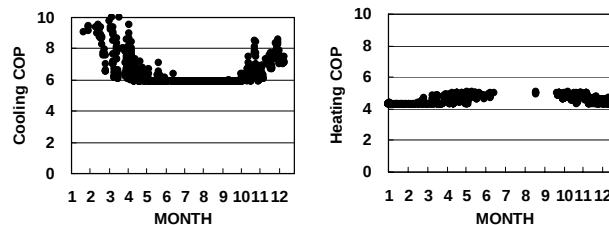
ケース	検討地域	冷媒	揚水ポンプ [kW]	ΔT []
CASE 1	東京	R410A	0.8	5
CASE 2	札幌	R410A	0.8	5
CASE 3	那覇	R410A	0.8	5
CASE 4	東京	R407C	0.8	5
CASE 5	東京	R410A	1.6	5
CASE 6	東京	R410A	0.8	10



(a) 空冷ヒートポンプ



(b) 水冷ヒートポンプ



(c) 空水冷ハイブリッドヒートポンプ

図 - 6 CASE 1 の COP 計算結果

発機の R410A と比較を行う。R407C は圧縮機の 1 スクロールで排出される理論値のガス量である押しのけ量 (Displacement Volume) が $42\text{m}^3/\text{h}$ と R410A の $28\text{m}^3/\text{h}$ より大きく、圧縮機の容量が大きく算出される。CASE 4 の計算結果を表 - 8 に示す。R410A と同様に SPF、APF は空冷<水冷<空水冷ハイブリッドとなっており、空水冷の APF は空冷に対して 18%増、水冷に対して 2%増となった。R407C の空水冷の APF は 4.35 であり、R410A の空水冷性能のほうが 21%高いことがわかった。

3.3 井戸ポンプ動力の影響について

地下水の水位条件や揚水配管の長さ、口径により必要な井戸ポンプの動力は異なる。CASE 5 では井戸ポンプの動力がシステム性能に与える影響を考慮するために P_w の値を

CASE 1 (0.8kW) の2倍 (1.6kW) にした場合の計算を行った。その結果を表 - 9 にまとめて示す。CASE 5 の SPF、APF は空冷<水冷<ハイブリッドとなっており、空水冷の APF は空冷に対して 11%増、水冷に対して 4%増となった。CASE 5 (Pw:1.6kW) の空水冷 APF は 4.95 であり、CASE 1 (Pw:0.8kW) の空水冷性能のほうが 6%高いことがわかった。これはより小さい井戸ポンプの選定やインバータ運転などにより APF を向上がすることができることを示唆する。

3.4 熱源温度差の影響について

本システムにおいて地下水の揚水位置と還元位置が充分

離れていない場合、還元水のショートサーキットにより、ヒートポンプの熱源水や冷却水の温度は元の地下水温度よりも性能的に不利な温度となる。また、地下水の不純物がヒートポンプの熱交換器へ与える影響により、熱交換器の平均温度差が取れなくなる場合もある。但し、本計算では、これらを踏まえた上での温度差を簡易に ΔT と設定し常に一定と仮定した。CASE 6 では ΔT を 10 とした場合の計算を行い、 ΔT が 5 のケースとの比較を行った。表 - 10 に CASE 6 の結果を示す。SPF、APF は空冷<水冷<空水冷ハイブリッドとなっており、空水冷の APF は空冷に対して 8%増、水冷に

表 - 5 CASE 1 の計算結果 (東京、R410A、 ΔT : 5、 P_w : 0.8kW)

熱源	冷房負荷 [kW・h]	冷房消費電力量 [kW・h]	冷房 SPF	暖房負荷 [kW・h]	暖房消費電力量 [kW・h]	暖房 SPF	APF
空冷	17,896	3,688	4.85	10,869	2,790	3.90	4.44
水冷		3,050	5.87		2,528	4.30	5.16
ハイブリッド		2,995	5.97		2,490	4.36	5.24

表 - 6 CASE 2 の計算結果 (札幌、R410A、 ΔT : 5、 P_w : 0.8kW)

熱源	冷房負荷 [kW・h]	冷房消費電力量 [kW・h]	冷房 SPF	暖房負荷 [kW・h]	暖房消費電力量 [kW・h]	暖房 SPF	APF
空冷	13,321	2,206	6.04	18,116	6,360	2.85	3.67
水冷		1,703	7.82		6,169	2.94	3.99
ハイブリッド		1,658	8.04		5,670	3.20	4.29

表 - 7 CASE 3 の計算結果 (那覇、R410A、 ΔT : 5、 P_w : 0.8kW)

熱源	冷房負荷 [kW・h]	冷房消費電力量 [kW・h]	冷房 SPF	暖房負荷 [kW・h]	暖房消費電力量 [kW・h]	暖房 SPF	APF
空冷	24,137	4,979	4.85	4,327	949	4.56	4.80
水冷		4,987	4.84		908	4.77	4.83
ハイブリッド		4,799	5.03		904	4.79	4.99

