

山梨県若手研究者奨励事業費 研究成果概要書

所属機関 山梨大学大学院医学工学総合教育部職名・氏名 博士課程 石黒修平

Ⓔ

1 研究テーマ

直接膨張方式地中熱ヒートポンプシステムに用いる地中熱交換器の構造について

2 研究の目的

地中熱ヒートポンプ(Ground Source Heat Pump, 以下 GSHP)は、現在商品化されている空気熱利用ヒートポンプより、さらに省エネルギー性が良いとされている。これは、夏の気温よりも低く、冬の気温よりも高い地中熱を利用することによるものであるが、特に夏と冬の気温差が大きい甲府盆地のような地域においては、さらに性能が良くなることが期待できる。従来の地中熱ヒートポンプでは、地中との熱交換を担う地中側の地中熱交換器には、2組のU字型のポリエチレン製チューブを直径約150mm、深さ約100mのボアホール内に収め、チューブ内に水、または不凍液を流動させて地中と熱交換を、ヒートポンプ内では冷媒と熱交換を行う間接方式と呼ばれるシステムが採用されている。この従来型の地中熱ヒートポンプでは、ボアホールの掘削コストがシステム全体の減価償却期間に与えるインパクトが大きいことから、設備導入を展開する上での課題の一つとされてきた。山梨大学では、この地中熱ヒートポンプの省エネルギー性を高める試みとして、空気熱ヒートポンプの空気-冷媒熱交換器の代わりに水-冷媒熱交換器を地中に埋設したボアホール内のケーシング管内に挿入した直接膨張方式地中熱ヒートポンプを提案してきた。この方法は代替フロン冷媒(R410A)を直接地中に循環させて地盤中に採放熱を行う方法である。この方法の優位性は、①間接方式に使用するブライン-冷媒熱交換器が不要、②ブラインの循環ポンプが不要なため、部品点数が削減される、③冷媒の蒸発過程が地中熱交換器内で行われることで単位深さ当りの採熱量が間接方式と比べて増大することから、ボアホール深さを短縮でき掘削コストが削減できる、といった点があげられる。一方、地中熱交換器の形式については、冷媒が気液2相流であり、その挙動が複雑であることから、直膨方式GSHPに適した熱交換器の仕様は確立されていない。そこで本研究では、地中熱交換器の更なる性能向上を図るため、4分岐管型の熱交換器の採用を検討し、その性能評価を行った。

3 研究の方法

実験フローシートを図1に、地中熱交換器を図2に示す。実験装置は、市販の空気熱源ヒートポンプ室外機内の熱交換器を地中熱交換器に取り替えたものである。冷媒量はR410Aを6.95kg、圧縮機の潤滑油を1kg充填した。冷媒は、暖房サイクルで圧縮器、四方弁、室内空調熱交換器(凝縮器)、膨張弁、地中熱交換器(蒸発器)の順に循環して圧縮機に戻る。深度30mのボアホール内に、底部をコップ型に加工したSGP管(100A)を埋設して水を充填し、銅製の地中熱交換器を2組SGP管内に挿入した。地中熱交換器は4本の1/4インチ銅管を下流部で1本の3/8インチ銅管に分岐させる構造とした。利用側として、室内空調機1台(出力4.0kW)を設置した。利用側室内機設定温度を暖房運転時20°Cに設定し、地中側計測地点の

温度 (°C), 利用側室内機出口風速 (m/s), 利用側室内機入口・出口温度 (°C), 湿度 (%) を測定した. 本実験の性能評価として, 熱交換量と消費電力の比を成績係数 (Coefficient of Performance, 以下 COP) として, 式 (1) により求めた.

$$COP = \frac{\Delta h \times \rho \times A \times v}{P \times 6} \quad (1)$$

ここで, Δh は利用側室内機入口・出口のエンタルピー差 (kJ/kg), ρ は空と気密度 (kg/m³), A は空調機出口ダクト面積 (m²), v は風速 (m/s), P は圧縮機の消費電力 (10 分間の積算値) (kWh) である.

