

表層水および浅層地中を熱源とした 温室暖冷房用ヒートポンプシステムの運転事例

奥島里美* 石井雅久* 森山英樹* 岩田幸良** 後藤眞宏***
佐瀬勘紀**** 舘野正之***** 高杉真司*****

* 農地基盤工学研究領域農業施設工学担当

** 農地基盤工学研究領域畑地工学担当

*** 資源循環工学研究領域エネルギーシステム担当

**** 日本大学生物資源学部

***** ジオシステム株式会社

要 旨

水槽あるいは浅層地中を熱源とした水熱源-温冷風供給方式のヒートポンプを小型温室に設置し、暖冷房空調運転を実施することにより、ヒートポンプの運転性能と水槽および地中との熱交換量のデータを得た。その結果、実験水槽において2 kWヒートポンプを運転した場合の年平均COP（成績係数, Coefficient of performance, 暖房または冷房量をヒートポンプの電力消費量で除した無次元数）は暖房で4.6, 冷房で3.7であった。また、浅層地中熱でのCOPは暖房で4.4, 冷房で3.5であった。シート型熱交換器1枚の水槽での熱交換効率は589~1302 W°C⁻¹であり、水槽内の水流の有無によって幅があった。実験期間中のヒートポンプの循環水と水槽水温の差は平均3°Cであったので、熱交換器1枚で2.4~6 kWの能力のヒートポンプに対応することができると考えられた。一方、地中での熱交換量はその1/5~1/4であった。熱交換器の浅層地中での熱抵抗は、暖房運転で平均8.4~287.4 m K kW⁻¹, 冷房運転で5.4~138.0 m K kW⁻¹であり、運転時のヒートポンプの循環水温と自然地温の差が大きいくほど熱抵抗も比例して大きくなる傾向が見られた。

キーワード：水槽水, 地中熱, 熱交換器

I 緒 言

農業・食品産業技術総合研究機構生物系特定産業技術研究支援センター農業機械化研究所（2010）によれば、わが国の農林水産業におけるエネルギー消費の約4割を施設園芸が占めている。そのうちの8割は化石燃料による温室暖房である。近年の燃油価格の高騰や地球温暖化に対し、施設園芸では温室の省エネの推進が喫緊の課題となっており、理想的には、化石燃料によらない、再生可能エネルギー・自然エネルギーの活用が望まれている。

温室暖房に現在最も多く使われている燃焼加温機の燃料であるA重油価格が70円/Lを超えるとヒートポンプによる温室暖房の電気代の方が有利になるとの佐藤ら（2013）による試算がある。ヒートポンプの場合は燃焼加温機と違って、暖房だけでなく冷房・除湿が行なえる点から、冷房効果が収量や品質に現れやすい花き栽培温室への導入はこれまでもあったが、2008年にA重油価格が120円/Lに高騰した時に温室暖房へのヒートポンプの導入が大きく進んだ。

ヒートポンプの熱源として、自然エネルギーである空

気、地下水などが利用できるが、現在温室の冷暖房に使用されているヒートポンプ熱源のほとんどは空気（外気）である。空気はどこにでもあるので、その導入のしやすさは大きなメリットである。しかし、外気温が低い地域では空気との熱交換を行なう室外機に着霜が生じ、利用効率が低下するといった点が報告されるとともに、水熱源式のヒートポンプの代表的な熱源である地下水（井戸水）は、年間を通して年平均気温程度の水温で安定しているので、空気熱源のような利用効率の急激な低下がないことが古野（2014）により実証されている。ただし、地下水のくみ上げが困難な地域や排水規制があるところでは利用が困難であり、別の選択肢として、どこにでもあり、かつ、安定した温度の熱源として、表層水や地中が期待される。特に、我が国の基幹的農業用水路は全長4万 km以上に達しており、ため池も21万個と数多く点在することから、熱源候補になる可能性がある。さらに、10 kW能力のヒートポンプで必要な熱源水量は60 L/min程度であることから、約40万 kmにも及ぶ末端の農業用水路でも活用できる場合があるかもしれない。また、農地の作土層よりも下の地中も熱源として利用できる可能性がある。

このように農村地域にはヒートポンプの熱源が豊富に賦存していると思われるが、これら熱源の温室への適用事例は少なく（地中熱利用促進協会，2013；山本ら，2012），ため池や地中が温室暖冷房用の熱源として利用できるか，合理的に判断するためのデータがまだ十分ではないのが実状である。ここでは，小規模ため池を想定した水槽および深さ1.5 m程度の浅層地中を熱源としたヒートポンプによる小型温室の冷暖房運転を行ない，計測データを得たので結果を報告する。

II 実験システムの概要

水槽あるいは地中を熱源とした水熱源-温冷風供給方式のヒートポンプ（HP）を小型温室に設置し，暖冷房空調運転を行なう以下の3つの実験システムを用意した。

2.1 低水槽実験システム (Fig. 1)

水熱源として農村工学研究所（つくば市）内の低水槽を用いた。低水槽は北西～南東方向に37 m，北東～南西方向に35 mの矩形で，深さは最浅部で2.1 m，最深部で3.9 mである。表面積は1300 m²，容積は約3600 m³である。低水槽には送水ポンプ5機が設けられており，低水槽と研究所内の水理実験施設間において0～700 L s⁻¹の流量で用水を循環することができる。

この低水槽脇に幅2.7 m，奥行3.4 m，軒高1.76 m，棟高2.2 mの移動式ビニールハウス（BH-33，南榮工業株式会社）を建設し，中に水熱源・送風一体方式の2 kWおよび12 kW相当のヒートポンプ（ECO07およびECO42，FHP Manufacturing, FL, USA）を設置した。カタログ性能表（Table 1）でのECO07の冷房能力は1.8～2.1 kW，暖房能力は1.3～2.3 kW，ECO42は冷房12.3～13.1 kW，暖房6.4～15.5 kWである。ECO07は7000 Btuh，ECO42は42000 Btuhの能力を表しており，これは2 kW，12 kWに相当するので，以降2 kWヒートポンプ，12 kWヒートポンプと称する。

