

地下熱利用技術 4. 地下熱ヒートポンプ

柴 芳郎*

1. はじめに

地中や地下水の温度は年間を通して安定しているのに対して、外気温度は年間を通じた変化が大きい。後に述べるように、地中や地下水を熱源とするヒートポンプ（以下、地下熱ヒートポンプとよぶ）は空気を熱源としたヒートポンプに比べて、能力が安定しており、空調や給湯などの用途に使う場合に安定した温度が得られるというメリットがあるとともに、高効率となるポテンシャルが高い。そのため、同じ負荷に対応したヒートポンプを選定する場合、地下熱ヒートポンプの方が空気熱源ヒートポンプよりも、容量を小さくできるというメリットがある。

その反面、地下熱ヒートポンプは空気熱源では必要のない地下熱利用設備が必要であり、その分のコストアップは避けられない。また、地下水を用いる場合は水質対策も必要である。そのため、空気熱源と比較して地下熱ヒートポンプシステムのトータルのランニングコスト削減分がトータルのイニシャルコスト差を何年で回収できるかということが導入のポイントの1つとなる。

また、地下熱ヒートポンプは空気熱源ヒートポンプやボイラーなどの燃焼系のシステムと比較して高効率であるため、一次エネルギー使用量や二酸化炭素排出量を小さくできるというメリットがあり、環境性の高いシステムの構築が可能である。そのため、地下熱ヒートポンプを導入する場合は、環境性の高いシステムに対しての国の補助制度を利用することができ、イニシャルコスト増加分を

低減することが可能である。

したがって、地下熱ヒートポンプの導入を検討する場合、安定した温度、高効率性、省エネ性を評価する必要がある。この章では、空気熱源ヒートポンプと地下熱ヒートポンプの特徴と、ヒートポンプのしくみ、性能評価方法などについて述べる。

2. 地下熱ヒートポンプと空気熱源ヒートポンプの特徴

2.1 ヒートポンプの構造と原理

ヒートポンプは図1のように圧縮機、凝縮器（熱交換器）、膨張弁、蒸発器（熱交換器）という4

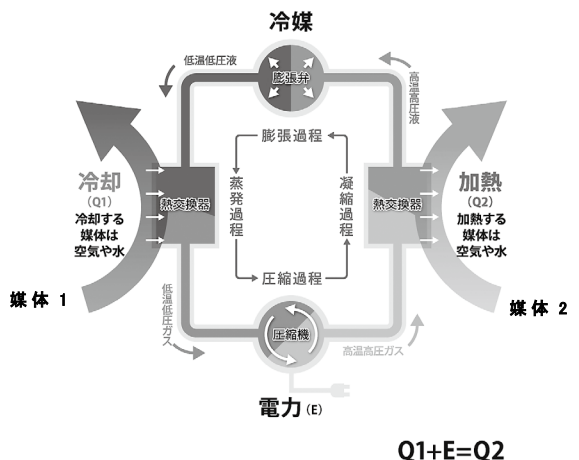


図1 ヒートポンプの構造（ゼネラルヒートポンプ（株）、2011）

* ゼネラルヒートポンプ工業株式会社（〒459-8001 愛知県名古屋市長区大高町巳新田121）

つの主要機器とそれらをつなぐ配管とその中に封入された冷媒から構成される。ヒートポンプの冷媒の作用は次のように整理できる。

- ・ 圧縮機を運転することにより、圧縮されて高温高圧のガスとなる。
- ・ 凝縮器で熱交換する媒体（媒体2）と熱交換することにより放熱し液化する。
- ・ 膨張弁により、膨張し低温となる。
- ・ 蒸発器で熱交換する媒体（媒体1）と熱交換することにより吸熱して蒸発する。

これらを繰り返すことにより、連続的に蒸発器で媒体1から熱を吸収し、凝縮器から媒体2に熱を放出する。すなわち、媒体1から熱を汲み上げて媒体2に熱を送るような作用を行う熱のポンプの役割を果たしているため、このような装置にはヒートポンプという名前がつけられている。

ヒートポンプ外部へのエネルギーロスを考慮しない場合、凝縮器内で冷媒が放出発生する熱（凝縮熱または加熱能力とよぶ）を Q_2 、蒸発器内で冷媒が吸熱する熱（蒸発熱または冷却能力とよぶ）を Q_1 、圧縮機の消費電力を E とすると、

$$Q_1 + E = Q_2 \quad (1)$$

という関係が成り立つ。蒸発器内で発生する蒸発熱（冷却能力） Q_1 と電動の圧縮機がした仕事（消費電力） E の和は凝縮器内で発生する凝縮熱（加熱能力） Q_2 に等しい。これは熱力学第一法則つまりエネルギー保存則を表しており、ヒートポンプの全体のエネルギー収支が合うことを示している。

