

第 12 章 地中熱利用ヒートポンプシステム概論

1. 地中熱利用ヒートポンプの仕組み

地中熱利用ヒートポンプシステムは安定した温度を持つ地下の熱を利用するヒートポンプシステムであり、ボイラーや空冷ヒートポンプに比べて省エネルギーとなるため、再生可能エネルギーとして注目される技術の一つである。地中熱ヒートポンプシステムは、冷暖房や給湯をはじめ、プール加熱、浴槽加熱、融雪、工場プロセス冷却・加熱など、熱を扱うすべての設備に利用が可能である。ここではまず、地中熱利用ヒートポンプの仕組みを解説する。

1.1 地中熱利用ヒートポンプの特長

地中熱利用ヒートポンプシステムは図 1 のように、地中熱交換器とヒートポンプを利用して地中から熱を汲み上げる（採熱する）、または、地中に熱を放出する（放熱する）ことにより、冷暖房や給湯などを行うシステムである。また、図 2 のように、ヒートポンプと地下水を利用して地下水から採熱する、または、地下水に放熱することにより、冷暖房・給湯を行うシステムも地中熱利用ヒートポンプシステムの一つである。地中熱ヒートポンプシステムでも水道水や不凍液を熱交換媒体とする地中熱交換器を用いる前者の方式をクローズド型、地下水を熱交換媒体として用いる後者のタイプをオープン型とも呼ぶ。

ポンプは水を汲み上げる装置であるのに対して、ヒートポンプは熱を汲み上げる装置である。水を汲み上げるためにはポンプ動力が必要であり、汲み上げる高低差が大きいと必要となる動力も大きくなる。逆に、汲み上げる高低差が小さいと必要となる動力は小さくなる。同様に、ヒートポンプで熱を汲み上げる場合は、汲み上げる前と後の温度差が大きいとヒートポンプの動力は大きくなり、温度差が小さいとヒートポンプの動力は小さくなる。

通常のエアコンは空気熱源ヒートポンプと呼ばれており、空気から採熱するか、または、空気に放熱することにより冷暖房を行う。図 3 のように、地中の温度は外気に比べると、年間を通じて安定しており、地中温度はその土地の年間平均外気温程度になるため、夏は温度が低く、冬は温度が高いという性質をもつ。地中の中に存在する地下水の温度も地中の温度と同様な傾向を持つ。

したがって、冬は外気よりも室内との温度差が小さい地中から熱を汲み上げて部屋の暖房をした方が、必要となる動力が小さくなり、夏は部屋の冷房で汲み上げた熱を外気へよりも室内との温度差が小さい地中へ放熱した方が、必要となる動力が小さくなる。動力が小さくて済むということは電力等のエネルギーが小さくて済むので省エネルギーとなる。このように、地中熱利用ヒートポンプシステムはエアコンに代わる省エネルギー技術である。

また、給湯の場合は加熱利用であるため、地中熱利用ヒートポンプは空気熱源ヒートポンプに比べて冬季が有利で夏季が不利となるが、排熱回収という技術を用いた冷暖房・給

湯のタイプのヒートポンプであれば、夏季は冷房と給湯の同時運転を行うことにより、冷房時に汲み上げた熱を水の加熱、すなわち給湯に利用することによりお湯が無償で得られることになり、より優れた省エネルギー性能を発揮する。また、空冷と水冷を切り替えるタイプのヒートポンプ給湯機であれば、夏季は空気、冬期は地中熱を利用することも可能である。

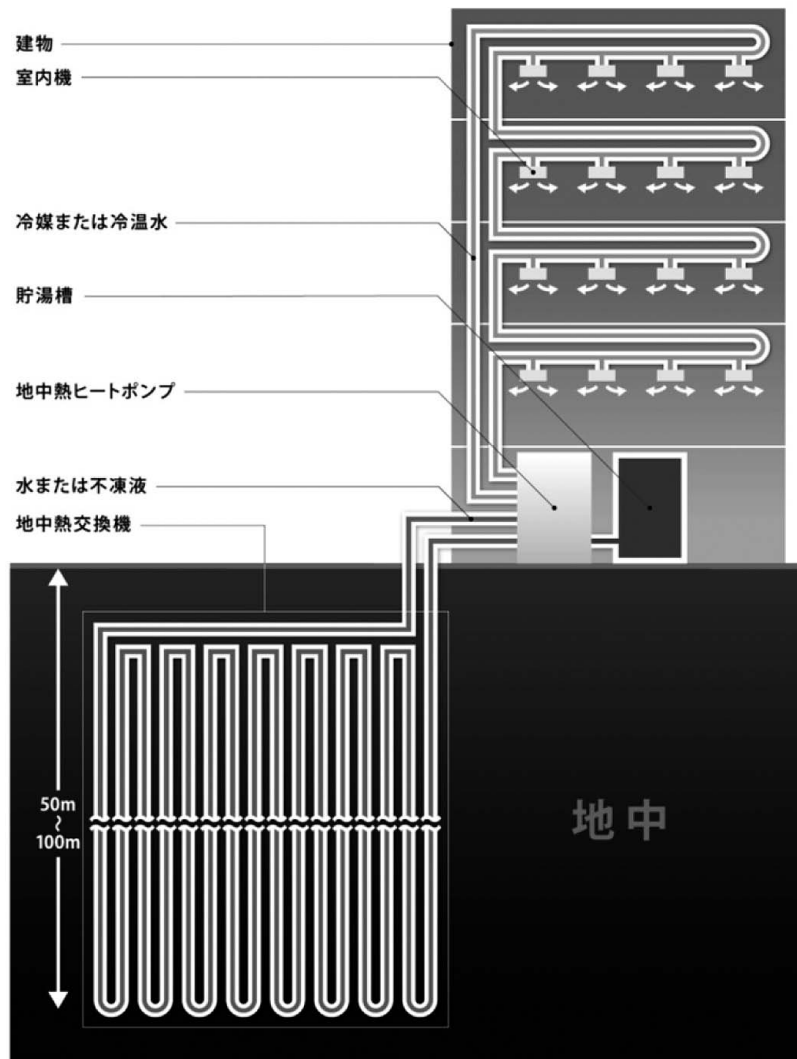


図1 地中熱交換器を用いた地中熱利用ヒートポンプシステム(クローズド型)