採熱（冷房時は排熱）用の熱交換器には，幅0.91 m×長さ5.95 mのシート型熱交換器（G-カーペット，ダイ

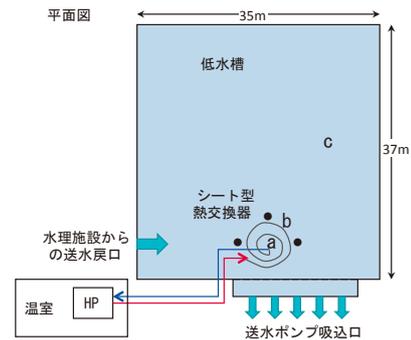
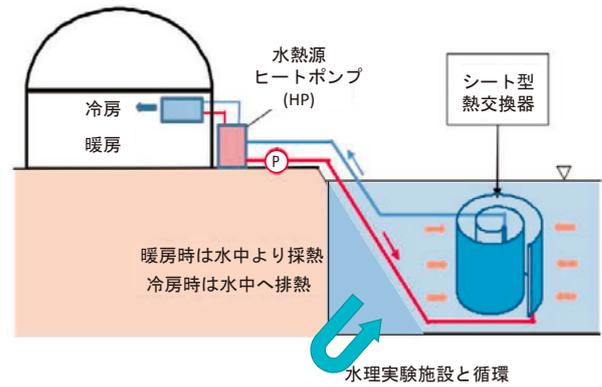


Fig. 1 低水槽実験システム概要

カポリマー株式会社）1枚をロール状にして使用した。本熱交換器はHDPE（硬質ポリエチレン）製のチューブ（径6.5 mm）が117本長さ方向に並列に配置された形状で，表面積は約12.42 m²である。熱交換器内には水または不凍液（ウェストンプラインPB，シーシーアイ株式会社）を充填した。

2.2 実験水槽実験システム (Fig. 2)

水熱源として農村工学研究所内の実験水槽を用いた。実験水槽は南北方向30 m×東西方向20 m×深さ2.3～2.4 mである。これが南北方向に2列×東西方向に3列連結している。注水口のある最も南西の区画を使用した。

Table 1 使用したヒートポンプの認定性能データ*

ヒートポンプ 型式	表層水 Closed Loop				地中熱 Closed Loop				(参考) 地下水 Open Loop			
	入口水温30℃		入口水温20℃		入口水温25℃		入口水温0℃		入口水温15℃		入口水温10℃	
	冷房能力 (kw)	COP	暖房能力 (kw)	COP	冷房能力 (kw)	COP	暖房能力 (kw)	COP	冷房能力 (kw)	COP	暖房能力 (kw)	COP
EC 007	1.8	3.7	2.3	5.1	1.9	4.4	1.3	3.2	2.1	5.9	1.8	4.0
EC 042	12.3	3.8	15.5	4.2	12.8	4.2	6.4	3.3	13.1	5.4	12.3	3.8

ARI/ISO 13256-1による性能データ

(EC007は循環流量7.6 L min⁻¹，送風量8.5 m³ min⁻¹，EC042は37.9 L min⁻¹，42.5 m³ min⁻¹にて運転時。)

*http://restricted.fhp-mfg.com/files/download/Literature%20Archives/EC/EC_Series_Res.pdf，ここではU.S. Unitsをmetric unitsに変換。

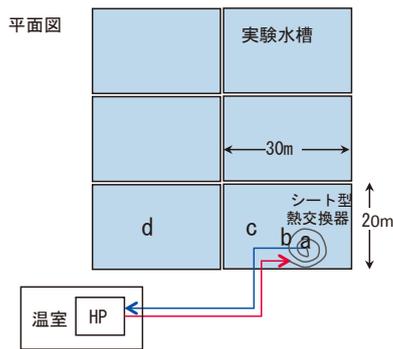
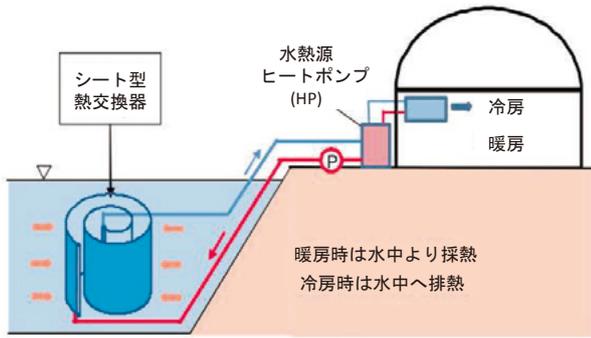
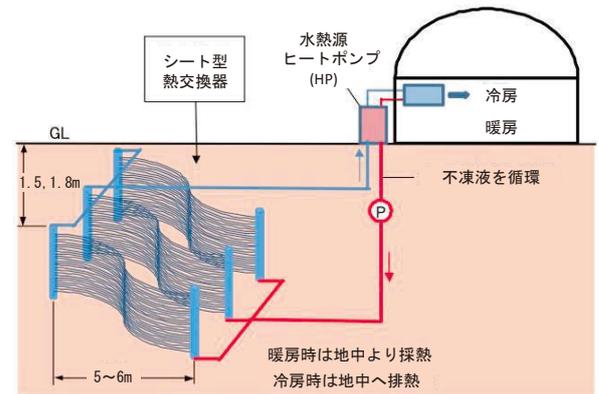