実際には各機器や配管からの放熱等のエネルギーロス L があるため、

$$Q_2 + L = Q_1 + E \quad (2)$$

となるが、 L は十分小さいとして0とみなす場合が多い（柴、2005）。

2.2 ヒートポンプの種類

ヒートポンプにおける凝縮器と蒸発器の2つの熱交換器のうち、利用する側（負荷側）の熱交換器で冷媒と熱交換する媒体の系統を二次側、もう一方の熱交換器で冷媒と熱交換する媒体の系統を一次側とよぶ。一次側の媒体は熱源とよばれるこ

ともある。

ヒートポンプにおける一次側の媒体は空気または水であり、二次側の媒体も空気または水である。たとえば家庭用のエアコンは一次側の媒体が空気であり、二次側の媒体も空気である。一次側の媒体が空気であるヒートポンプは二次側の媒体によらず空気熱源ヒートポンプとよばれる。家庭用のエアコンは空気熱源ヒートポンプの一種である。一方、一次側の媒体が水であるヒートポンプは水熱源ヒートポンプとよばれる。

表1に家庭用空調用ヒートポンプの種類、表2に業務用空調用ヒートポンプの種類、表3にその他用途のヒートポンプの種類を示す。これらの表は一次側と二次側の媒体により分類されている。ブラインとは不凍液のことであり、主に地中熱ヒートポンプで利用される。

表1 家庭用空調用ヒートポンプの種類

一次側(熱源) \ 二次側(負荷)	空気	水(ブライン)
空気	・ エアコン	・ 水冷エアコン(ただし、まれ)
水	・ 温水ヒートポンプ(床暖房)	・ 地中熱ヒートポンプ(空調、床暖房)

表2 業務用空調用ヒートポンプの種類

一次側(熱源) \ 二次側(負荷)	空気	水(ブライン)
空気	・ パッケージエアコン ・ ビル用マルチエアコン	・ 水冷パッケージエアコン ・ 水冷ビル用マルチ
水	・ 空気熱源ヒートポンプチャラー	・ 水冷ヒートポンプチャラー

表3 その他用途のヒートポンプの種類

一次側(熱源) \ 二次側(負荷)	空気	水(ブライン)
空気	・ 冷蔵・冷凍庫(家庭用、業務用) ・ 融雪用空気熱源ヒートポンプ ・ カーエアコン ・ 自動販売機	・ 業務用冷凍・冷蔵庫
水	・ 業務用空気熱源チャラー(冷凍、冷蔵、プロセス) ・ ヒートポンプ給湯機(エコキュートなど) ・ 融雪用空気熱源ヒートポンプ	・ 業務用水冷チャラー(冷凍、冷蔵、プロセス) ・ 水冷式ヒートポンプ給湯機 ・ 融雪用水冷ヒートポンプ

地下熱ヒートポンプシステムは一次側（熱源）が水である水熱源ヒートポンプを用いる。水熱源ヒートポンプは空気熱源ヒートポンプと同様に冷暖房・給湯・冷凍・冷蔵・融雪等で利用が可能である。

2.3 地下熱ヒートポンプの応用

地下熱ヒートポンプは以下のようにさまざまな用途に対して利用が可能である。

2.3.1 冷暖房

冷暖房は地下熱ヒートポンプのなかでは最もよく用いられる用途である。冷暖房で利用される二次側が水のヒートポンプはヒートポンプチャラーとよばれる。ヒートポンプチャラーで用いられる場合はファンコイル（冷温水を用いて部屋の空気の温度を調整する、比較的小型で簡易な熱交換器）またはエアハンドリングユニット（冷温水を用いて部屋の空気の温度・湿度を調節する、比較的大きな一体型の熱交換器）等の放熱器と組み合わせて用いられる。図2は地下熱ヒートポンプチャラーにおける加熱（暖房）時、図3は冷却（冷房）時のフローを示している。

放熱器は加熱負荷と冷却負荷の両方に対応する。ヒートポンプで生成される温度は通常冷房で5℃～10℃、暖房で40～50℃程度である。冷媒の蒸発温度が高ければ高いほど、また、凝縮温度が低ければ低いほどヒートポンプの効率が高いという法則があるため、効率面を考慮すると快適性を失わない範囲で冷房時の冷水供給温度を高くし、暖房の供給温度を低く設定した方がよい。

また、表2で示すように、水冷パッケージエア

コンや水冷ビル用マルチは二次側で空気と直接熱交換する方法である。これを直膨式とよぶこともある。図4は直膨式地下熱ヒートポンプにおける加熱（暖房）時を示す。冷却（冷房）時は、二次側の負荷が冷却負荷となり、二次側の熱交換器が蒸発器として働き、ヒートポンプ内の熱交換器が凝縮器として働く。

