

地中熱ヒートポンプシステム性能予測プログラム「Ground Club」を用いたシミュレーション

○空・機正 柴 芳郎 (ゼネラルHP)
空正 長野克則 (北大)

谷藤浩二 (ゼネラルHP)
空・冷正 葛 隆生 (藤原環境科学研究所)

1. はじめに

現在、環境問題に加え原油価格の高騰などもあり、環境負荷が小さくかつランニングコストの低い空調システムが求められている。

地中を熱源とするヒートポンプシステムは、安定した熱源温度を有し熱効率がいため、地球温暖化防止に非常に有効な手段であると考えられ、実際、欧米では 50 万台以上のシステムが導入されている。日本でも認知度が上がり、コスト面でも競争力を持ってきたため、採用件数も徐々に伸びてきており、さらなる普及が期待されている。

しかしながら、地中熱源ヒートポンプシステムの認知度はまだ不十分であり、システムの普及を促進するためには地中熱源ヒートポンプシステムの必要規模と導入効果を明確にし、認知度を拡大する必要がある。

本研究においては、地中熱源ヒートポンプシステムの運転状況を実用的な精度で予測を行いそれによりシステムの規模と導入効果を示すことが可能な、地中熱源ヒートポンプシステム性能予測プログラム「Ground Club (グランドクラブ)」を用いて、日本の代表都市約 30 都市における地中熱源ヒートポンプシステムの年間 COP、最大採熱量などを計算し、他熱源方式とのイニシャルコスト、ランニングコスト、ライフサイクルコスト比較などを行い、ツールの概要と応用例としての計算結果を示す。

2. 「Ground Club」について

本研究で使用したプログラム『Ground Club』製品版は、北海道大学大学院の長野克則教授と葛隆生氏 (現：藤原環境科学研究所) によって開発された『Ground Club』原版^[1]を、ゼネラルヒートポンプ工業により実務上使いやすさを向上するために、入力部やヒートポンプの性能の計算方法などに改良を加えたプログラムである (ゼネラルヒートポンプ工業 (株) は (株) 北海道 TLO を通じて国立大学法人北海道大学からライセンスを受けて元プログラムを改良、製品版の販売をしている)。

図 1~4 に、『Ground Club』製品版のメイン画面および代表的な入出力画面を示す。



図 1 「Ground Club」メイン画面

3. 「Ground Club」の特長

この、「Ground Club」製品版には以下のような特徴がある。

- 時間毎の暖冷房負荷に対して、システム全体の運転シミュレーションを行えるので、より実際の運転に近い条件で、過渡的な運転状況に応じた性能予測を行うことができる。
- 図 2 に示すような入力画面により、任意配置で複数埋設した地中熱交換器に対する地中温度の高速計算が可能である。これは本ツールの最大の特徴といえる。
- システムの認知度が低い日本でも、実際に導入を進めている顧客や設計者にその導入効果を把握し易くするため、コスト評価だけではなく、ライフサイクルの一次エネルギー消費量や CO₂ 排出量の計算も内蔵されており、LCA (ライフサイクルアセスメント) による環境性・経済性の評価が可能である。
- 地中熱交換器としてシングル U チューブとダブル U チューブをサポートしている。
- セントラル方式 4 方式：GSHP (地中熱源ヒートポンプ)、灯油ボイラ+冷専チラー、ガスボイラ+冷専チラー、ASHP (空気熱源ヒートポンプ) の比較計算が可能である。二次側装置は床暖房とファンコイルをサポートしている。
- 日本の主要都市の気象データベースより負荷計算を自動的に行う。また、HASP や SMASH 等の空調負荷計算ソフトの結果を利用することも可能である。

- 家庭用だけでなく業務用の建築物にも対応しており、GSHP や ASHP の仕様については、製品名を指定するのではなく、定格 COP を指定するなどの汎用性をもつ。
- ユーザーフレンドリーな入力画面や、グラフィカルな出力画面を有している。