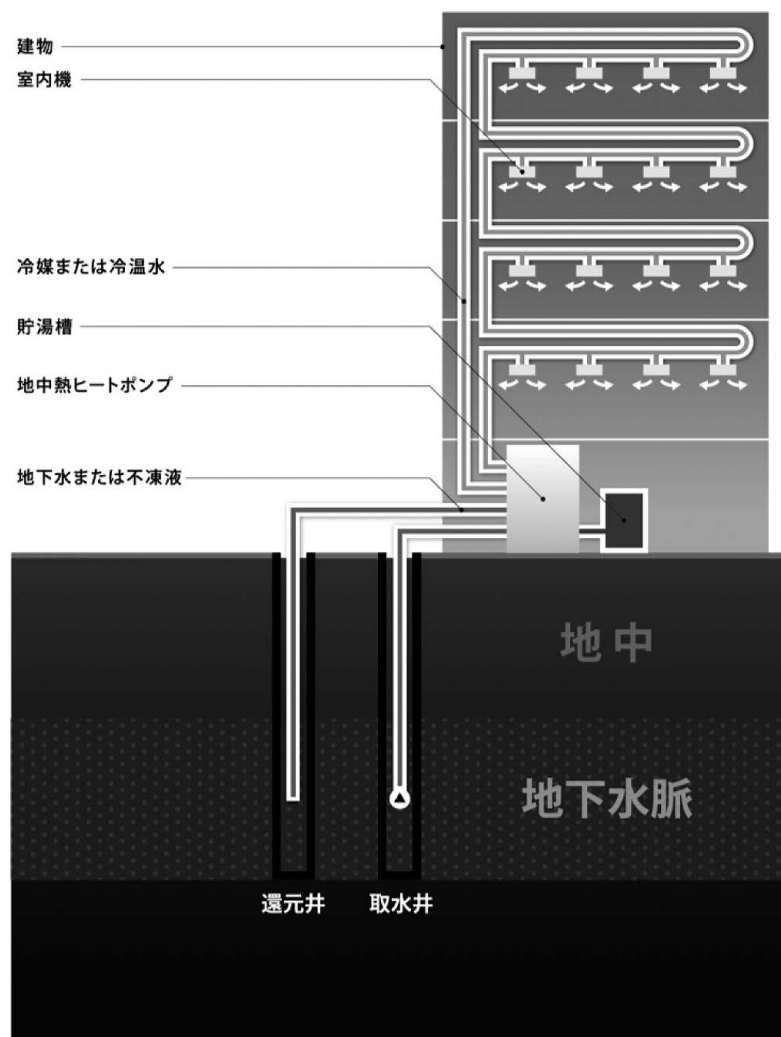


図2 地下水を用いた地中熱利用ヒートポンプシステム（オープン型）

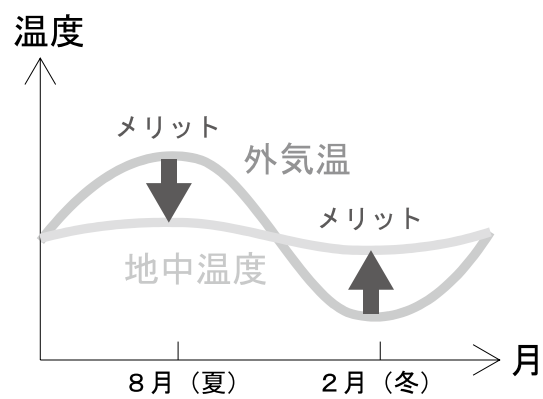


図3 地中温度と外気温

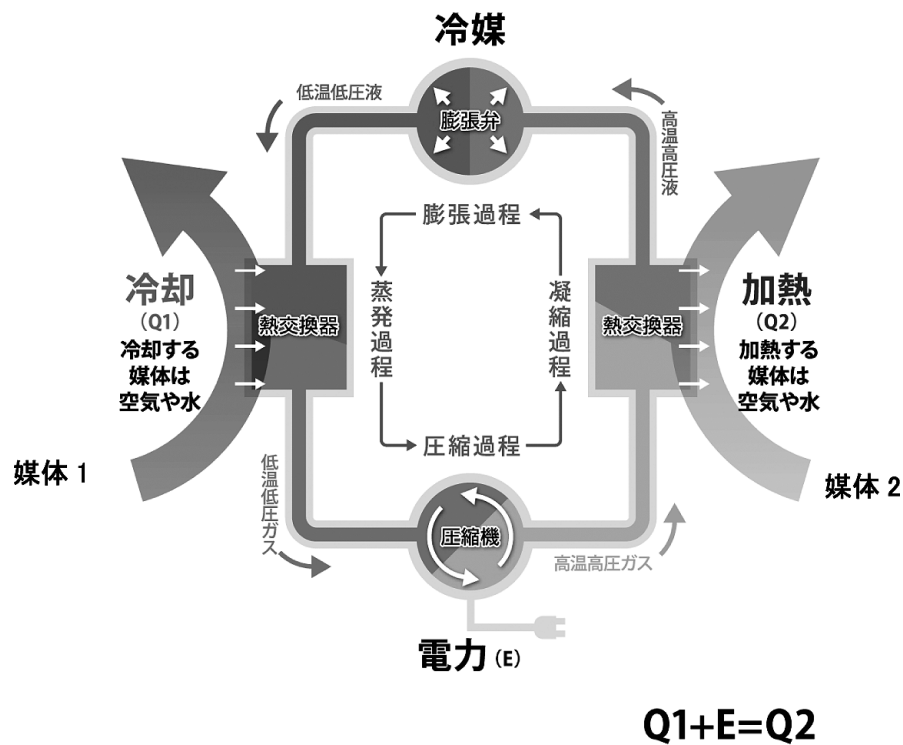


図4 ヒートポンプの構造（ゼネラルヒートポンプ工業ホームページより）

1.2 ヒートポンプ

(1) ヒートポンプの仕組み

ヒートポンプは図4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。ヒートポンプ内の冷媒は次のような過程を繰り返す。

- ・圧縮過程：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。
- ・凝縮過程：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。
- ・膨張過程：膨張弁により、膨張し低温となる。
- ・蒸発過程：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、

$$Q_1 + E = Q_2 \tag{1}$$

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。これはエネルギーが保存されることを示している。

(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。

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。

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	水
空気	・ エアコン	・ 水冷エアコン
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

1.3 カルノーサイクル

熱力学ではカルノーサイクルという概念があり、ここではこの概念を用いて地中熱ヒートポンプの優位性を解説する。

カルノーサイクルは、エンジンのような熱から仕事を生む熱機関（図 5）の空想上の理論最高効率となる熱サイクルである。一方、ヒートポンプは動力（仕事）により熱を移動させる熱機関（図 6）であり、理論的に最高となる効率を持つ空想上のヒートポンプサイクルは逆カルノーサイクルと呼ばれる。カルノーサイクルや逆カルノーサイクルよりも高い効率を持つ熱機関は存在しないことが証明されており、これらのサイクルの効率は実際の効率を考える上での参考になる。