2.3.2 床暖房

欧米で地下熱ヒートポンプシステムが普及しているのは、高気密・高断熱住宅と床暖房を採用し、床暖房への供給温水温度を35℃程度と低く設定することにより、暖房で使用する温度40～50℃よりも低い温度で性能や効率の良い運転をすることによりイニシャル・ランニングコストが削減できるからである。また、ファンコイルやエアコンの空調よりも快適性が高いのも欧米で普及している要因である。図5は地下熱ヒートポンプによる床暖房システムのフローである。

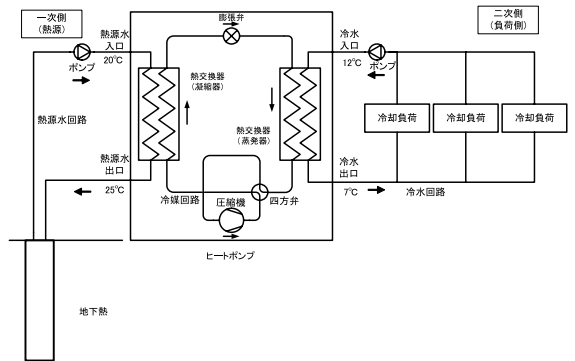


図3 地下熱ヒートポンプチャラーによる冷房（冷房）

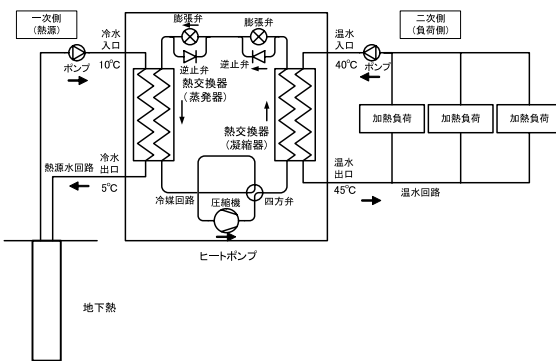


図2 地下熱ヒートポンプチャラーによる冷暖房（暖房）

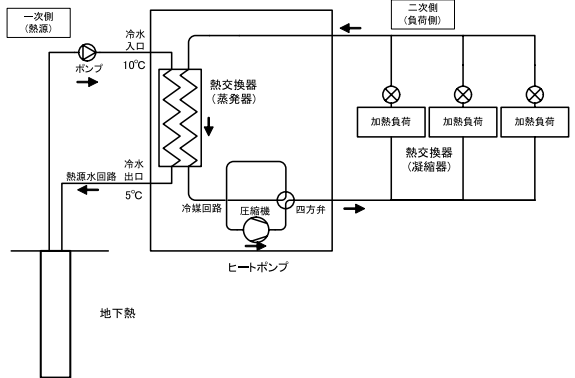


図4 直膨式地下熱ヒートポンプによる冷暖房（暖房）

2.3.3 給湯

地下熱ヒートポンプでは温水出口温度を40℃～70℃に設定して給湯として利用することが可能である。給湯方式としては補給水から比較的大きな温度差により直接昇温する瞬間給湯と5℃差程度で徐々に温度を上げてゆく循環給湯がある。特に、瞬間給湯の方は凝縮温度を低くできるため、循環給湯よりもCOP（後述）が高くなる。開放式貯湯槽に給湯を行う場合は、瞬間給湯を行い、水位により貯湯量を制御し、その貯湯槽の温度が低下したときだけ循環給湯を行う形をとると、循環給湯だけを行う場合と比較して給湯の期間COPが高くなる。また、密閉タンクを用いる密閉式の場合は下部に補給水を入れ、下部からヒートポンプへ供給して大きな温度差でヒートポンプから温水を上部に供給する温度成層方式が有効である。密閉タンク方式の方が密閉回路なのでポンプ容量が小さくでき、家庭用に向いているが、開放タンク方式はタンク内の温水がすべて給湯として利用できるため、大容量の蓄熱が可能であり、業務用に向いている。

2.3.4 浴槽・プール昇温

図6はプールまたは浴槽昇温を行う地下熱ヒートポンプシステムのフローである。温水プールの温度は25～30℃であり、ヒートポンプでの昇温に向いている。ただし、塩素注入やろ過が必要のため直接昇温はせず水-水熱交換器を介して昇温が行われる。浴槽の場合は、浴槽の温度は40～45℃程度であるため、より高温が必要であるがボイラーを用いずに地下熱ヒートポンプで運用することにより省エネルギー、省ランニングコストを