Fig. 2 実験水槽実験システム概要



地中熱を熱源とするヒートポンプを利用した温室

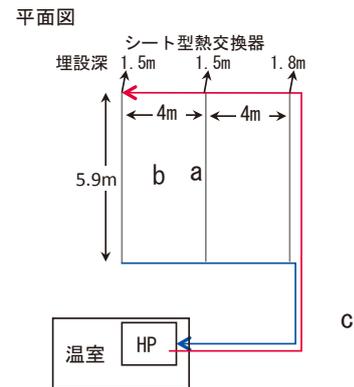


Fig. 3 地中熱実験システム概要

なお、不定期な注水のみで、低水槽と違い用水は循環しない。

実験水槽からの採熱用の熱交換には低水槽実験システムと同じシート型熱交換器1枚を同じくロール状にして水中に設置した。熱交換器内には不凍液（同上）を充填した。実験水槽脇に熱の需要側として小型温室（GH05-08-08，大樹トレーディング，間口2.49 m × 奥行2.54 m × 高さ2.6 m）を設置した。温室被覆材は厚さ0.6 mmの透明ポリカーボネイトである。温室内には2 kWヒートポンプ（ECO07，FHP Manufacturing, FL, USA）を設置した。

2.3. 地中熱実験システム (Fig. 3)

地中熱実験システムは農村工学研究所内の農業施設研究棟南側ほ場に設置した。浅層地中からの採熱には上記と同じシート型熱交換器を用いた。シート型熱交換器は3枚使用し、2枚は幅35 cm，深さ1.5 mの溝に，残り1枚は幅35 cm，深さ1.8 mの溝（小型温室の南側）に縦置したのち，溝を砂で充填した。熱交換器のシート幅は約1 mであるので，埋設中央深はそれぞれ1 m，1.3 mとなる。3枚は4 m間隔で埋設した。熱交換器には水槽実験システムと同じ不凍液を充填した。小型温室とヒートポンプも実験水槽実験システムと同型を設置した。

III 運転と測定方法

3.1 低水槽実験システム

2012年3～4月に2 kWヒートポンプによる暖房運転データを収集した。また，2012年5～6月に2 kWヒートポンプでの冷房運転データを収集した。次に，12 kWヒートポンプでの冷房運転を2012年7～8月に，暖房運転を2013年1～2月に実施した。暖冷房運転ができるだけ長く続くように暖房運転は温室気温32℃まで，冷房運転は7℃までヒートポンプが稼働するように設定した。運転時の低水槽，熱交換器，ヒートポンプ1，2次側の各温度変化およびヒートポンプの電力消費量等を測定した（Table 2）。サンプリングは1分間隔とし，データはロガー（GL220，グラフテック）に収録した。その他，低水槽内流速を電磁流速計（VP1200，KENEK co.）にて適宜測定した。

3.2 実験水槽実験システム

2 kWヒートポンプにて2013年4月19日～2014年4月13日まで運転を行なった。ヒートポンプは暖冷房自動切り替え運転とし，暖房設定気温20℃，冷房設定気

温30℃とした。この時の測定項目とセンサーを **Table 3** にまとめた。サンプリングは1分間隔とし、データはロガー (GL220, グラフテック) に収録した。なお、ヒートポンプ吹出・吸込口温湿度だけは小型データロガー (RTR-53A, T&D) に収録した。

3.3 地中熱実験システム

実験水槽実験と同様に、2 kW ヒートポンプにて2013年4月19日～2014年4月13日まで運転を行なった。ヒートポンプも同じく暖冷房自動切り替え運転とし、暖房設定気温20℃、冷房設定気温30℃とした。ただし、2014年5月27日～7月23日の期間は熱交換器内の空気が十分に抜けておらず流量が少なかった埋設深1.8 mの1枚を除き、熱交換器2枚で運転した。夏期冷房による排熱で熱交換器埋設区の地温が50℃近くに上昇したため、7

月8日～10月15日の冷房運転は9:45～15:45の間休止し送風のみとした。また、冬期は暖房時の採熱により熱交換器埋設区の地温が零度以下に低下したため、2014年1月18～30日は運転を休止した。さらに、2014年2月21日～3月21日は冷房設定気温25℃で日中冷房のみを行うようにし、地温の上昇を図った。2014年3月21日～4月2日までは暖房設定気温15℃、冷房設定気温25℃での暖冷房自動切り替え運転を行なった。2014年4月2日～13日は、暖房設定を20℃、冷房設定30℃とした。測定項目とセンサーを **Table 4** に示す。対照区地温は熱交換器埋設地とは小型温室を介して反対の北西側にて、深さ0.5 m, 1.0 m, 2.0 mに熱電対を設置し、測定した。サンプリングは1分間隔とし、データはロガー (GL220, グラフテック, Campbell Scientific 21X, 太陽計器およびRTR-53A, T&D) に収録した。

IV 測定結果

4.1 低水槽実験システム

4.1.1 暖房運転

2 kW ヒートポンプ使用時の3月8～9日の暖房運転 (**Fig. 4a**) では、曇天のため外気温は終日7～8℃程度であった。一方、水槽水温は9～10℃と外気温よりわずかに高かった。ヒートポンプ (HP) の出口水温は約6℃、水槽での採熱後、入口に戻った水温は約8℃で、水槽水との熱交換で約2℃水温が上昇していた。ヒートポンプの循環水量は 11.2 L min^{-1} でほぼ一定していた。ヒートポンプのCOP (成績係数, Coefficient of performance,

Table 2 低水槽実験システムにおける測定項目一覧

測定項目	使用センサー
温室内乾球温度	熱電対 (C-C)
温室内湿球温度	熱電対 (C-C)
熱交換器中心温度 (水深1.5 m) Fig.1 の a 点	〃
熱交換器周囲温度 (水深1.5 m) Fig.1 の b 点	〃
ヒートポンプ吸込口気温	〃
ヒートポンプ吸込口湿度	〃
ヒートポンプ流入水温	白金抵抗
ヒートポンプ流出水温	〃
消費電力量	積算パルスカウンタ
低水槽水温 (水深1.5 m) Fig.1 の c 点	熱電対 (C-C)