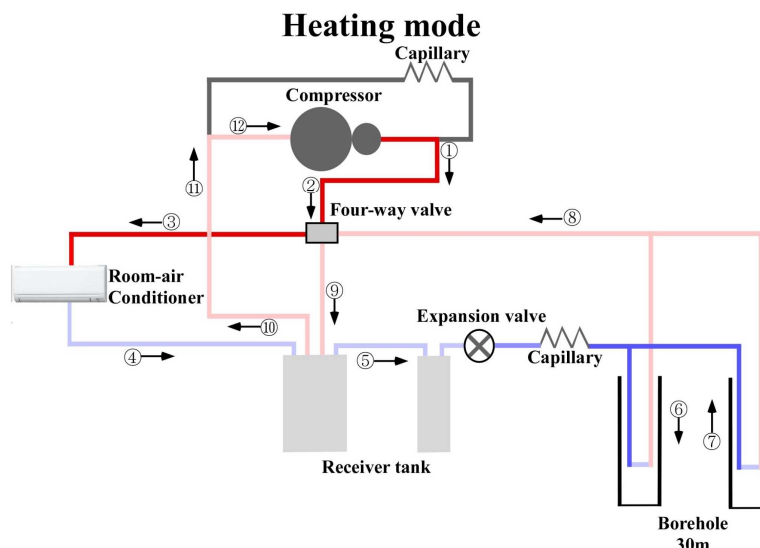


図 1 直膨方式 GSHP 実験フローシート

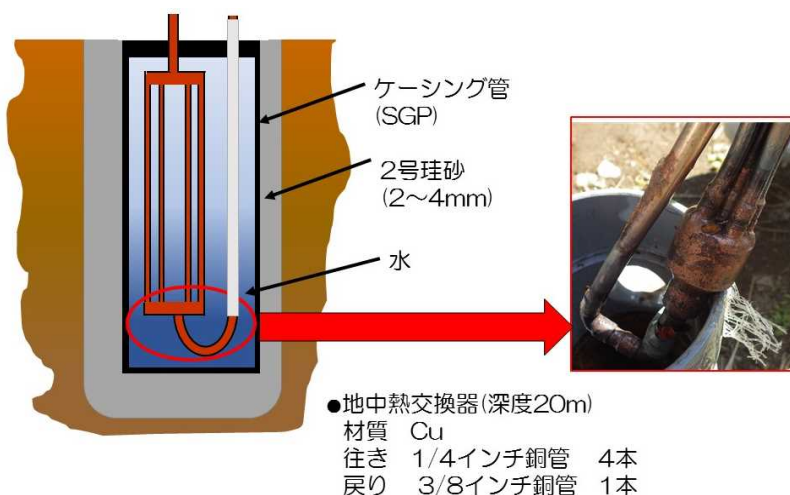


図 2 地中熱交換器

4 研究の成果

暖房運転の結果 (室内機設定温度 20°C) を図 3 に示す利用側室内機設定温度 20°C の場合期間平均取得採熱量は 2.7kW および COP≒4.3 となった. 以前, 30m の地中熱交換器 1 本で暖房運転を行なったときに比べ COP は低下した. その原因として, 複数本の地中熱交換器を用いたため, 充填する冷媒量(R410A)が増加しコンプレッサーの負荷となり消費電力が増加したためであると考えられる. 今後, この問題を解決するため, ヒートポンプと地中熱交換器の配管距離を最短化し冷媒の充填を最適化することにより性能向上が可能であると考えている. また, 複数本のボアホールを使用するため, 超音波流量計により各地中熱交換器の流量を計

測した結果、11%の差異が確認された。今後、配管分岐箇所冷媒分岐器を設置し冷媒が各地中熱交換器に均等に分流させる予定である。

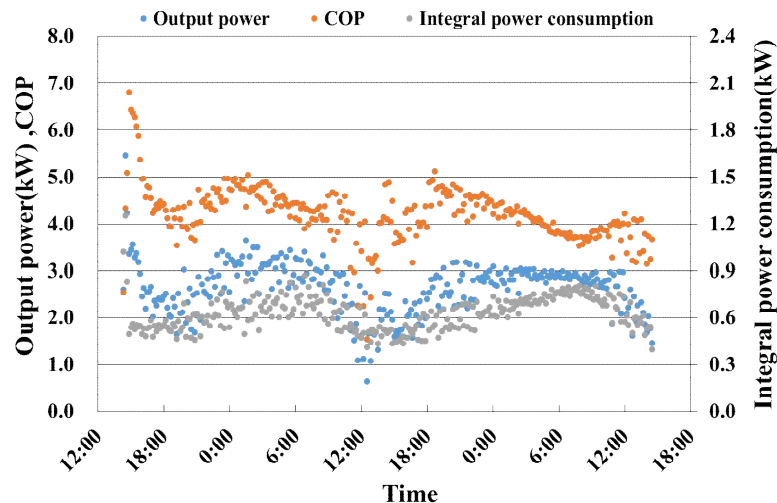


図3 性能評価(暖房運転)