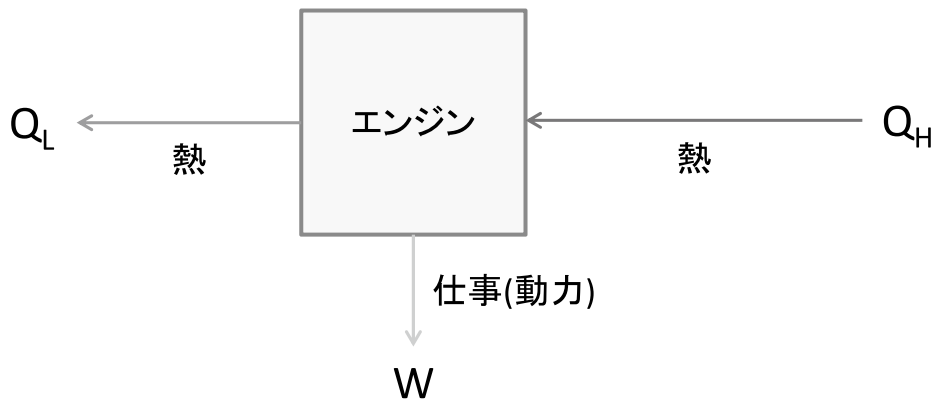


図 5 熱から仕事を生む熱機関（エンジン）

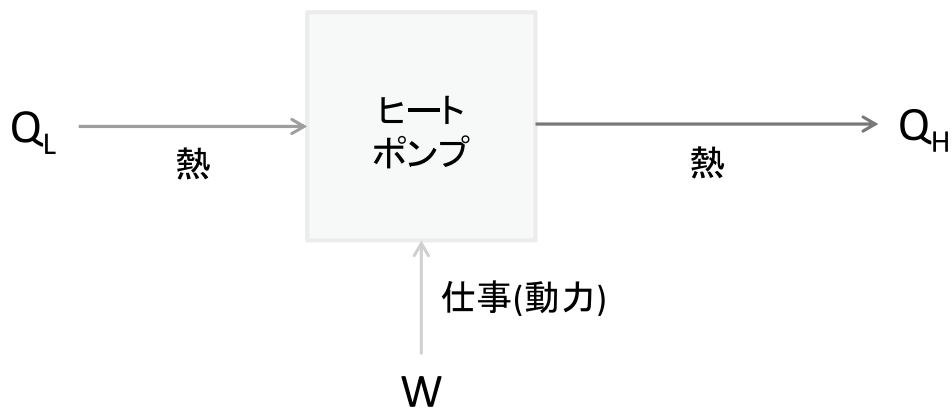


図6 仕事（動力）により熱を移動させる熱機関（ヒートポンプ）

図7はカルノーサイクルのP(圧力)-V(体積)線図であり、熱機関の気体の状態を示している。1→2は断熱圧縮、2→3は等温吸熱（膨張）、3→4:断熱膨張、4→1:等温放熱（圧縮）を表しており、気体は高温部で Q_H の熱を吸熱して膨張し、低温部で Q_L の熱を放熱することによりこのサイクルを繰り返すことにより、このエネルギーの差、

$$W=Q_H-Q_L \quad (2)$$

を動力（仕事）として得ることが可能である。この時の熱効率は、

$$\eta = W/Q_H = 1 - Q_L/Q_H = 1 - T_L/T_H \quad (3)$$

として表される。ここで、理想気体の場合は $Q_L/Q_H = T_L/T_H$ が成り立つ。したがって、カルノーサイクルの場合、高温側の温度と低温側の温度が決まるだけで効率が求まる。

仮にカルノーサイクルのエンジンがあると仮定し、燃焼温度として高温側 2000℃、ラジエーターの温度低温側 80℃として理論効率を計算すると、0℃の絶対温度を 273K(ケルビン)として、

$$\eta = 1 - (2000+273)/(80+273) \doteq 85\% \quad (4)$$

となるが、実際の車の効率は 30% 程度であり、これは熱交換、断熱、摩擦などのロスによるものである。

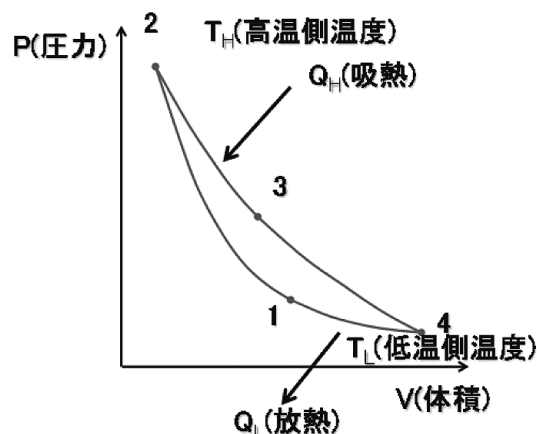


図7 カルノーサイクル（1→2→3→4→1）

一方、逆カルノーサイクルは図8のようにカルノーサイクルの逆の順序をたどるサイクルである。1→4は等温膨張（吸熱）、4→3は断熱圧縮、3→2は等温放熱（放熱）、4→1は断熱膨張を表しており、外部動力Wにより低温部から Q_L の熱を吸熱して、高温部で Q_H の熱を放熱することにより、このサイクルを繰り返すことによって動力Wは熱に変わるため、

$$Q_L + W = Q_H \quad (5)$$

として表される。このサイクルの効率は外部動力Wに対しての冷却熱量 Q_L 、または加熱熱量 Q_H 比で表され、

$$\text{冷却 COP (効率)} = Q_L / W = Q_L / (Q_H - Q_L) = T_L / (T_H - T_L) \quad (6)$$

$$\text{加熱 COP (効率)} = Q_H / W = Q_H / (Q_H - Q_L) = T_H / (T_H - T_L) \quad (7)$$

と表される。ここで COP_L は冷却効率、 COP_H は加熱効率であり、理想気体の場合は $Q_L/Q_H = T_L/T_H$ が成り立つ。カルノーサイクルと同様に、逆カルノーサイクルの場合、高温側の温度と低温側の温度が決まるだけで効率が求まる。

仮にエアコンの冷房効率を計算すると、高温側として外気35℃、低温側として部屋の温度28℃として理論冷却効率を計算すると

$$COP_L = (28 + 273) / (35 - 28) \div 43 \quad (8)$$

であるが、実際のエアコンのCOP※は3程度である。これも上記と同様なロスによるものである。

※ COP (Coefficient Of Performance、効率) は消費電力に対する冷却または加熱能力の比

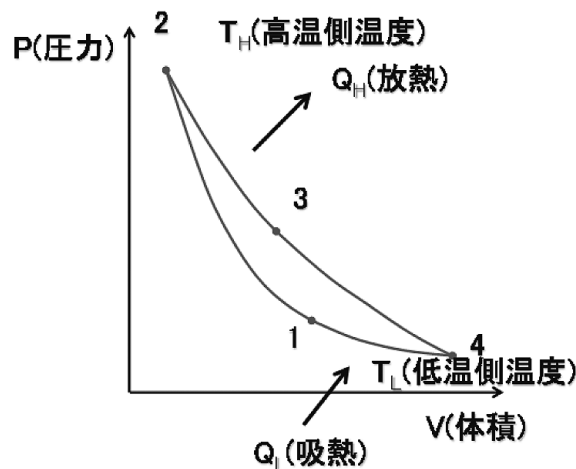


図8 逆カルノーサイクル(1→2→3→4→1)

夏季の地中熱ヒートポンプとエアコンによる冷房を比較した場合、(6)の右式においての T_H は地中温度と外気温に相当し、地中温度の方が温度が低いいため T_H は小さい。 T_H が小さいと冷却 COP は大きくなることがわかる。一方、冬期の場合は、(7)式の右式において T_L は地中温度と外気温に相当し、地中温度の方が温度が高いため T_L は大きい。 T_L が大きいと加熱 COP は大きくなることがわかる。したがって、逆カルノーサイクルの効率の理論式からも、地中熱利用ヒートポンプの方が空気熱源ヒートポンプよりも冷暖房効率が高いという傾向がわかる。