図ることが可能である。

2.3.5 融雪

融雪は床暖房とほとんど同じ形態をとるが、温水を循環させる温度は15～25℃程度となり床暖房よりも低くなる。融雪は、路面の凍結防止と降雪時の融雪の目的があり、通常はどちらか負荷の多い方に合わせて送水温度やヒートポンプ容量を選定する。負荷が少ない地域では地下熱の水を直接融雪用として用いることも可能であり、その場合ヒートポンプは必要ない。また、ヒートポンプ利用と直接循環を切り替える方式も存在する。

3. ヒートポンプの性能評価方法

ヒートポンプの性能を評価する場合、水または不凍液（例えば、プロピレングリコール水溶液など）の温度を計測して評価する方法と冷媒の状態を計測して評価する方法の2種類があり、以下にその概要を示す。

3.1 水の温度計測によるヒートポンプ性能の評価方法

ヒートポンプの性能を評価する場合、二次側が水または不凍液の場合は比較的容易にヒートポンプの性能を把握することが可能である。図7に示すように、水（または不凍液）を凝縮器で加熱する場合の加熱能力 Φ_{co} と、水を蒸発器で冷却する場合の冷却能力 Φ_{ev} は以下の式で示される（日本冷凍空調学会、1997、p.72）。

$$\Phi_{co} = c\rho q(t_{out} - t_{in}), \quad \Phi_{ev} = c\rho q(t_{in} - t_{out}) \quad (3)$$

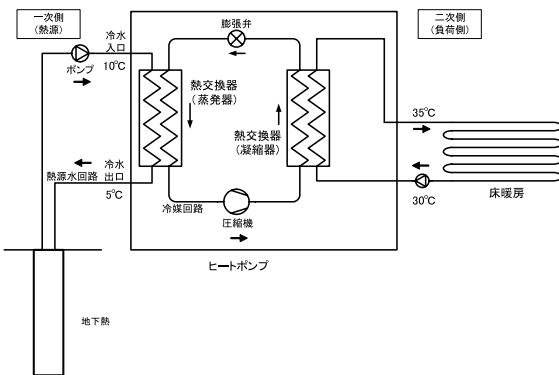


図5 地下熱ヒートポンプによる床暖房

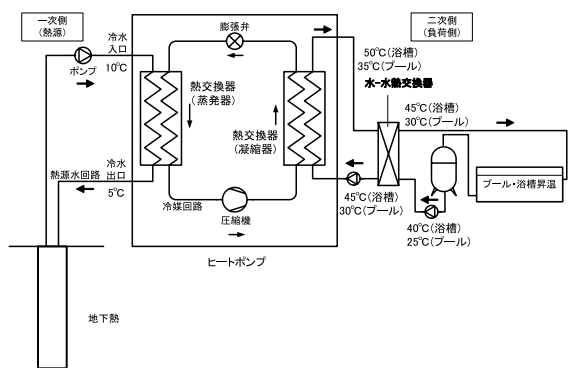


図6 地下熱ヒートポンプによるプール・浴槽昇温

ここで、各パラメータは循環液に対するもので、 c は比熱 [kJ/(kg·K)]、 ρ は密度 [kg/m³]、 q は流量 [m³/s]、 t_m は熱交換器入口温度 [°C]、そして t_{out} は熱交換器出口温度 [°C] である。比熱、密度は温度によって異なるが、ヒートポンプで利用する温度域では簡易的に水の比熱を 4.2kJ/(kg·K)、密度を 1.0×10^3 kg/m³ とすることが多い。流量については加熱利用と冷却利用で水（または不凍液）の密度や粘度が変わり、流量が変化するため、ポンプの定格流量を用いるのではなく、流量計で測定するのが望ましい。不凍液（ブライン）を用いる場合は、比熱が水よりも小さく、密度は水よりも大きく、比熱と密度の積は水よりも若干小さくなるので能力計算では注意が必要である。

圧縮機の消費電力 W [kW] を測定している場合、ヒートポンプの性能を表す指数である成績係数 (COP、Coefficient of Power) は圧縮機の仕事に対する加熱能力 (=凝縮熱) または冷却能力 (=蒸発熱) の比であり、