Table 3 実験水槽実験システムにおける測定項目一覧

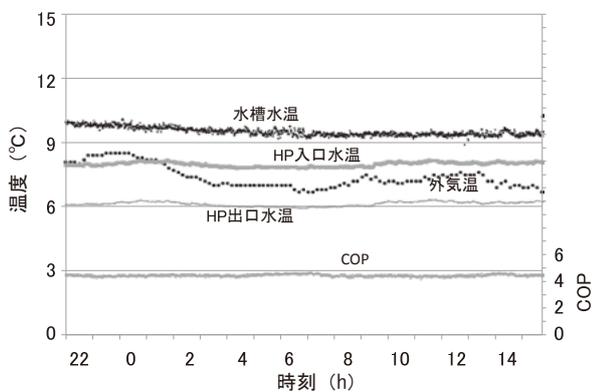
測定項目	使用センサー
外気温	通風型熱電対 (C-C)
実験水槽水温 (水深0.5 m) Fig.2 の c 点	熱電対 (C-C)
実験水槽水温 (水深1.0 m) Fig.2 の c 点	〃
実験水槽水温 (水深1.5 m) Fig.2 の c 点	〃
熱交換器周囲温度 Fig.2 の b 点	〃
熱交換器中心温度 Fig.2 の a 点	〃
実験水槽隣接区画水温 Fig.2 の d 点	〃
ヒートポンプ流入水温	白金抵抗
ヒートポンプ流出水温	〃
ヒートポンプ循環流量	電磁流量計
ヒートポンプ吹出口気温	温度・湿度記録用 小型データロガー
ヒートポンプ吹出口湿度	〃
ヒートポンプ吸込口気温	〃
ヒートポンプ吸込口湿度	〃
消費電力量	積算パルスカウンタ

Table 4 地中熱実験システムにおける測定項目一覧

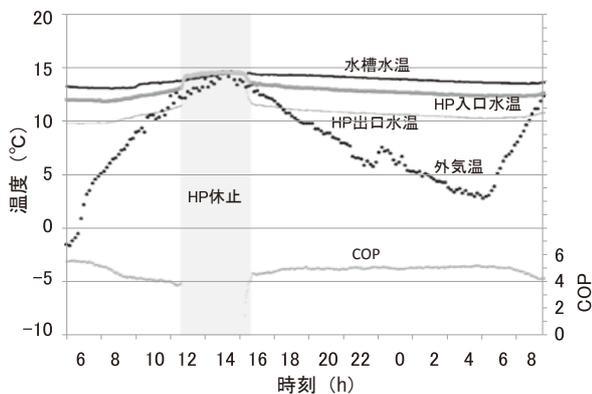
測定項目	使用センサー
対照区地温 (深さ2 m) Fig.3 の c 点	熱電対 (C-C)
〃 (深さ1 m) Fig.3 の c 点	〃
〃 (深さ0.5 m) Fig.3 の c 点	〃
熱交換器近傍温度 (深さ1.3 m) Fig.3 の a 点	〃
〃 (深さ1.0 m) Fig.3 の a 点	〃
熱交換器間地温 (深さ1.0 m) Fig.3 の b 点	〃
熱交換器近傍熱流 (深さ1.0 m)	熱流センサー
〃 (深さ1.0 m)	〃
〃 (深さ1.3 m)	〃
ヒートポンプ流入水温	白金抵抗
ヒートポンプ流出水温	〃
ヒートポンプ循環流量	電磁流量計
ヒートポンプ吹出口気温	温度・湿度記録用 小型データロガー
ヒートポンプ吹出口湿度	〃
ヒートポンプ吸込口気温	〃
ヒートポンプ吸込口湿度	〃
消費電力量	積算パルスカウンタ

暖房または冷房量をヒートポンプの電力消費量で除した無次元数)は4.5程度で終日稼働した。4月8～9日(Fig. 4b)は、晴天のため外気温は昼間15℃以上に達する一方、夜間は0～3℃にまで低下した。水槽水温は4月になり13～14℃に上昇し、夜間は外気温に比べて高めで暖房に有利な熱源となっていた。それに対応してヒートポンプの出口水温も約10～11℃、入口水温は約12～13℃であった。3月8～9日と同様に水槽水との熱交換による水温回復は約2℃であった。なお、この時のヒートポンプの循環水量は約11.4 L min⁻¹であった。昼の12:00～15:30は晴天のため温室内気温が32℃以上となりヒートポンプの運転が停止したが、それ以外はCOP4～5でヒートポンプが稼働した。

12 kW ヒートポンプ使用時の1月30～31日の暖房運転(Fig. 5)を見ると、外気温は-5～12℃と1日の変動が大きい。一方、水槽水温は約6℃と3、4月に比べると低いが、1日の変動幅は外気温に比べて小さく、夜間は外気温よりも高い。ヒートポンプの出口水温は0℃前後、水槽での採熱後の入口に戻った水温は約4℃で、その水温差は約4℃であった。2 kW ヒートポンプでの水温差は2℃であった(Fig. 4)ので、12 kW ヒートポン



(a) 3月8～9日, 2012年 (曇天)



(b) 4月8～9日, 2012年 (晴天)

Fig. 4 低水槽実験システムにおける2 kW ヒートポンプ (HP) での暖房運転状況の日変化

プになったことで水温差は倍になった。ヒートポンプの循環水量も11 L min⁻¹から16 L min⁻¹に増えているので採熱能力は倍以上に増えている。1月の厳寒期で水槽水温が低いため、ヒートポンプのCOPは3、4月に比べて低下し、3.5程度であった。