2. 地中熱利用ヒートポンプの形態と特長

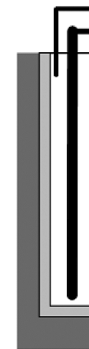
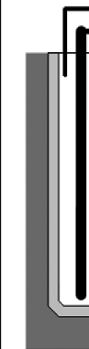
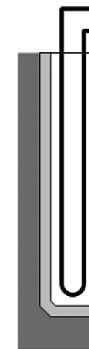
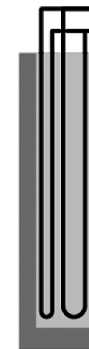
2.1 地中熱交換型ヒートポンプシステム（クローズドループ）

図1で示した地中熱交換器は地面に対して垂直に熱交換器が伸びているため、垂直型地中熱交換器と呼ばれるが、図9のようにいくつかの種類に分かれている。大きく分けるとボアホール方式と杭方式の2種類の方式であり、前者は地中熱交換器を埋設するためにボアホール（ボーリングマシンを用いたボーリング工事によって作られた穴）を新たに作る方式であり、後者は建築物の基礎杭の中に地中熱交換器を埋設するか、または、基礎杭自体を地中熱交換器とする方式である。

ボアホール方式では、U（ユー）チューブと呼ばれる高密度ポリエチレン製の熱交換器を1対挿入するシングルUチューブ、2対挿入するダブルUチューブの方式が主流である。シングルUチューブに対してダブルUチューブで熱交換できる熱量は同じ深さで比較すると、通常約1.2～1.3倍程度であり、パイプ本数が2倍だからといって単純に2倍とはならないので注意が必要である*。Uチューブの管径はいろいろな規格やサイズがあるが、

*同程度の径のボアホール内のパイプの本数を増やしても熱交換する地中の容積は変わらないため単純に2倍とはならないが、シングルよりもダブルの方がボアホール内の表面積が大きくなり、熱抵抗が小さくなるためその分採熱量は増大する。さまざまな条件が影響するが経験値では1.2～1.3倍程度となることが多い。

概して内径が 20 ～ 35mm 程度のものが利用されている。U チューブを挿入した後は珪砂などを充填する。また、二重管方式は外管と中管の間および中管の内部を循環させる方式である。杭方式でも二重管型のものがあり既製杭自体を外管として利用する方式もある。また、杭の中に U チューブを挿入する方式もあり、杭と U チューブの間の充填は水または珪砂が用いられるが、水の場合は自然対流の効果があり珪砂よりも熱交換量が大きくなるといわれている。また、現場施工杭または場所打ち杭とよばれる杭は大口径のボアホールに鉄筋籠を挿入してコンクリートを流して杭とするが、鉄筋籠に U チューブを数対取り付けながら、または、取り付けながらボアホールに挿入し、その後コンクリートを流して杭と地中熱交換器を兼用する方式がある。

名称	シングル Uチューブ	ダブル Uチューブ	二重管	既製杭		現場施工杭
				二重管型	Uチューブ型	場所打ち杭
方式	ボアホール方式			杭方式		
断面図						
立面図						
材質	高密度ポリエチレン (Uチューブ)		外管: スチール 内管: ポリエチレン、塩ビ、グラスファイバー	杭: スチール、コンクリート 内管: ポリエチレン	杭: スチール、コンクリート 内管: 高密度ポリエチレン (Uチューブ)	杭: 鉄筋コンクリート 内管: 高密度ポリエチレン (Uチューブ)
流体	水、不凍液					
充填	管外: 土、充填材※		なし		充填材※、水	コンクリート

※充填材: コンクリート、珪砂、豆砂利等

図 9 垂直型地中熱交換器の種類

垂直型熱交換器は必要な容量に応じて複数本設置する。通常ボアホール方式ではボーリングマシンの性能により 1 本当たり 50 ～ 100 m 程度の深さのものが標準的に用いられており、これを必要な本数設置する。複数本設置する場合の配管方法としては図 10 のように、大きく分ければ並列方式、直列方式、ヘッダー方式がある。並列方式は、地中または地上部でメイン配管から分岐して複数本に分配する方式であり、直列方式は地中または地上部で複数本の地中熱交換器を直列に接続する方式であり、ヘッダー方式は地上部のヘッダー

により並列に分配する方式である。ヘッダー方式と並列方式、または、ヘッダー方式と直列方式を組み合わせることがある。コスト、エア抜きの方法、熱交換器の必要循環流量等により、これらの配管方式や配管サイズを決定する。

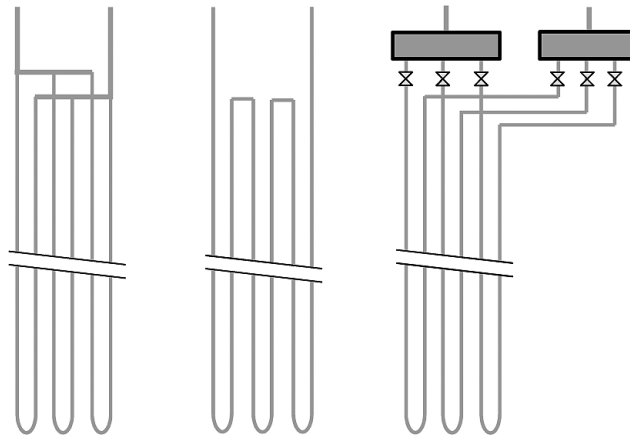


図 10 垂直型地中熱交換器の配管方法（左：並列方式、中央：直列方式、右：ヘッダー方式）
※必要に応じてヘッダーと並列方式、ヘッダーと直列方式を組み合わせる

2.2 地下水利用ヒートポンプシステム（オープンループ）

地下水利用ヒートポンプシステムは、地下水を直接的に汲み上げてヒートポンプの熱源として利用するが、利用の方法もいくつかのパターンがある。図 11 は地下水利用ヒートポンプシステムの一次側の様々な形態を示している。a. 地下水直接利用方式は汲み上げた地下水を直接ヒートポンプに入れて採熱や放熱を行い、熱交換した後の地下水は中水や防火用水として二次利用するか、そのまま排水する方式である。ヒートポンプに直接地下水を入れる方式は水質が良いという条件でのみ採用される。b. 地下水還元方式は還元井戸に排水する方式であり、排水について下水料金が発生する地域や、地盤沈下影響が懸念される地域ではこの方法がとられる。c. 地下水単管還元方式は、井戸の中央部に遮水壁（パッカー）を設けて、下部から汲み上げて上部に戻す、またはその逆を行う方式である。d. 二井地下水還元方式は、二つの井戸の中の両方に水中ポンプを設置して、揚水井戸と還元井戸を切り替える方式である。還元井戸は目詰まりのおそれがあるが、目詰まりを起こした場合に還元井戸を揚水井戸に切り替えれば逆洗効果で目詰まりが解消できる。e. 間接利用方式は、地下水の水質が悪い場合は分解洗浄が可能な熱交換器をヒートポンプと井戸の中間に設置するというものである。また、汲み上げた井戸水を爆気や沈砂のために受水槽にいったん貯めて利用する方法もある。