$$COP_{heat} = \phi_{co} / W, COP_{cool} = \phi_{ev} / W \quad (4)$$

と表すことができる。ここで COP_{heat} は加熱 COP、 COP_{cool} は冷却 COP である。

また、二次側が空気の場合、直膨式となるため、空気側での加熱・冷却量の測定はかなり困難であるが、(1) 式より近似的に、

$$\phi_{ev} + W \approx \phi_{co} \quad (5)$$

という式が成り立つため、二次側が空気でも一次側が水の場合は、一次側の能力を計測することにより、二次側の空気の能力を近似的に計算するこ

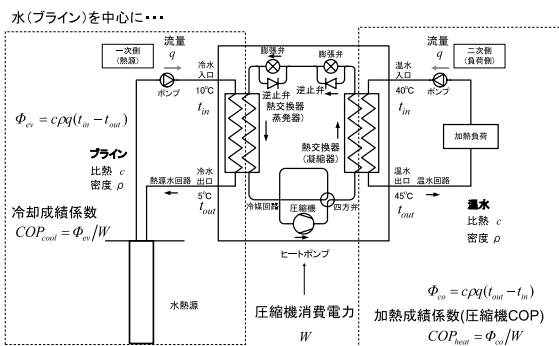


図7 水の計測によるヒートポンプ性能の評価

とが可能である。

3.2 冷媒の状態を計測して評価する方法 (モリエル線図上の作図)

冷媒側からヒートポンプの性能を評価する場合は図8のように $p-h$ 線図 (圧力-比エンタルピー線図、またはモリエル (Mollier) 線図) を用いることが多い。 $p-h$ 線図では縦軸の圧力 p と横軸の比エンタルピー h の他に、温度 T 、密度 ρ 、比エントロピー s 、乾き度 x を等高線で読みとることができる。冷媒の状態を計測する場合は、冷媒サイクルの以下の4つのポイントを計測することにより性能把握することが可能である。ここに、熱力学では気体あるいは液体の状態にある流体が保有するエネルギーをエンタルピーといい、単位質量当たりの値を比エンタルピーという。また、単位質量の流体にある絶対温度 T で熱量 dq が加えられた場合に dq/T をその際の比エントロピー増加量という。断熱圧縮の場合は $dq=0$ であるため (比) エントロピーは一定となる。

冷媒の温度と圧力を計測するポイントは、1: 圧縮機入口 (蒸発器出口)、2: 圧縮機出口 (凝縮器入口)、3: 凝縮器出口 (膨張弁入口)、4: 膨張弁出口 (蒸発器入口) である。点1～4の各値を測定することによりヒートポンプサイクルを描くことができる。実際に計測を行う場合は、各点の温度と圧力を計測する。温度と圧力の2つの物性値が計測されれば冷媒のモリエル線図や物性

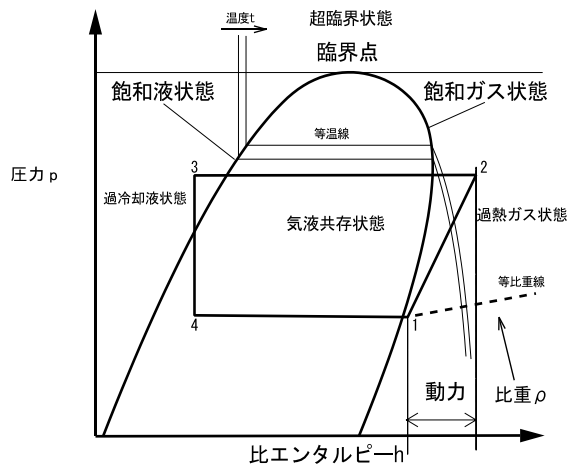


図8 $p-h$ 線図上のサイクル作図

表、データベースを用いてエンタルピーや密度、エントロピーが求まる。例えば、温度が15℃で絶対圧力が400kPaのR134a冷媒のエンタルピーは409kJ/kg、密度は18.9kg/m³、エントロピーは1.74kJ/(kg・K)となる。このようにして*p-h*線図上にサイクルを描くことが可能となる。

これらの数字は図8中の台形の頂点に対応している。臨界点とは物質の気相-液相間の相転移が起こりうる温度および圧力の範囲の限界を示す線図上の点である。臨界点の圧力（臨界圧力）以上では相変化は起こらず、超臨界状態とよばれる。臨界点から左の曲線部分は飽和液（飽和蒸気圧に達している液体）状態を示し、臨界点から右の曲線部分は飽和ガス（飽和蒸気圧に達している気体）状態を示している。また、飽和液状態の左の部分は過冷却液状態であり、飽和ガス状態の右の部分は過熱ガス状態であり、飽和液状態と飽和ガス状態に挟まれた領域は気液共存状態を示している。図8中の台形を構成する直線群1→2→3→4→1はもっとも単純なサイクルで構成されるヒートポンプの冷媒の状態変化を示している。ここで1→2は圧縮、2→3は凝縮、3→4は膨張、4→1は蒸発を表している。なお、図8中の比重（密度）は冷媒の圧縮機吸入量に関係する。