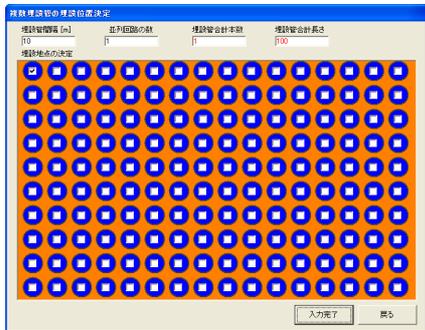


図2 複数本の地中熱交換器の入力画面

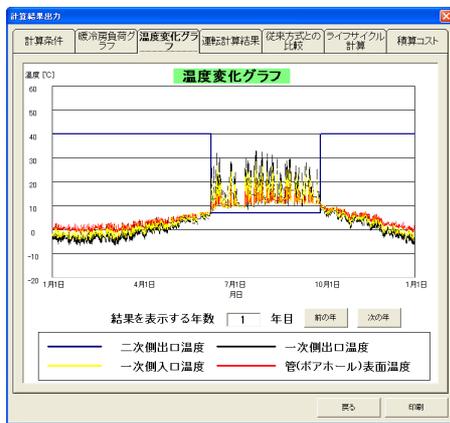


図3 温度変化の結果出力画面

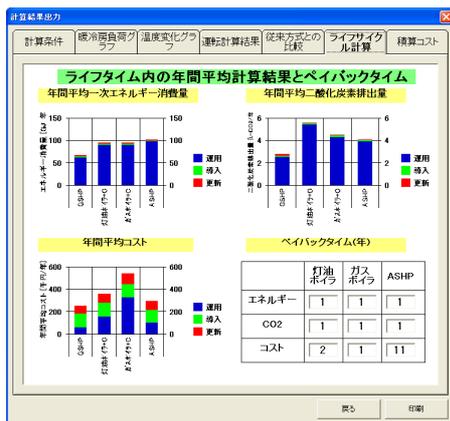


図4 ライフサイクル計算の結果出力画面

4. 計算条件

ここでは、計算に使用した代表的なパラメータについて、実際の『Ground Club』の入力順に示す。

(1)建物データ

国内の代表都市約 30 都市を選択した。建物の延床面積は 120m² とし、冷房期間は 6 月 10 日～9 月 27 日とした。

(2)負荷データ

2004 年の各都市の気象データ(気温、日照時間、全天日射量)より、冷暖房の負荷計算を行ったものを、空調負荷の入力データとして使用した。

(3)放熱器

放熱器への設計温水入口温度は 40℃、設計冷水入口温度は 7℃とした。床暖房面積は 50m² で、ファンコイルは 2 型を 2 台とした。二次側ポンプの消費電力は 150W とした。

(4)ヒートポンプ

「Ground Club」製品版では、ヒートポンプの COP は蒸発温度に比例し、凝縮温度にも比例すると仮定しているため、定格点の COP と比例定数を与えることにより、各温度条件における COP が計算される。ここでは、地中熱ヒートポンプ加熱 COP は 4.0 (条件: ブライン入口 0℃、温水出口 35℃)、空冷の定格冷却 COP は 2.4 (外気 35℃、冷水出口 7℃)、空冷の定格加熱 COP は 3.0 (外気 7℃、冷水出口 45℃) と設定した。また、ブラインとしては 30vol% のエチレングリコールを使用するものとした。

(5)地中熱交換器

地中熱交換器は U チューブ型(外径 34mm、内径 27mm)とした。地中熱交換器の埋設管が複数の場合は任意に配置を設定できるが、ここでは地中熱交換器は 100m×1 本と仮定して評価を行った。

(6)土壌データ

土壌データの入力値としては、土壌密度は 1500 kg/m³、土壌比熱は 2.0 kJ/kgK、土壌熱伝導率は 1.5 W/mK とし、不易層温度は各地の平均外気温度とした。

(7)ライフサイクル計算

ライフサイクル計算に使用する電力料金やガス料金は実際は都市毎に異なるが、ここでは計算結果に料金形態の差による影響が出ないように全ての都市において同一の料金を使用することとした。電力料金としては東京電力の低圧電力を、ガス料金は東京ガスの一般 C (13A) を使用し、灯油は 68 円/L として計算を行った。また、CO₂ 排出量の原単位としては、0.378kg-CO₂/kWh として計算を行った。

5. 代表都市における計算結果

図 5 に、上で述べた計算条件により地中熱ヒートポンプシステムを導入した場合の国内代表都市における年間消費電力量を示す。また、図 6 にヒートポンプの期間平均 COP を示す。消費電力量は、北(東)に行くほど冬期に大きく、南(西)に行くほど夏期に大きくなる。また、COP は、北(東)

に行くほど冷房 COP が高く、南（西）に行くほど暖房 COP が高くなっていることがわかる。ただし、COP を冷暖で平均した場合、計算した全ての都市において冷暖平均 COP は 4.2 前後となっている。