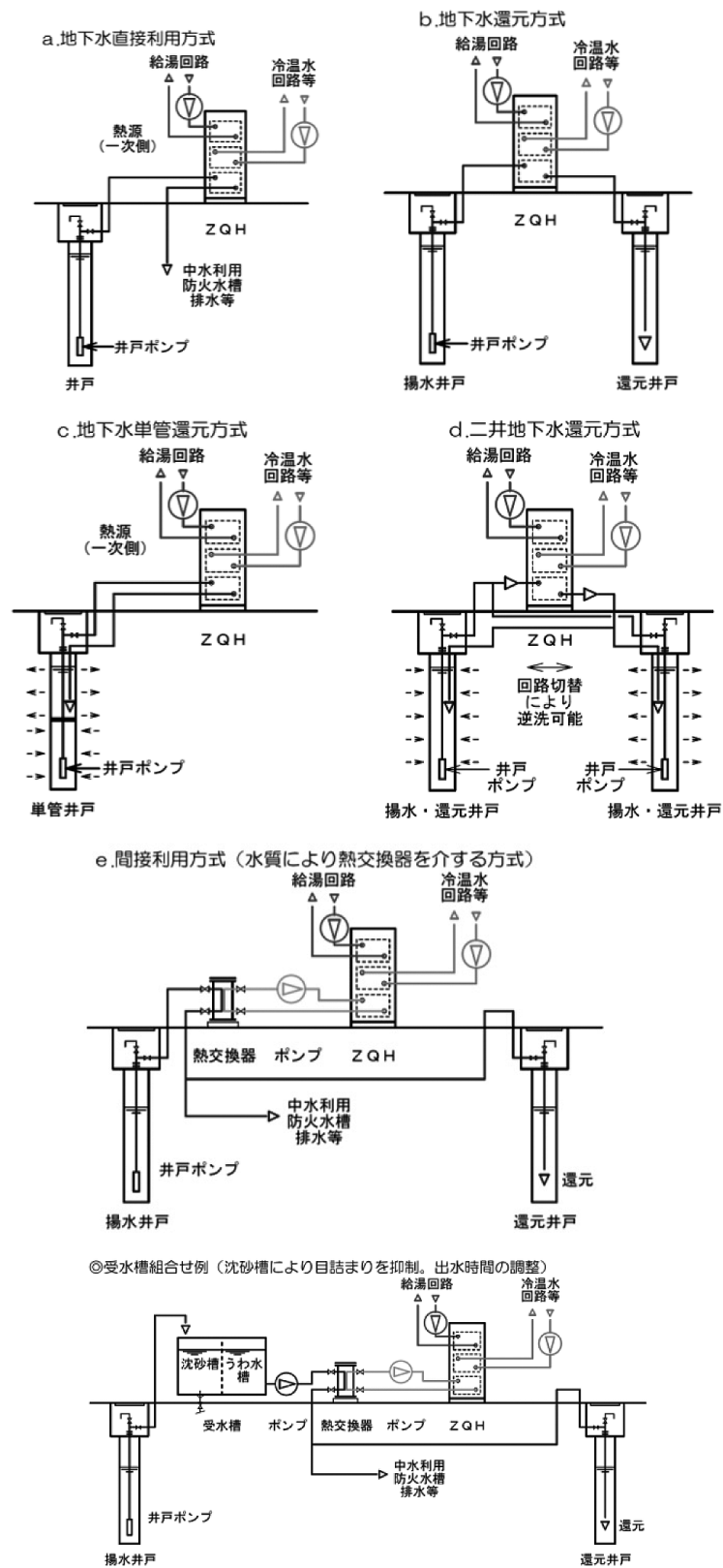


図 11 様々な地下水利用ヒートポンプシステム（ゼネラルヒートポンプ工業カタログより）

3. 地中熱利用ヒートポンプ導入のステップ

3.1 地中熱利用可能量

地中熱利用ヒートポンプシステムは無限のエネルギーを利用できるわけではなく、設置する場所の条件によって利用できるエネルギーの種類や量が異なるため、導入を計画する場合は事前に調査が必要である。

地中熱交換器型の場合、シングルUチューブまたはダブルUチューブ地中熱交換器の深さ当たりの最大採熱量（単位採熱量）または最大放熱量（単位放熱量）は一般的には 40 ～ 70W/m であり、最大採熱量と最大放熱量で必要長さの大きい方に合わせて選定する。温暖地域では、加熱利用時の最大採熱量よりも冷房利用時の最大放熱量の方が大きくなることが多い。

(1) 式より、暖房時に地中熱交換器からヒートポンプでくみ上げられた熱（採熱量）を Q_1 、ヒートポンプの動力を E 、暖房能力を Q_2 とすると、

$$Q_1 = Q_2 - E \quad (9)$$

となり、暖房能力からヒートポンプの消費電力を引くと採熱量が求まる。また、冷房時の冷房能力を Q_1 、ヒートポンプの動力を E 、地中熱交換器への放熱量を Q_2 とすると、

$$Q_2 = Q_1 + E \quad (10)$$

となり、冷房能力にヒートポンプの消費電力を足すと放熱量が求まる。ここで、 Q_1/E を冷却効率 COP_L 、 Q_2/E を加熱効率 COP_H とすると、(9) および (10) 式の両辺を E で割ると、

$$COP_L = COP_H - 1, \quad COP_H = COP_L + 1 \quad (11)$$

となる。冷却効率および加熱効率はヒートポンプと温度条件によって決まる値であり一定値ではないが、地中熱利用ヒートポンプシステムではおおよそ冷却効率は 4 ～ 6、加熱効率は 3 ～ 5 程度となる。暖房時のヒートポンプの暖房能力 Q_2 と加熱効率 COP_H は計画時にわかっているので、これらの値を用いて採熱量を計算すると、

$$Q_1 = Q_2 \cdot (COP_H - 1) / COP_H \quad (12)$$

となる。また、冷房時のヒートポンプの冷房能力 Q_1 と冷却効率 COP_L も既知であり、放熱量 Q_2 を計算すると、

$$Q_2 = Q_1 \cdot (COP_L + 1) / COP_L \quad (13)$$

となる。例えば 28kW の冷房能力および 31.5kW の暖房能力をもつヒートポンプ（10 馬力相当のヒートポンプ）の冷却効率を 5、加熱効率を 4 とすると、冷房時の放熱量は 33.6kW、暖房時の採熱量は 23.6kW となる。このとき、必要長さは放熱量の方が大きいので放熱量で決まる。単位放熱量を 70W/m とすると必要長さは 480m となる。この時の単位採熱量は 49W/m となる。これらは上記の 40 ～ 70W/m の間に含まれる。実際には 100m の深さの地中熱交換器が 5 本程度になる。熱干渉を起こさない地中熱交換器の設置間隔は 4 ～ 5m 程度であるので、建物の敷地内に地中熱交換器を設置するスペースが必要である。このように、地中熱交換器方式の場合、地中熱交換器を設置できるスペースによって利用できる可能量が決まる。