表 - 8 CASE 4 の計算結果 (東京、R407C、 ΔT : 5、 P_w : 0.8kW)

熱源	冷房負荷 [kW・h]	冷房消費電力量 [kW・h]	冷房 SPF	暖房負荷 [kW・h]	暖房消費電力量 [kW・h]	暖房 SPF	APF
空冷	17,896	4,595	3.89	10,869	3,226	3.37	3.68
水冷		3,799	4.71		2,940	3.70	4.27
ハイブリッド		3,727	4.80		2,891	3.76	4.35

表 - 9 CASE 5 の計算結果 (東京、R410A、 ΔT : 5、 P_w : 1.6kW)

熱源	冷房負荷 [kW・h]	冷房消費電力量 [kW・h]	冷房 SPF	暖房負荷 [kW・h]	暖房消費電力量 [kW・h]	暖房 SPF	APF
空冷	17,896	3,688	4.85	10,869	2,790	3.90	4.44
水冷		3,337	5.36		2,691	4.04	4.77
ハイブリッド		3,220	5.56		2,590	4.20	4.95

表 - 10 CASE 6 の計算結果 (東京、R410A、 ΔT : 10、 P_w : 0.8kW)

熱源	冷房負荷 [kW・h]	冷房消費電力量 [kW・h]	冷房 SPF	暖房負荷 [kW・h]	暖房消費電力量 [kW・h]	暖房 SPF	APF
空冷	17,896	3,688	4.85	10,869	2,790	3.90	4.44
水冷		3,583	4.99		2,788	3.90	4.52
ハイブリッド		3,385	5.29		2,628	4.14	4.78

対して 6%増となった。また、CASE 6 の空水冷の APF は 4.78 であり、CASE 1 ($\Delta T: 5$) の空水冷性能のほうが 10%高いことがわかった。

4. 結論

地下水および空気熱源を併用した空水冷ハイブリッドヒートポンプ(冷暖房能力:48kW)の年間性能シミュレーションを行った。各ケースの APF 計算結果を図-7 にまとめて示す。本性能計算の結果より、以下の知見が得られた。

1) 東京、札幌、那覇の空水冷の APF はそれぞれ 5.24、4.29、4.99 であった。

2) 冷媒を R407C から R410A にすることにより 21%の APF 向上が見込める。

3) 地下水温度とヒートポンプ出口温度の温度差 (ΔT) を 10 から 5 にすることにより、10%の APF 向上が見込める。

4) 井戸ポンプの動力 P_w を 1.6kW から 0.8kW にすることにより、6%の APF 向上が見込める。

また、各条件において水冷に対する空水冷の APF は 2~7%向上し、空冷に対する空水冷の APF は 4~18%向上することがわかった。

一方、今回の冷暖房負荷計算においては、建物形状や内部負荷、蓄熱効果などを考慮していない。より信頼性の高い評価のためには、建物用途や規模の設定、運転パターン等、より詳細な検討が必要である。また、圧縮機やポンプをインバータ対応にした場合や、直膨ヒートポンプについても検討する予定である。

まとめ

本研究では、日本の地盤・地下水条件および気候条件に適した高効率ヒートポンプシステムの開発のため、地下水と空気を熱源として併用し外気条件によって切り替えを行う空水冷ハイブリッドヒートポンプシステムの開発を行った。本報では、開発システムの概要および年間性能計算について述べた。今後、実大実験装置を用いた冷暖房実証実験を行うと共に、空冷と水冷の最適切り替え温度や本システムの最適制御方法について検討を行う。

注 1) 圧縮機効率は圧縮機メーカーのデータを基に多項近似したものである。

注 2) 本計算では、ファンの動力は $0.4\text{kW} \times 2 \text{ 台} = 0.8\text{kW}$ 、その他制御系の消費電力は 0.1kW と固定した。

注 3) 圧縮機吸入温度が 0 未満となった場合はデフロストを想定し、温度によらずデフロスト効率 0.8(固定)を暖房能力に掛けた。このときの消費電力はそのままの値を用いた。

謝辞

本研究は、平成 19~21 年度独立行政法人新エネルギー・

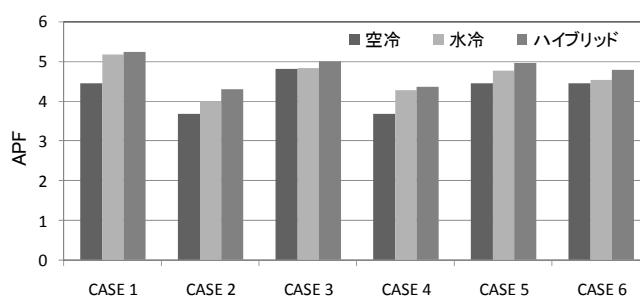


図-7 各ケースの APF 計算結果

産業総合開発機構 (NEDO) 『エネルギー使用合理化技術戦略的開発 / エネルギー使用合理化技術実用化開発 / 地下水循環型空水冷ハイブリッドヒートポンプシステムの研究開発』により実施したものである。