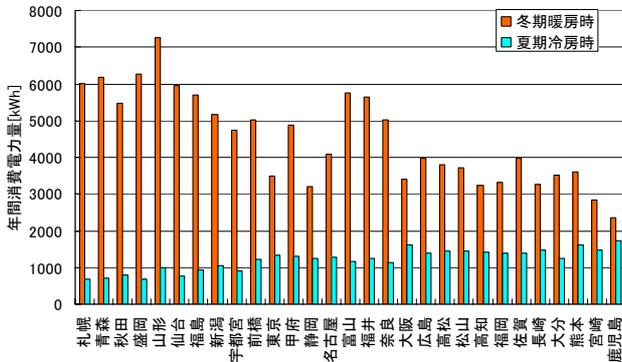


図 5 各都市における年間消費電力量

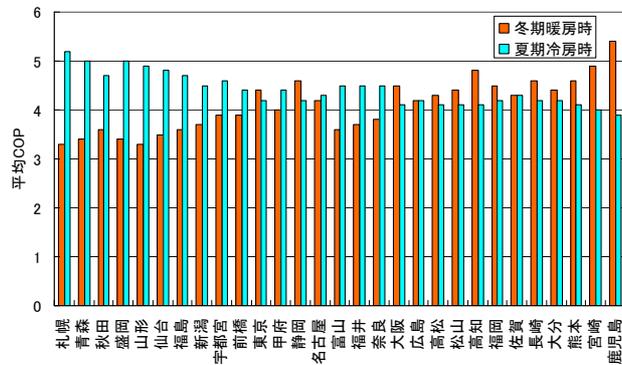


図 6 ヒートポンプの期間平均 COP

図 7 に、各都市におけるブラインの最低温度および最高温度を示す。冬期のブライン最低温度は、ほぼ全国でマイナス温度となっており、また、夏期の最高温度は 40℃ を超えている都市が多い。これらの温度は、ヒートポンプの仕様を決定するのに必要である。

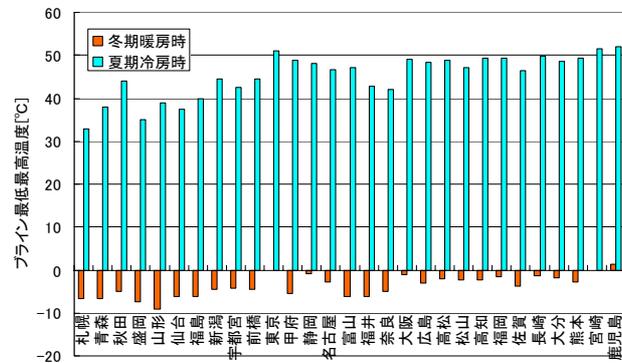


図 7 ブライン最低・最高温度

図 8 に各都市における単位長さあたりの平均地中採放熱量を、図 9 に最大採放熱量を示す。冬期

の平均採熱量は北（東）に行くほどに大きく、また、夏期の平均放熱量は南(西)に行くほどに大きくなっているが、ピーク時の最大採熱量または最大放熱量をみると、全ての都市においてほぼ同程度であることがわかる。

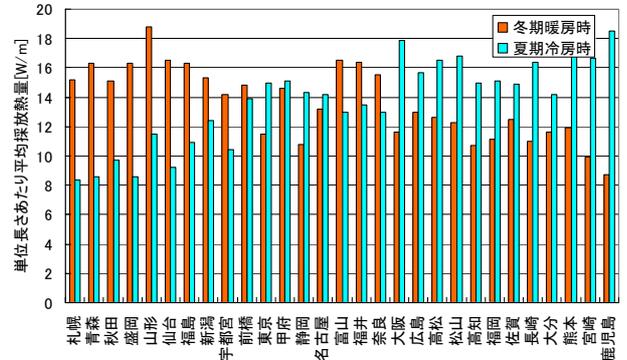


図 8 地中熱交換器の平均採放熱量

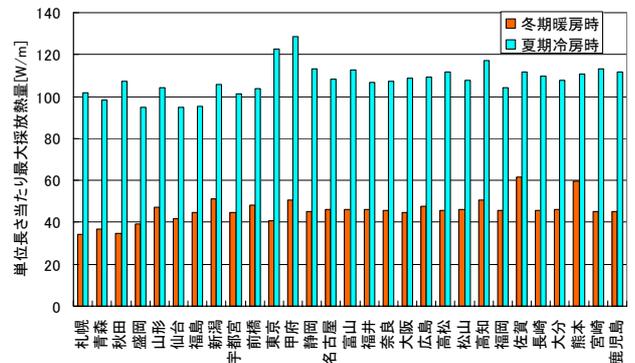


図 9 地中熱交換器の最大採放熱量

図 10 にセントラル方式 4 方式の年間ランニングコストを、図 11 に他方式に対する GSHP ユニコスト回収年数を示す。地中熱方式のランニングコストは 4 方式中最も低く、地中熱交換器長さが 100m の場合はインシヤルコストの回収年数は、空気熱源ヒートポンプに対しても 10 年程度となっている。