オープンループの場合は地下水の温度と利用できる流量によって採熱および放熱量が決まる。汲み上げる地下水の温度 T_i [°C]、採熱または放熱したのちの地下水の温度を T_o [°C]、地下水の流量を V [L/min] とすると、採熱及び放熱量 Q は、

$$Q=60|T_o-T_i|V/860 \quad (14)$$

となる。ここで地下水の比重は 1kg/L、比熱は 1kcal/(L・°C)、熱の仕事等量を 1kWh=860kcal としている。(14) 式は実用的によく用いられる式である。

3.2 環境との調和、関連法規

オープンループ方式では地下水をくみ上げて使用するため、地域や揚水量によっては、地下水揚水に関する規制（工業用水法、ビル用水法、地方公共団体の条例等）の対象となる

可能性がある。また、揚水しようとした地下水に有害物質が含まれている場合は、水質汚濁防止法水質汚濁防止法に定める排水基準以上のものを還元井戸や河川等の公共用水域に放流しないようにする必要がある。

地中熱熱交換器を利用するクローズドループ方法では現在法規制はほとんどないが（ごく一部の地域では条例でクローズドループを含む井戸新設禁止となっている）、地中熱交換器によって地中に放熱したり地中から採熱することの影響についての調査・研究が進められているところである。現在のところ悪影響を及ぼす調査・研究結果は発表されていない。

環境省は地中熱利用についてのガイドラインを発表しており、「運転管理上のメリット」、「地下水・地盤環境への影響分析」、「未解明な環境影響の発現への対応」の観点から、事業者の自主的な判断の基にモニタリングの実施が推奨されている。

3.3 システムの選定

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。

(1) 冷暖房

冷暖房は地中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ラーとよばれる。ヒートポンプチ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 12 は地中熱ヒートポンプチラーにおける加熱（暖房）時、図 13 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 $5^{\circ}\text{C} \sim 10^{\circ}\text{C}$ 、暖房で $40 \sim 50^{\circ}\text{C}$ 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 で示したように、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冷媒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 14 は直膨式地中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。

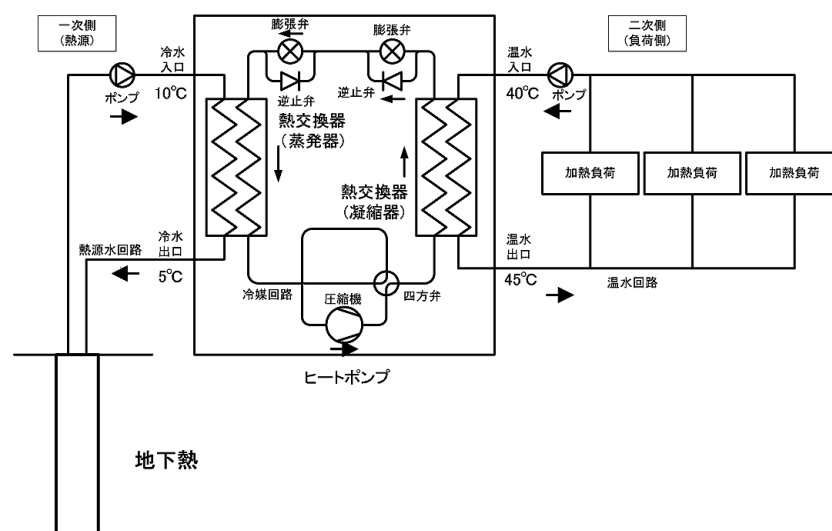


図 12 地中熱ヒートポンプチラーによる冷暖房（暖房）

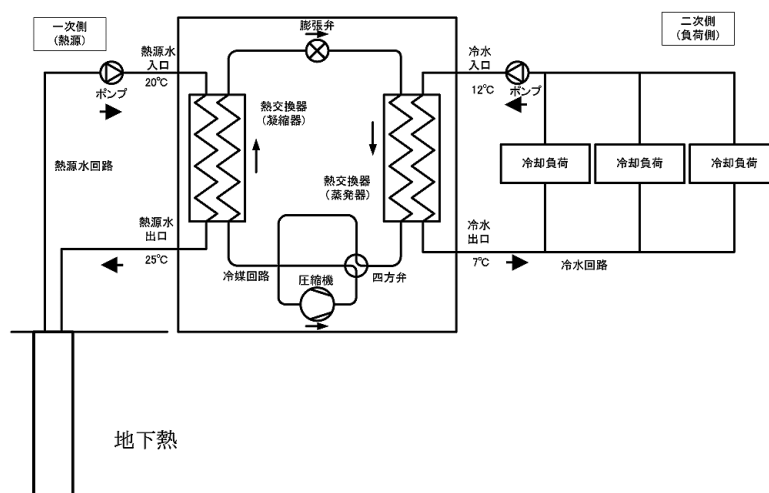


図 13 地下熱ヒートポンプチャラーによる冷暖房（冷房）

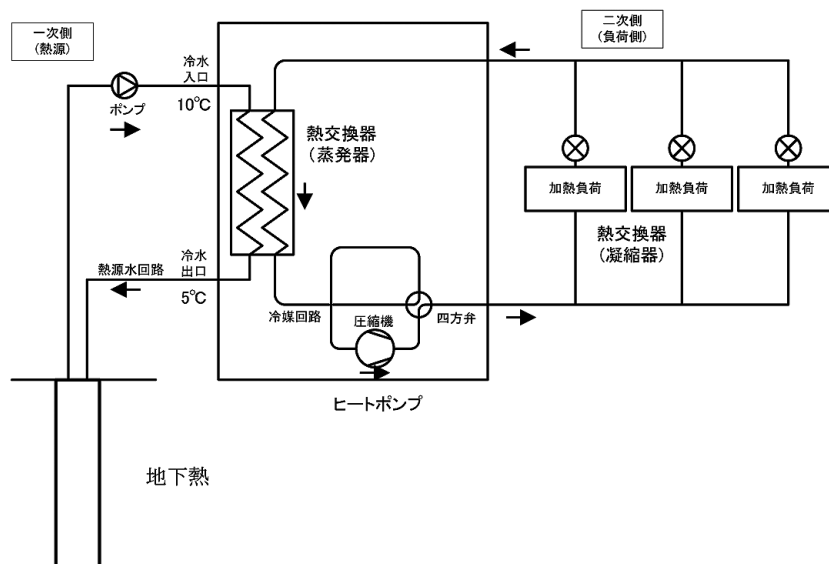


図 14 直膨式地中熱ヒートポンプによる冷暖房（暖房）

(2) 床暖房

欧米で地中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°C 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°C 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ンシヤル・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。

(3) 給湯

地中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 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。

(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中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な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中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。

(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中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。

4. 地中熱利用ヒートポンプの導入事例と効果

ここでは、金沢市の病院で採用された地下水熱利用ヒートポンプシステムの導入事例を紹介する。表 3 に施設概要、図 15 に建物外観を示す。

4.1 導入事例の概要

表 3 施設概要

名称	映寿会みらい病院
概要	総合病院（内科、神経内科、消化器内科、循環器内科、呼吸器内科、糖尿病内科、漢方内科、リハビリテーション科、婦人科、皮膚科泌尿器科、アレルギー科、リウマチ科、放射線科）
場所	石川県金沢市鞍月東 1-9
床数	150 床（病床）
構造	R C4F
総床面積	8,000m ²