4.1.2 冷房運転

2 kW ヒートポンプ使用時の5月24～25日の冷房運転(Fig. 6)では、5月の水槽水温は22～23℃と、日中以外は外気温のほうが水槽水温よりも低く、冷房熱源としては空気の方が有利と思われる。外気温は16～28℃なので、実際はヒートポンプによる冷房は不要と考えられる(換気で外気を取り込むだけでよい。)が、ヒートポンプを稼働させたところ、ヒートポンプの出口水温は約25℃であった。水槽へ排熱後、入口に戻った水温は約23℃で安定しており、約2℃水温が低下していた。この

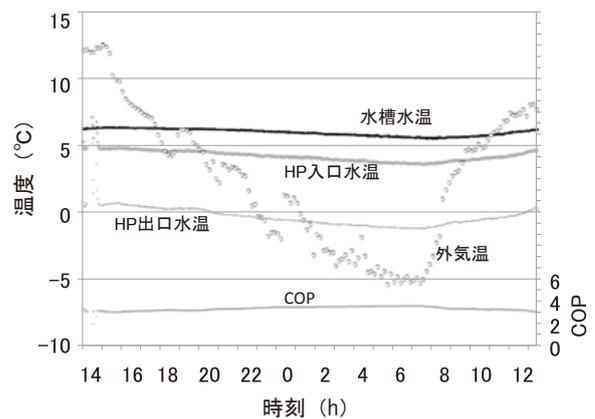


Fig. 5 低水槽実験システムにおける12 kW ヒートポンプ (HP) での暖房運転状況の日変化 (1月30～31日, 2013年)

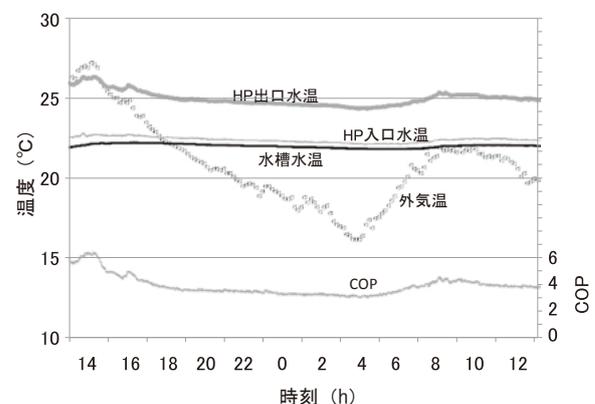


Fig. 6 低水槽実験システムにおける2 kW ヒートポンプ (HP) での冷房運転状況の日変化 (5月24～25日, 2012年)

場合のヒートポンプのCOPは約3~6であった。

12 kW ヒートポンプ使用時の8月13~14日の冷房運転 (Fig. 7) では、外気温が夜間最低24℃、日中最高34℃の暑い日であった。水槽水温は約30℃になっていた。日中10~18時の間、ヒートポンプは連続稼働していたが、夜間は断続的であった。これは、温室が小さく、また冷房負荷も昼間に比べて夜間は小さいため、12 kW ヒートポンプ能力は過大であり、短時間稼働しただけで温室気温が設定気温以下に低下し、ヒートポンプが止まってしまうためである。そのため、Fig. 7でもヒートポンプ出入口水温とCOPが夜間ばらついている。昼間の連続稼働時のヒートポンプ出口水温は37~42℃となり、水槽での排熱後、入口に戻った水温は約33~36℃で、その水温差は約5℃であった。ヒートポンプのCOPは3~4程度であった。

4.2 実験水槽実験システム

8月15日 (Fig. 8a) は6:30から20:00頃まで約12時間冷房運転が稼働した。水槽へ排熱量は27.7 kWh d⁻¹、消費電力は5.96 kWh d⁻¹、COPは3.6であった。水槽水温は30.5℃、熱交換器の周囲は日平均30.6℃であった。1月15日 (Fig. 8b) は終日ヒートポンプによる暖房運転が続き、水槽からの採熱量は35.3 kWh d⁻¹、消費電力は10.3 kWh d⁻¹、COPは4.4であった。実験水槽の水温は6℃であったが、熱交換器の周囲は1日で4.6℃から3.9℃に低下し、循環水温も日平均で3℃であった。

ほぼ通年での運転 (Fig. 10a) では、熱交換器近くの水温は年間を通して最低外気温と最高外気温の間に入っており、熱源としては外気よりも安定していた。データの欠測はあるが、ほぼ通年稼働でき、シート型熱交換器1枚で年間総採熱量は、4645.41 kWh y⁻¹、総排熱量は3419.76 kWh y⁻¹となった。ヒートポンプのCOPは年平均で暖房時4.6 (3.7~6.2)、冷房時3.7 (2.8~4.5) であった。

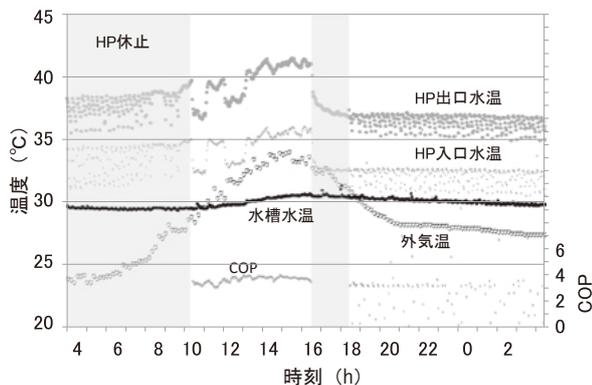
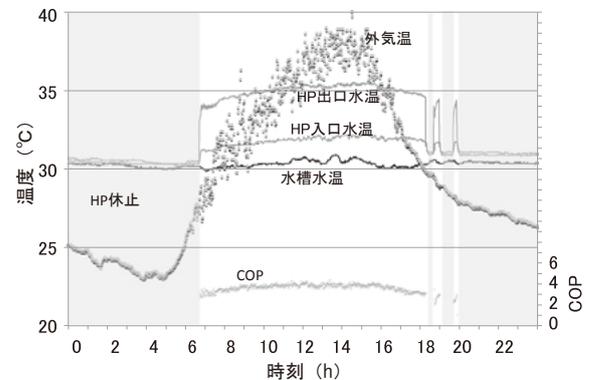