もっと簡略化した計測した方法もある。冷媒の高圧側圧力（ $p_2=p_3$ 、圧縮機吐出圧力）、低圧側圧力（ $p_1=p_4$ 、圧縮機吸入圧力）と圧縮機吸入温度 t_1 、圧縮機吐出温度 t_2 、凝縮器冷媒側出口温度 t_3 の5点を測定することによりサイクルを描画することが可能であり、*p-h*線図上で圧力と等温線より点1、2、3の座標が決まり、点4も $h_3=h_4$ という関係から決まる（実際には各過程での圧力損失があるため、 $p_2>p_3$ 、 $p_1>p_4$ となるが、圧力損失は通常十分小さいため、簡易的計算する場合には $p_2=p_3$ 、 $p_1=p_4$ が用いられる）。

例えば、R134a冷媒を使用したヒートポンプにおいて p_1 :400kPa、 t_1 :15℃、 p_2 :1000kPa、 t_2 :60℃、 t_3 :35℃の5点を測定できたと仮定すると、*p-h*線図（またはデータベース）より比エンタルピー h_1 :409kJ/kg、 h_2 :442kJ/kg、 h_3 、 h_4 :249kJ/kgと求まり、 p_3 :1000kPa、 p_4 :400kPaとなり（Tiller-Roth *et al.*, 1998, p.213, p.216）、(*p, h*)

の4点をすべて求めることができる。また、このときの点1の密度 ρ_1 は18.9kg/m³であると読みとることができる。

逆に、もっと詳細に計測する方法として、各機器（圧縮機、凝縮器、膨張弁、蒸発器）の入口と出口の温度、圧力を計測し、各過程における圧力損失や温度損失を計測することもあるが、ここでは説明を割愛する。

メーカーより提供されている圧縮機の押しのけ量（圧縮機内のピストン、スクロール、スクリュウ、ロータなどが単位時間あたりに吸入ガスを押しのける容量）（displacement） V [m³/s]を用いることにより、加熱能力 Φ_{co} [kW]、冷却能力 Φ_{ev} [kW]、圧縮機消費電力 W_c [kW]は、

$$\begin{aligned}\Phi_{co} &= \rho_1 V \eta_v (h_2 - h_3), \\ \Phi_{ev} &= \rho_1 V \eta_v (h_1 - h_4), \\ W_c &= \rho_1 V \eta_v (h_2 - h_1)\end{aligned}\quad (6)$$

となる（日本冷凍空調学会、1997、p.52）。ここで η_v (< 1) は体積効率とよばれる。圧縮機の隙間容積における圧縮ガスの再膨張などにより実際には圧縮機的气体吸入量は $V\eta_v$ となり、圧縮機押しのけ量 V よりも小さい。したがって、前述の圧縮機COPは、

$$\begin{aligned}COP_{heat} &= \Phi_{co} / W_c = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}, \\ COP_{cool} &= \Phi_{ev} / W_c = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}\end{aligned}\quad (7)$$

となる。ここで、 h_2 は圧縮機の効率による熱ロスを含んだ値となっている。また、 COP_{heat} は COP_{cool} に1を加えた値となる。

例えば、 V :0.01m³/s、 η :0.95として、上記で測定した値を用いて、 Φ_{co} 、 Φ_{ev} 、 W_c 、 COP_{heat} 、 COP_{cool} を求めると、

$$\begin{aligned}\Phi_{co} &= 18.9 \times 0.01 \times 0.95 \times (442 - 249) = 34.7 \text{ kW} \\ \Phi_{ev} &= 18.9 \times 0.01 \times 0.95 \times (409 - 249) = 28.7 \text{ kW} \\ W_c &= 18.9 \times 0.01 \times 0.95 \times (442 - 409) = 5.9 \text{ kW} \\ COP_{heat} &= 34.7 / 5.9 = 5.9 \\ COP_{cool} &= 28.7 / 5.9 = 4.9\end{aligned}$$

となる。

3.3 システム成績係数 (SCOP)

ヒートポンプで冷熱や温熱を利用する場合、使用するエネルギーは圧縮機の消費電力 W_c だけではなく、補機である一次側ポンプの消費電力 W_{1p} 、二次側ポンプの消費電力 W_{2p} 、ファンの消費電力 W_{fan} や制御に使用する消費電力 W_{ct} も考慮しなければならない。圧縮機と補機、制御の合計消費電力に対する加熱能力、冷却能力の比をシステム COP (SCOP) とよぶ。

$$SCOP_{heat} = \Phi_{co} / (W_c + W_{1p} + W_{2p} + W_{fan} + W_{ct})$$

$$SCOP_{cool} = \Phi_{ev} / (W_c + W_{1p} + W_{2p} + W_{fan} + W_{ct}) \quad (8)$$