5 今後の展望

GSHP 関連市場は2003年度末で積算設置件数40件程度、年間設置件数20件程度の市場が、2013年度末で積算設置件数1,513件、年間設置件数272件と近10年で右肩上がりに成長し、今後も市場の拡大が期待できる分野である。本研究課題である、GSHPの省エネルギー性をより高める試みとして、提案されている直膨方式GSHPシステムが今後より普及することによりこの市場規模はより拡大すると推測される。図4に地中熱ヒートポンプシステムの年間および積算設置件数を示す。図5及び表1は本事業において最終的に目指す製品の性能目標値から算出した年間ランニングコストと従来型地中熱ヒートポンプ、空気式エアコンのカタログ値との比較結果をまとめたものである。算出条件は山梨県甲府市において出力30kW相当のヒートポンプを12時間/日×5日/週で稼働させた場合とした。本提案であるブラインレス地中熱ヒートポンプは、従来型の間接方式地中熱ヒートポンプに比べて約1/2(差額¥251,261)、また空気式エアコンに比べて1/3(差額¥415,297)のランニングコストで稼働することができる。図6は空気式エアコンのインシヤルコストを100とした場合について直膨方式GSHP、従来型の間接方式GSHPシステムのインシヤルコストとの比較結果をまとめたものである。間接方式GSHPシステムは地中熱交換器長の増大及び部品点数の増加からインシヤルコストが高くなる傾向にあり、空気式エアコンに比べ約3倍のインシヤルコストが必要となる。直膨方式GSHPシステムの場合は、直接地中と熱交換するため熱損失が抑えられ、地中熱交換器長さを短縮できることからインシヤルコストを抑えることにより普及が促進される。

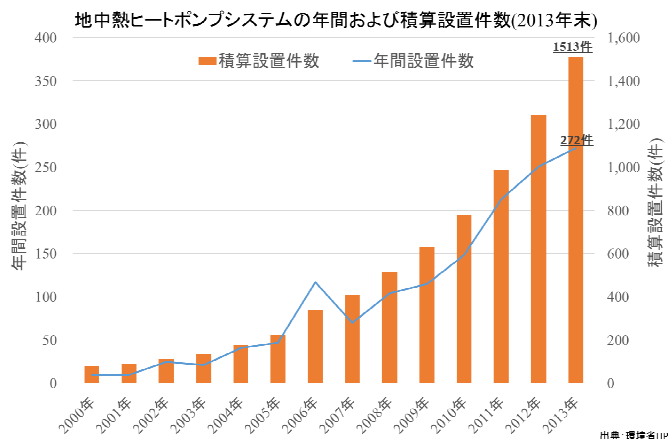


図4 地中熱ヒートポンプシステムの年間および積算設置件数

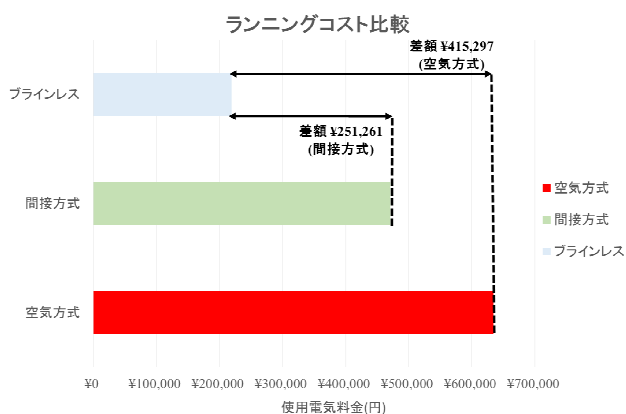


図5 年間ランニングコストの比較

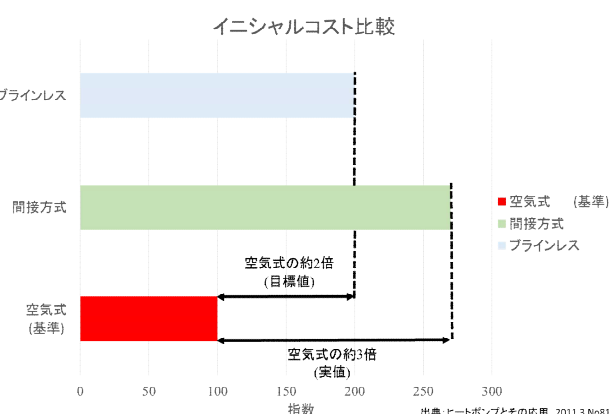


図6 イニシャルコスト比較

表1 性能条件に対する電力料金とCO2削減率

方式	COP		年間電力料金 (円)	直膨方式との差額 (円)	削減率 (%)	CO ₂ 削減率 (%)
	暖房	冷房				
直膨方式	9.0	6.0	¥218,881			
間接方式	3.7	3.2	¥470,142	¥251,261	53.4	53.1
空気熱方式	2.3	2.1	¥634,178	¥415,297	65.5	68.2

算出条件：山梨県甲府市 : 12時間/日×5日/週 : ヒートポンプ出力 30kW 相当

6 研究成果の発信方法 (予定を含む)

本研究成果は、日本機械学会、日本冷凍空調学会、および米国機械学会の国際会議、その他関連学会の会議において発表するとともに産業界への技術移転を積極的に行う。