Fig. 7 低水槽実験システムにおける12 kWヒートポンプ (HP)での冷房運転状況の日変化 (8月13~14日, 2012年)

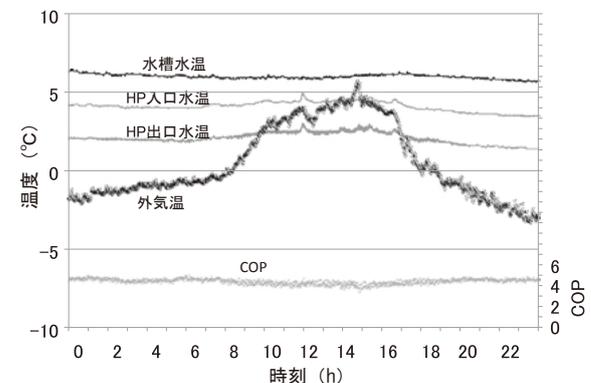
4.3 地中熱実験システム

8月15日の冷房運転 (Fig. 9a) では、9:45~15:45の間はヒートポンプによる冷房運転は行わず、送風のみとした。6:30から20:00頃までの約5.6時間ヒートポンプが稼働した。地中への排熱量は13.3 kWh d⁻¹、消費電力は2.95 kWh d⁻¹、COPは3.5であった。地温は深さ1 mで22.5℃であったが、熱交換器の周囲は日平均37℃と高温になった。一方、1月15日の暖房運転 (Fig. 9b) では、終日ヒートポンプが稼働し、地中からの採熱量は26.7 kWh d⁻¹、消費電力は10.1 kWh d⁻¹、COPは3.6であった。熱交換器周囲の地温は1日で-2.0℃から-2.8℃に低下し、循環水温も日平均で-2.3℃と氷点下であった。

地中熱実験システムでも実験水槽実験システムと同様にほぼ通年の運転 (Fig. 10b) を行なったが、地中は実験水槽と比べて熱交換器周囲の地温の変化が早かった。すなわち、酷暑期 (6~8月)には熱交換器近傍の地温は最高外気温より高く、また、厳寒期 (12~2月)には最低外気温と同程度まで地温が低下した。そのため、夏期の日中は冷房を停止したり、厳寒期には一時的に終日暖房を停止するなど、熱需要に制限を設けるざるを得なかった。その結果、シート型熱交換器2~3枚での年間総採熱量は2285.10 kWh y⁻¹、総排熱量

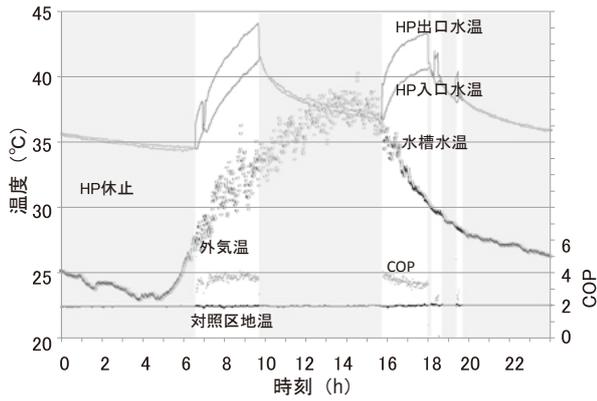


(a) 冷房運転 (8月15日, 2013年)

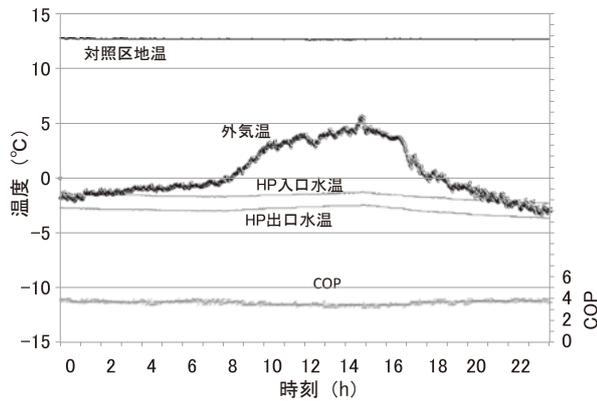


(b) 暖房運転 (1月15日, 2014年)

Fig. 8 実験水槽実験システムにおける2 kWヒートポンプ (HP)での運転状況の日変化



(a) 冷房運転 (8月15日, 2013年)



(b) 暖房運転 (1月15日, 2014年)

Fig. 9 地中熱実験システムにおける2 kWヒートポンプ (HP)での運転状況の日変化

は1949.41 kWh y⁻¹にとどまった。1枚当りに換算すると採熱で914 kWh y⁻¹、排熱で780 kWh y⁻¹と、実験水槽での1枚当たりの採熱量4645 kWh y⁻¹、排熱量で3419 kWh y⁻¹に対してその1/5~1/4の熱交換量であった。ヒートポンプの年平均COPは暖房時4.4 (3.4~5.9)、冷房時3.5 (2.2~4.3)であった。

このような状況下で、4月初め運転を開始しておよそ1年後の熱交換器近傍地温は11~12℃となり、何とか対照区の自然地温とほぼ同程度に戻っていた。なお、3~5月、11月は熱交換器近傍の地温は最低外気温より高く、最高外気温よりは低く保つことができ、外気を熱源とするよりもやや有利になっていたものと思われる。