本報に関連した既発表文献

柴芳郎、谷藤浩二、大岡龍三、南有鎮、奥村建夫：地下水循環型空水冷ハイブリッドヒートポンプシステムの研究開発(その 2) SCW を用いた空水冷ハイブリッドヒートポンプシステムの年間性能予測、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、(2008-8)、pp.1851-1854

参考文献

- 1) IPCC Fourth Assessment Report, International Panel on Climate Change, 2007 (<http://www.ipcc.ch/ipccreports/ar4-syr.htm>)
- 2) C.D. Orio et al., A Survey of Standing Column Well Installations in North America, ASHREA Transactions, pp.109-121, 2005
- 3) 中村慎ら：敷地内帯水層蓄熱システムに関する研究(その 2) モデルビルにおける省エネルギー効果と経済性、日本建築学会計画系論文集、第 554 号、pp.41-46, 2002
- 4) 池内研ら：藤のさとセンターへの地下水利用型地中熱利用ヒートポンプシステムの導入、地熱エネルギー、Vol.26, No.4, pp.408-413, 2001
- 5) 安岡稔弘ら：杭基礎を利用した自然エネルギーによる土壤蓄熱空調システムの分析(その 1) システム概要および実測結果、日本建築学会学術講演会論文集、pp.1299-1300, 2006
- 6) 南有鎮ら：地盤・地下水条件を考慮した最適な地下水利用空調システム選定に関する研究(その 3) 冷暖房性能実験による性能評価及び数値解析との比較検討、日本建築学会学術講演会論文集、pp.593-594, 2007
- 7) 南有鎮ら：地盤・地下水条件を考慮した最適な地下水利用空調システム選定に関する研究(その 4) 建物負荷モデルを用いたフィージビリティスタディ、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.1729-1732, 2007
- 8) 長野克則、葛隆生：土壤熱源ヒートポンプシステム設計・性能予測ツールに関する研究、第 1 報 - 単独垂直型地中熱熱交換器の設計・性能予測ツールの開発、空気調和・衛生工学会論文集、No.101、pp.11~20, 2005
- 9) 米国国立標準技術研究所、National Institute of Standards and Technology (<http://www.nist.gov/srd/nist23.htm>)
- 10) Y.Shiba, R.Ooka, K.Sekine, Development of High-Performance Water-to-Water Heat Pump for Ground Source Application, ASHREA Transactions, Volume 113 Part 2, LB-07-029, pp.261-270, 2007
- 11) 柴ら：地中熱源対応水冷式ヒートポンプチラーの開発、空気調和・衛生工学会学術講演論文集、pp.1591-1594, 2004
- 12) 南、大岡：地下水利用空調システムの冷暖房性能実験および建物負荷モデルを用いたフィージビリティスタディ、日本建築学会環境系論文集、第 638 号、pp.473-479, 2009

(平成 21.4.9 原稿受付)

Development of Water and Air Sources Hybrid Heat Pump System Using Groundwater Circulatory Wells

Part 1 – System Concept and Annual Performance Prediction

by Yujin NAM^{*1}, Ryoza OOKA^{*2}, Yoshiro SHIBA^{*3}

Key Words: Hybrid Heat Pump System, Groundwater, Annual Performance Prediction

Synopsis: By utilizing the relatively stable temperature of groundwater, groundwater heat pump (GWHP) systems can achieve a higher coefficient of performance and can save more energy than conventional air-source heat pump (ASHP) systems. However, it is difficult for only ground heat source to meet the heating and cooling loads with an annual balance. In order to optimize the operation of GWHP systems, it is necessary to develop a system using both groundwater and air sources according to the condition of building loads and temperature. Furthermore, groundwater should be used only as a heat source by

recharging in one or two wells to prevent the subsidence and save the boring cost. This research has developed a GWHP system that employs a hybrid heat pump system with groundwater wells using multi heat source, groundwater and air source. In this paper, several case-studies were conducted to predict an annual performance of the developed system on the various conditions, such as location of introduction, type of refrigerant, and capacity of pump. As a result, the system APF in base case, which is using a refrigerant of R410A and a pump of 0.8kW in Tokyo, was calculated as 5.24. Moreover, the developed hybrid system on the each condition achieved the improved APF by 4 to 17% compared to using only air as heat source.

^{*1} Graduate School, The University of Tokyo, Student Member
(JSPS Research Fellow)

^{*2} Institute of Industrial Science, The University of Tokyo, Member

^{*3} Zeneral Heatpump Industry Co., Ltd., Member

(Received April 9, 2009)