図 15 建物外観

当施設で導入された地下水熱利用ヒートポンプシステムは冷暖房給湯設備の既設熱源改修として平成 21 年 2 月に導入された。表 4 に既設の冷暖房・給湯設備の概要、表 5 に新設された冷暖房・給湯設備、表 6 に地下水熱利用ヒートポンプの仕様（概要）を示す。また、導入された地下水熱利用ヒートポンプ、貯湯槽、注水井・還元井の写真をそれぞれ図 16、図 17、図 18 に示す。また、改修後の地下水熱利用ヒートポンプシステムのシステムフローを図 19 に示す。

地下水熱利用ヒートポンプシステムが採用された経緯は以下の通りである。

既設の設備は冷房は水蓄熱利用の空冷チラー、暖房・給湯はA重油焚きのボイラーを使用していたが、以下のような問題があった。

- ・ 冬は電力を使わないため、夏と冬に大きなデマンド差があった
- ・ 機器の経年劣化により効率が低下していた

- ・ 燃料費が大きく変動するため維持計画が困難
- ・ 石油を燃焼するため CO₂ を直接放出してしまう
- ・ ボイラーの熱効率が低く省エネが見込めない

これらの問題を解決するために、地下水熱利用ヒートポンプが採用になった。その背景を以下に示す。

<地下水熱利用ヒートポンプ採用の背景>

- ・ ランニングコストを低減したい
- ・ 地下水が良質であった
- ・ 蓄熱槽や貯湯槽がそのまま利用できた
- ・ 既設の機器の劣化による更新時期であった
- ・ 省エネ対策のための国の補助金を利用できた
- ・ 光熱費が安定した電力のみのシステム

表 4 既設の冷暖房・給湯設備の概要

設備	更新後の状態
空冷チラー（冷房）	撤去
ボイラー（暖房・給湯）	撤去
貯湯槽 6t	使用
水蓄熱槽 200m ³	使用

表 5 新設された冷暖房・給湯設備

設備	容量等
地下水熱利用ヒートポンプ	75 馬力相当
貯湯槽	16 t (SUS 製)
熱源水槽	12 t (SUS 製)
注水井戸	200 Φ
還元井戸	300 Φ
井水水中ポンプ	3.7 kW
熱源水ポンプ	0.75 kW×2 台
冷温水一次ポンプ	3.7 kW
貯湯槽昇温ポンプ	0.75 kW×1 台
貯湯槽昇温ポンプ	1.5 kW×1 台
給湯加圧ポンプ	1.5 kW×1 台

表 6 地下水熱利用ヒートポンプ仕様（概要）

項目		内容
名称		水冷式ヒートポンプ冷暖房給湯機
形式		ZQH-75W25d-RK-A
容量		75 馬力相当
電源		3 相 200V 60Hz
単独運転時能力※	冷却	209kW
	加熱	257kW
	瞬間給湯	276kW
	循環昇温	248kW
排熱回収運転時（冷却+瞬間給湯）能力※	冷却	187kW
	瞬間給湯	257kW
排熱回収運転時（冷却+循環昇温）能力※	冷却	143kW
	循環昇温	230kW
圧縮機		6 台（スクロール式）
冷媒		R134a
外形寸法		高さ：2,250mm、幅：2,400(800×3)mm、奥行：1,700mm
重量		3,600kg(モジュール分割搬入 1,200kg×3)

※温度条件

（単独運転時）

冷却時：冷水 12 → 7℃，冷却水 25 → 30℃；加熱時：温水 40 → 45℃，熱源水 15 → 10℃；瞬間給湯時：15 → 65℃，熱源水 15 → 10℃；循環昇温時：給湯 60 → 65℃，熱源水 15 → 10℃

（排熱回収時）

冷却＋瞬間給湯時：冷水 12 → 7℃，給湯 15 → 65℃；冷却＋循環昇温時：冷水 12 → 7℃，給湯 60 → 65℃



図 16 地下水熱利用ヒートポンプ
（ゼネラルヒートポンプ工業㈱製、
型式：ZQH-75W25d-RK-A、75 馬力相当）



図 17 貯湯槽 (16 m³ 屋外設置)

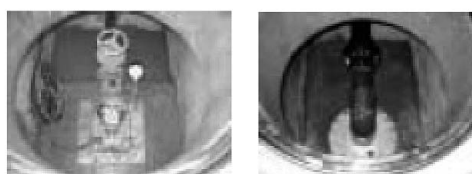


図 18 注水井 (左)、還元井 (右)

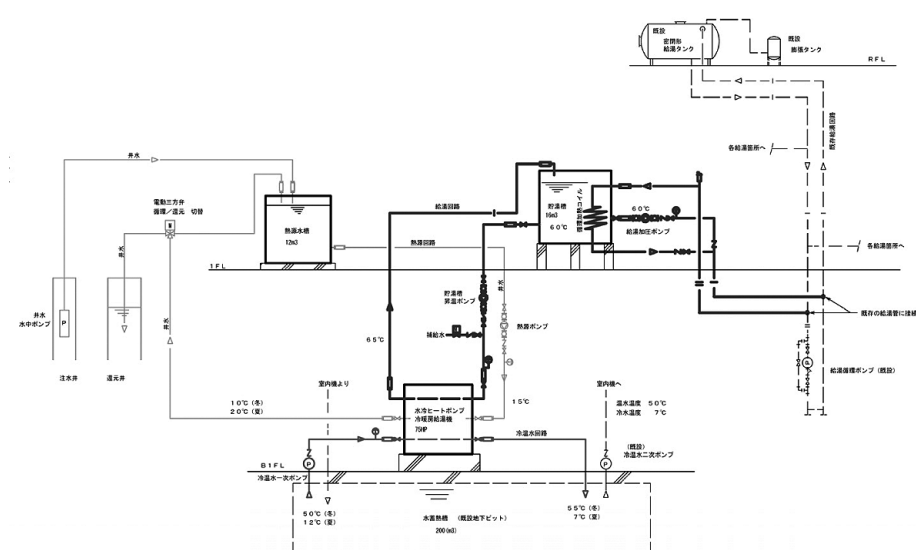


図 19 改修後の地下水熱利用ヒートポンプシステムのシステムフロー

4.2 導入効果の実績

ここでは、改修前の空冷チラー＋ボイラーのシステムと改修後の地下水熱利用ヒートポンプのシステムの実績値による比較結果を示す。改修前と改修後の計測期間を表7に示す。

電力使用量、A重油使用量、一次エネルギー換算量、CO₂ 排出量の4つの指標について、

月別の比較グラフをそれぞれ図 20、図 21、図 22、図 23 に示す。また、それぞれの指標の年間比較を表 8 に示し、その変化率を表 9 に示す。（計算で使用した原単位は表 10 に示す。）