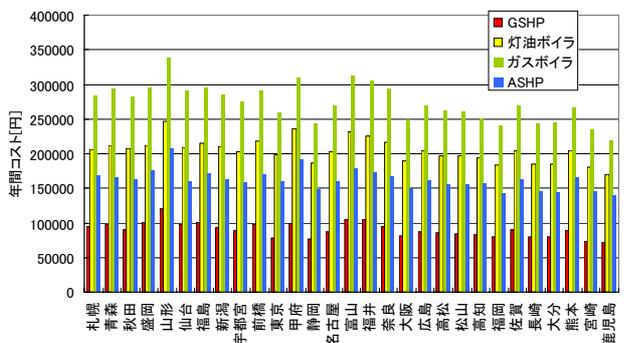


図 10 年間ランニングコスト

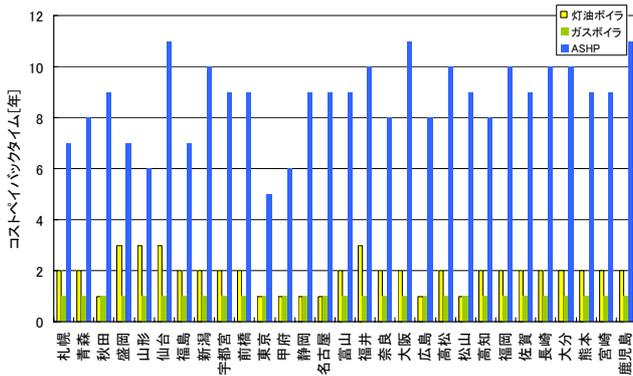


図 11 コスト回収年数

6. 熱交換器長さによる影響

これまでの計算では地中熱長さを 100m として計算を行ってきたが、次に地中熱交換器長さの影響について調べるために、計算都市として日本のほぼ中心部にある名古屋を選択し、地中熱交換器の合計長さをパラメータとして変化させた場合の計算を行った。地中熱交換器長さ以外のパラメータについてはこれまでの計算と同様とした。

名古屋において床面積 120m² の建物に地中熱ヒートポンプシステムを導入した場合について、図 12 に年間消費電力量、図 13 にブラインの最低および最高温度、図 14 に平均 COP を示す。地中熱長さが 80m より短い場合については、ブライン凍結のため、エラーにより結果の出力ができなかった。地中熱長さが 80m の場合でも、ブライン最高温度は 50℃を超え、標準的なヒートポンプの仕様範囲外の温度となっている。ブライン温度は熱交換器が長いほど夏期に低く、冬期に高く、それに伴い、COP は高くなっていることがわかる。年間消費電力量も地中熱交換器が長くなるほど小さくなり、年間二酸化炭素排出量も削減される。しかしながら、地中熱交換器長さが増えればランニングコストは下がるが、イニシャルコストは大きく増加するためコスト回収年数は長くなる。

実用的なブライン温度や熱交換器の採放熱量を本結果より考慮すると、本計算条件での地中熱交換器長さは 150m ぐらいが妥当な長さと考えられる。この場合の空気熱源ヒートポンプに対するコスト回収年数は 14 年となった。地中熱交換器長さが 200m、300m のときの回収年数はそれぞれ 17 年、28 年となった。

7. まとめ

本研究では、地中熱源ヒートポンプシステム性能予測プログラム「Ground Club」製品版を用いて、地中熱源ヒートポンプシステムの都市ごとの導入効果についての計算を行った。また、地中熱交換

器の長さを変えた場合の温度特性や経済性、環境性の評価を行い、本プログラムの有用性の確認を行った。

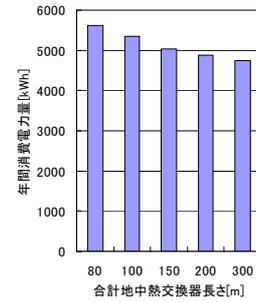


図 12 地中熱交換器長さと同年消費電力量

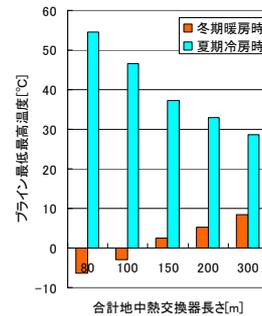


図 13 地中熱交換器長さと同ブラインの最低・最高温度

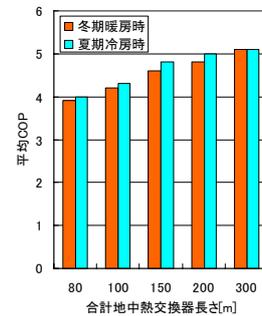


図 14 地中熱交換器長さと同 COP

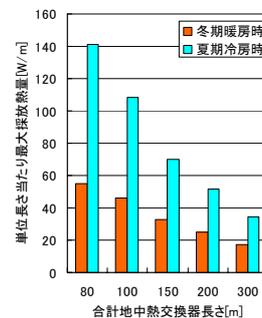


図 15 地中熱交換器長さと同最大採放熱量

参考文献

[1]葛隆生, 長野克則, 武田清香, 地中熱ヒートポンプシステム設計・性能予測ツールの開発とその応用, 2006 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, pp479-482 (2006)