ここで $SCOP_{heat}$ は加熱 SCOP、 $SCOP_{cool}$ は冷却 SCOP である。ただし、制御消費電力 W_{ct} は他の消費電力に比べて十分小さいとして無視される場合が多い。また、実際の計測においてすべての補機の消費電力を計測することが難しいことが多いため、システム COP を示すときはどこまでの範囲の消費電力を考慮しているかを示す必要がある。

3.4 年間成績係数 (SPF)

年間成績係数 (Seasonal Performance Factor、SPF) は特定の期間の消費電力量に対する二次側の能力 Φ (加熱時は Φ_{co} 、冷却時は Φ_{ev}) の比であり、以下のように表される。

$$SPF = \int \Phi dt / \int (W_c + W_{1p} + W_{2p} + W_{fan} + W_{ct}) dt \quad (9)$$

ここで、積分する期間として夏季、冬季のほか、1時間、1日、1ヶ月、1年等、評価する目的に応じて決める。そういう意味では SPF を期間 COP とよぶこともある。システム COP と同様に SPF もどこまでの範囲の消費電力を考慮しているかを示す必要がある。

4. 地下熱ヒートポンプのメリット

地下熱ヒートポンプは空気熱源ヒートポンプやボイラーに比べて効率がいため冒頭で述べたように省エネ、省ランニングコスト効果が見込める。

ただし、地下熱設備にコストがかかるため、そのコストアップ分に対して、省エネ、省ランニングコスト効果やその他の効果を総合的に評価して導入を検討すべきである。以下に、地下熱ヒートポンプのさまざまなメリットについての概要を示す。

4.1 安定した地中温度

図9のように一般的に地中温度は外気温に比べて夏期は低く、冬期は高い。そのため、冷暖房利用の場合、夏期における二次側冷却時の一次側冷媒温度 (凝縮温度) は空気熱源ヒートポンプに比べて、地中熱や地下水熱を用いた地下熱ヒートポンプの方が低くなる。一方、冬期における二次側加熱時の一次側冷媒温度 (蒸発温度) は高くなる。一般に、一次側冷媒温度と二次側利用温度の差が小さいほど効率と能力が高いため、地下熱ヒートポンプは空気熱源ヒートポンプに比べてその差が小さいため有利となる。

この理由を図10と図11に示される加熱利用時と冷却利用時の空気熱源ヒートポンプと地下熱ヒートポンプのそれぞれのサイクルが描かれている $p-h$ 線図で説明する。

加熱利用時は空気熱源ヒートポンプよりも地下熱ヒートポンプの方が冷媒の蒸発圧力が高いため、(等比重線で読みとると) 圧縮機吸込冷媒ガスの比重 ρ_1 が大きくなるので加熱能力 (凝縮熱) Φ_{co} 、冷却能力 (蒸発熱) Φ_{ev} が大きくなり ((6) 式)、また、圧縮機の冷媒ガス入口と出口における比エンタルピー差 (h_2-h_1) が小さくなるので、必要動

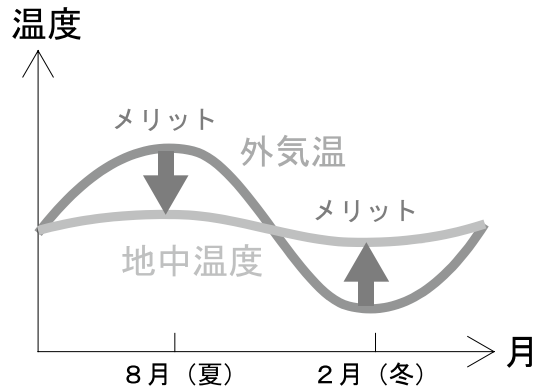


図9 地中温度と外気温

力が小さくなり ((6) 式)、効率も向上する ((7) 式) (図 10)。

冷却利用時は空気熱源ヒートポンプよりも地下熱ヒートポンプの方が凝縮温度が低くなる (凝縮圧力が低くなる) ので、蒸発時の比エンタルピー差 (h_1-h_4) が大きくなり能力が向上するとともに、温熱利用時と同様に圧縮機の出入口における比エンタルピー差 (h_2-h_1) も小さくなるので動力が小さくなり、効率も向上する (図 11)。