V 考察

5.1 各システムにおけるヒートポンプCOPの比較

カタログ性能表 (Table 1) と本実験でのCOPを比べると、低水槽実験システムでの2 kWヒートポンプ (EC007) の暖房COPは5.4~6.4と、認定性能COP5.1以上の値が得られた。12 kWヒートポンプ (EC042) の暖房COPは2.7~4.3と、認定値4.2と同程度の性能が発揮できていた時もあったが、ほとんどは認定性能より

低かった。実験水槽実験システムでは、ヒートポンプ (EC007) の年平均COPは暖房で4.6、冷房で3.7であり、暖房冷房ともCOPは性能表の値 (暖房5.1、冷房3.8) より小さかった。性能値は入口水温20℃での値であるが、実験水槽の入口水温はほとんどが10℃以下であったため、実験のCOPが低めになったと考えられる。冷房では、性能値は入口水温30℃での値で、実験水槽での入口水温と大きくは変わらないので、実験でのCOPは性能値にやや近い結果になったと考えられる。

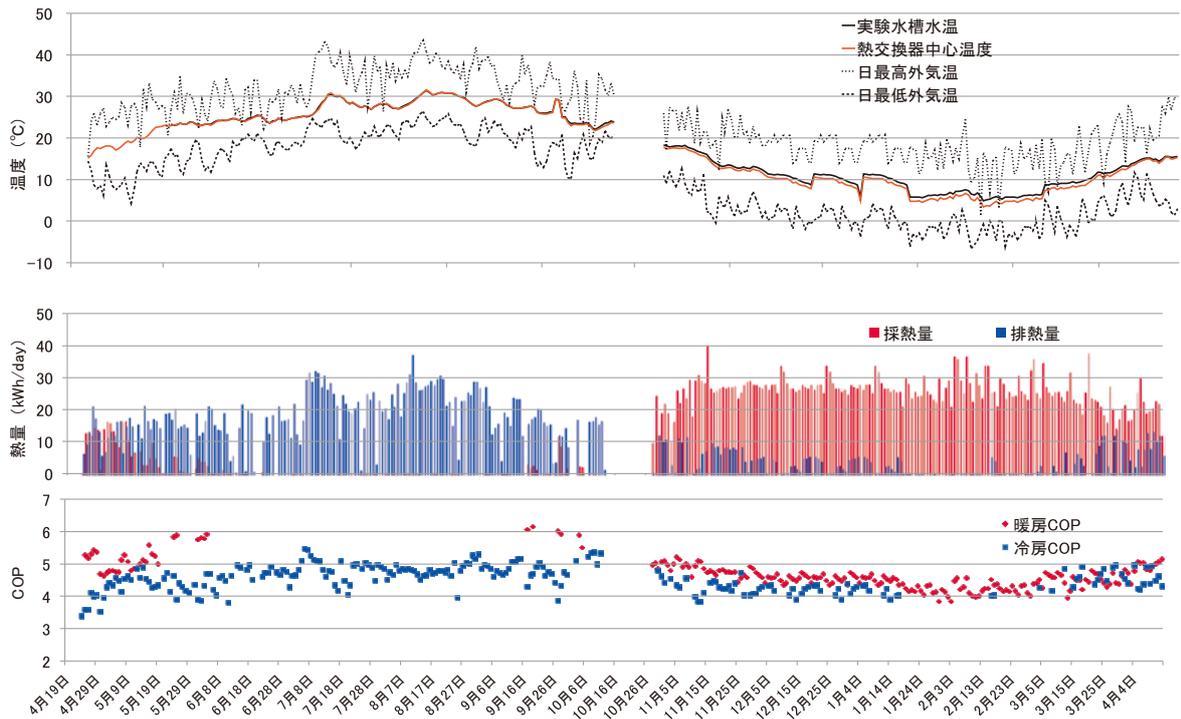
地中熱実験システムの冷房COP (8月15日) は4.5と、性能表値の4.4とほぼ同程度の値であった。暖房COP (1月15日) は3.6で、性能表の3.2よりわずかに大きかった。年平均COPは暖房で4.4、冷房で3.5と、カタログ性能値 (暖房3.2、冷房4.4) と大きく異なる結果となった。冷房での違いは、ヒートポンプ運転時の地温の上昇が大きく、性能値での入口水温条件 (25℃) よりもかなり高かったためと考えられる。また、暖房で性能値よりも高くなったのは、地温が低下した段階で運転休止の期間を設けたため、比較的地温の高い運転期間の数値が反映されたためと思われる。