なお、電力使用量については建物全体の使用量となっているため、照明や医療器具やその他の動力についても含まれている結果となっている。

表 7 計測期間

	年度	計測期間
改修前	H20 年度	平成 20 年 2 月～平成 21 年 1 月
改修後	H21 年度	平成 21 年 2 月～平成 22 年 1 月

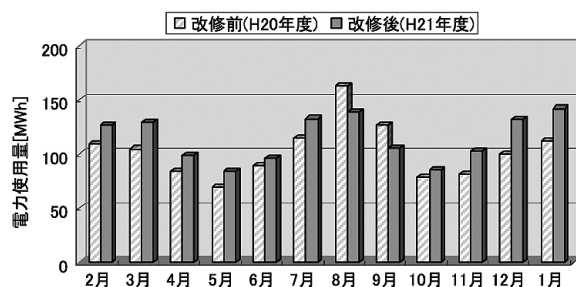


図 20 電力使用量の月別比較（建物全体）

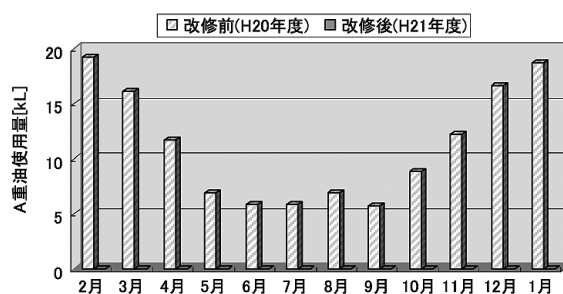


図 21 A 重油使用量の月別比較

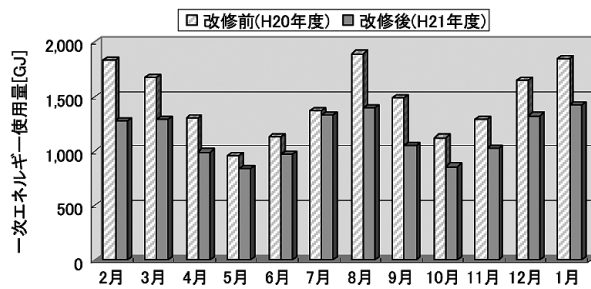


図 22 一次エネルギー換算量の月別比較

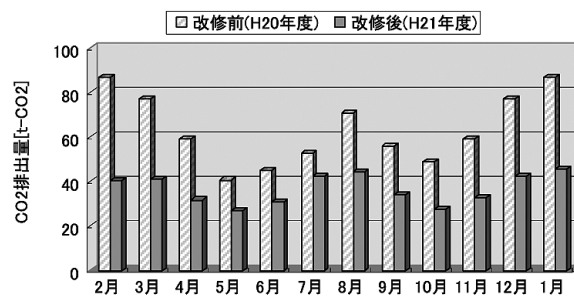


図 23 CO₂ 排出量の月別比較

表 8 年間比較

	電力 使用量 [MWh]	A 重油 使用量 [kL]	一次エネルギー 換算量 [GJ]	CO2 排出量 [t-CO2]
改修前 (H20 年度)	1,232	135	17,591	759
改修後 (H21 年度)	1,373	0	13,798	439
変化量	+141	-135	-3,793	-320

表 9 変化率

	電力使用量	A 重油使用量	一次エネルギー換算量	CO2 排出量
変化率	+11%	-100%	-22%	-42%

表 10 使用した原単位

0.257	kL(原油)/MWh(電力)
0.32	kg-CO ₂ /kWh(電力)
1.01	kL(原油)/kL(A重油)
2.71	kg-CO ₂ /L(A重油)
39.1	GJ/kL(A重油)

電力使用量について、冷暖房・空調としては、改修前は空冷チラーによる冷房のみ使用しており、改修後は冷房に加えて暖房や給湯も電気を利用する地下水熱利用ヒートポンプで賄っているため当然増加しているが、その増加率は小さく、年間比較で 11% 増加程度である。特筆すべきは、8 月、9 月については逆に電力使用量が小さくなっていることである。これは地下水熱利用ヒートポンプの冷房＋給湯の消費電力が冷房だけの既設の水冷チラーの消費電力よりも小さくなっていることを示しており、給湯の熱が無償で得られている以上の効果が出ている。また、これにより電力デマンドが下がっており、ランニングコスト低減にも貢献している。

A 重油使用量については、更新後は一切使用しておらず、100% の削減を達成した。当然、油の燃焼による直接 CO₂ 排出が 0 となった。また、A 重油の使用量は改修前の年間 135kL から改修後は 0 になったため、A 重油燃料費の大幅なランニングコスト削減を達成した。

電力と A 重油を合計した一次エネルギー換算量については月別でそれぞれ減少となり、年間では 22% の削減となり、削減量は 3,793GJ となった。これは原油換算すると 97kL であり、非常に大きな省エネルギー効果をもたらしている。

電力と A 重油を合計した CO₂ 排出削減量についても月別で大幅な減少となっており、月によっては 50% 以上の削減を達成している。また、年間の CO₂ 排出削減量は 320t-CO₂ を達成し、削減率は 42% となった。当システムは温室効果ガス削減にも大きく貢献している。

ランニングコストについては、電力や燃料の価格は変動するので一概には言えないが、仮に電気料金が 11 円 /kWh、A 重油は 100 円 /L とすると、単純計算で年間約 1200 万円程度のコスト削減となっている。設備費は約 6000 万円で国からの 1/3 の補助を受けたので、投資回収年数は約 3 年強となっており、補助がなくても 5 年程度の投資回収年数となる。10 年以内の投資回収であるので十分事業性があると言える。

5. 福島県被災地での高台集団移住計画への導入意義

高台集団移住についてはただ単に移転するだけでは海から遠くなるだけで不便になるだけである。移住を促すためにも、魅力ある街づくりやインフラの整備が重要であると考えられる。地中熱ヒートポンプは、室外機を屋内設置できるため、通常のエアコンの室外機のように景観を悪くすることがない。高台であれば緑豊かで風光明媚な街づくりを目指す

べきであり、住宅や公共施設などの建物の景観も気を付けるべきである。また、高台であれば気温が低くなるため、エアコンでは除霜運転が頻発するなどで暖房能力が低下するが、地中熱ヒートポンプではそのような能力低下は起こらない。また、消費電力もエアコンに比べて小さくなる。

公共施設としても魅力ある街として、学校、公民館、図書館、消防署、警察署などの整備も必要であろう。公共の温泉を用いた温浴施設や温水プールなどがあると住民の健康増進にも寄与できる。これらの施設に地中熱ヒートポンプをすべて採用すれば、地中熱利用の町としての町おこしも可能である。

また、高台からの道路は斜面となるため、冬期の降雪や凍結によるスリップ事故の懸念があるが、地中熱ヒートポンプによる道路融雪を自動的に行うことによりそのような懸念が払拭されるとともに、電気ヒーターよりも大幅な節電効果がある。

ただし、地中熱ヒートポンプの導入については一般の設備と比べて高価となってしまう復旧という名目では導入が難しいため、戦略的な復興および発展という意識まで昇華して方針を定めて、国からの導入補助を得るなどの活動が必要である。

以上