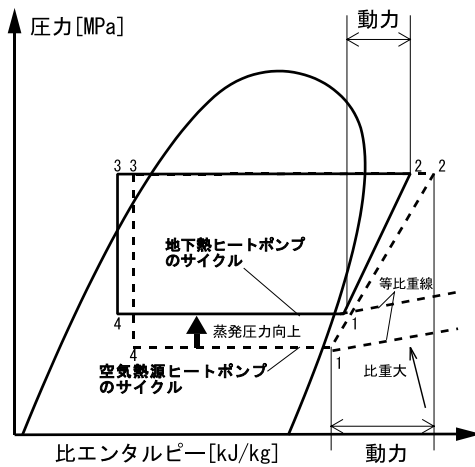


図 10 空気熱源ヒートポンプと地下熱ヒートポンプにおける加熱時の $p-h$ 線図上でのサイクル比較

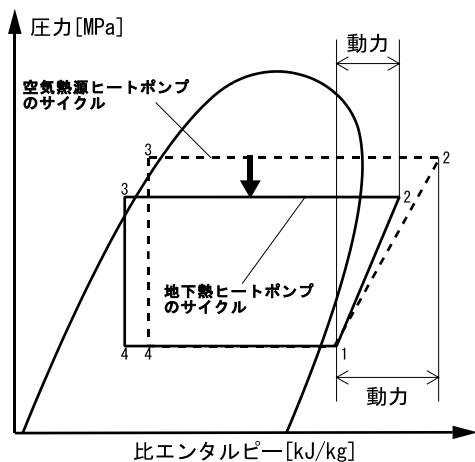


図 11 空気熱源ヒートポンプと地下熱ヒートポンプにおける冷却時の $p-h$ 線図上でのサイクル比較

4.2 フロスト・デフロスト・フリー

空気熱源ヒートポンプで加熱運転する場合、外気温が約 $10 \sim 5^\circ\text{C}$ 以下になった場合は蒸発温度が 0°C 以下になり、蒸発器である空気熱交換器に空気中の水分が付着して凍結 (フロスト) を起こす。水分が付着すると空気熱交換器性能が低下して蒸発温度が低下し、能力がさらに低下するため、ある一定の時間に、逆運転 (冷却運転) を行うことにより空気熱交換器を凝縮器として運転して除霜 (デフロスト) 運転を行うが、そのため二次側の熱を熱源にするためさらに能力低下となってしまう。

その反面、地下熱ヒートポンプは不凍液を用いることが可能であり、蒸発温度が 0°C 以下になってもフロスト・デフロストを起こすことがない。そのため安定した温度供給ができ、空気熱源ヒートポンプのようにデフロスト時に吹き出し温度が低下するなどの問題がない。

4.3 ヒートアイランド対策

都市部では夏季の空気熱源ヒートポンプによる排熱に伴う温度上昇が社会問題になっている。ピーク時には冷房がフル稼働してしまい、外気温度を上昇させるとともに、外気温度上昇により、負荷の上昇とヒートポンプの能力低下が発生し、悪循環となっている。

地下熱ヒートポンプの場合は冷房排熱を地中へ送るため、地上の空気を暖めることがない。

4.4 機械室設置可能

空気熱源ヒートポンプは熱源、熱吸収源を外気としているため、室外機が必要である。それに対して地下熱ヒートポンプは室内の機械室に設置が可能であるため、建物の美観を損ねることがなく、機器の寿命も長くなる。また、ヒートポンプの騒音や振動についても屋内機械室設置の場合は対策が少なく済む (空気熱源ヒートポンプを屋外、屋上に設置する場合は、防音壁、防振装置設置など騒音・振動対策を十分に行わなくてはならない)。

5. まとめ

本稿ではヒートポンプの構造、原理、種類、空

気熱源ヒートポンプと地下熱ヒートポンプの違い、地下熱ヒートポンプの優位性について解説した。

地下熱ヒートポンプの導入に際しては、空気熱源ヒートポンプやボイラーなどの他熱源と比較する必要がある。比較する項目としては、イニシャルコスト（ヒートポンプ、地下熱設備、工事費の合計、補助金制度）、ランニングコスト（ヒートポンプと補機の電気代、燃費、メンテナンス費）、環境性（CO₂排出量、一次エネルギー使用量、ヒートアイランド現象）、温度安定性（快適性、デフロストがあるかないか）、寿命（屋内、屋外、塩害地域などの設置場所、メンテナンス体制）、設置環境（景観、振動、騒音）等がある。

参考文献

- 柴 芳郎 (2005) : 講座「地中熱利用ヒートポンプシステム」地中熱ヒートポンプの構造と特徴. 日本地熱学会誌, **27** (4), 263～272.
- 日本冷凍空調学会 (1997) : 『SIによる上級冷凍受験テキスト』日本冷凍空調学会, 218p.
- ゼネラルヒートポンプ (株) (2011) : <http://www.zeneral.co.jp/>.
- Tiller-Roth, R., J. Li, A. Yokozeki, H. Sato and K. Watanabe (1998): *Thermodynamic Properties of Pure and Blended Hydrofluorocarbon (HFC) Refrigerants*. Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 843p.
- (受付: 2011年3月17日、受理: 2011年4月14日)