5.2 水槽における熱交換効率

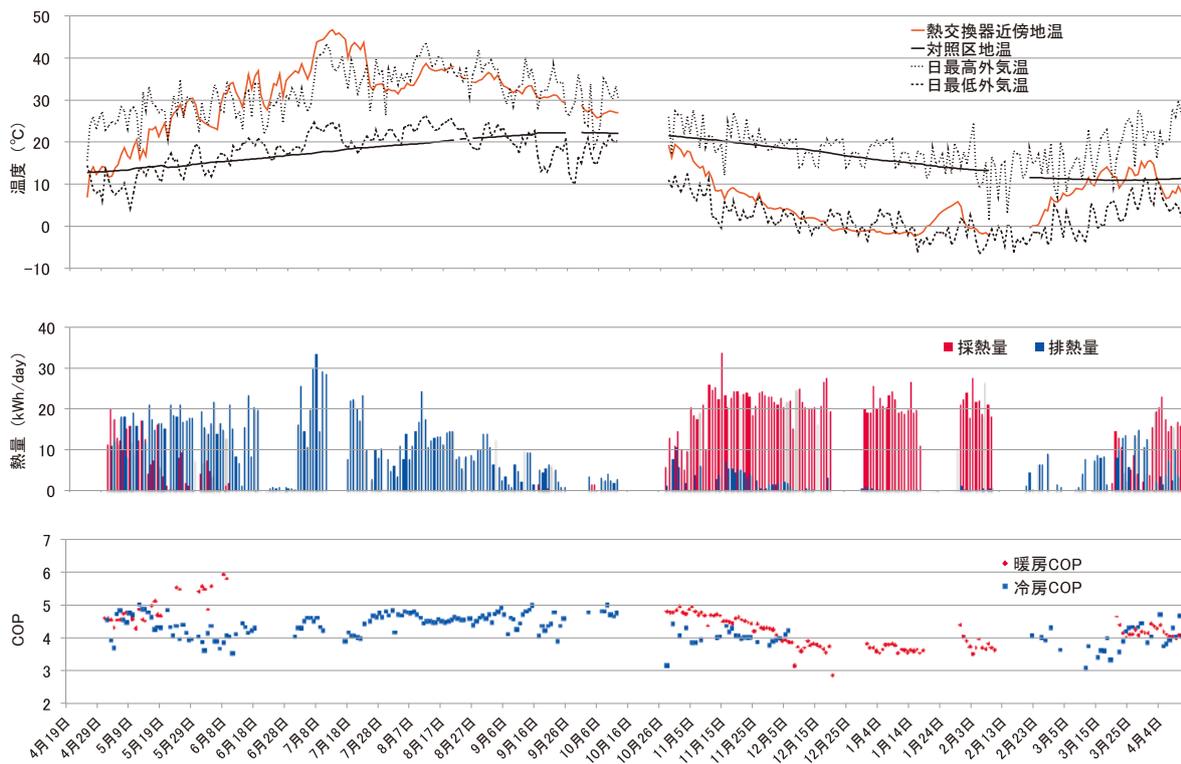
低水槽と水理実験施設間の循環水量 (以降、低水槽送水量と記述) を変えた暖房運転 (ハウス内平均気温16.6~31.6℃) での測定結果 (Table 5) から、2 kWヒートポンプではシート型熱交換器1枚で実験水槽からの採熱量 (= (ヒートポンプ循環水の入口水温 - 出口水温) × 流量) は1.4~1.6 kWだった。12 kWヒートポンプではシート型熱交換器1枚で実験水槽から4.6~6.0 kWの熱を採ることができた。

パイプハウスの冷房運転 (ハウス内平均気温11.1~30.0℃) での測定結果 (Table 6) から、2 kWヒートポンプではシート型熱交換器1枚で低水槽から1.7~2.6 kWの冷熱を採る (すなわち、低水槽へ排熱する) ことができた。12 kWヒートポンプではシート型熱交換器1枚で低水槽から9.6~11.6 kWの冷熱を採ることができた。

低水槽送水量と熱交換器の熱交換率の関係を Fig. 11 に示す。低水槽と水理施設間で水が循環していない場合 (送水量が0 Ls⁻¹) の熱交換率 (= 水槽水温とヒートポンプ循環平均水温の温度差1℃当たりの採熱量) は熱交換器1枚で589~1302 W℃⁻¹であった。これらの熱交換効率は、暖房時の方が冷房時よりもやや小さい傾向が見られた。これは、冷房時は熱交換器から低水槽へ排熱されるため、温度差による熱交換器近傍での熱対流が発生しやすいが、暖房時は熱交換器周辺での採熱により冷塊ができ、対流が生じにくくなっているためと考えられる。送水がある場合の熱交換率は798~2191 W℃⁻¹と、水槽水が循環していない場合よりもやや大きい。ヒートポンプの循環水温と水槽水温の差は Table 5, 6 のデータでは平均3.8℃ (暖房時), 3.0℃ (冷房時) であったこ



(a) 実験水槽実験システム (実験水槽利用)



(b) 地中熱実験システム (浅層地中熱利用)

Fig. 10 暖冷房運転状況の年変化 (2013～2014年)

とから、水温差3℃が確保できるとすると、熱交換器1枚で2.4～6 kWの能力のヒートポンプに対応することができると考えられる。すなわち、2 kWヒートポンプでは熱交換器1枚でも余力があったものと考えられる。

なお、Fig. 12に示す循環水量と熱交換器周囲の流速の関係に照らし合わせると、低水槽の循環水量が100 L s⁻¹で熱交換器周辺流速は0.05 m s⁻¹におおよそ対応すると思われる。Fig. 11によれば、低水槽の循環水量が

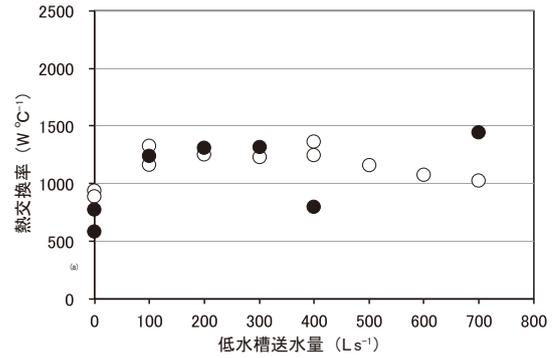
Table 5 暖房運転での測定データ（稼働時平均値）

HP	水槽 水温 (°C)	低水槽 送水量 (Ls ⁻¹)	熱交換 器温度 (°C)	HP循環 水温 (°C)	採熱 (kW)	熱交換器 熱交換率 (W°C ⁻¹)	運転日 (2012 -13年)
EC 007	9.5	0	8.3	7.1	1.4	589	3/8-9
	13.8	0	13.0	11.7	1.6	772	4/8-9
	14.3	100	14.1	13.0	1.6	1241	4/2-3
	13.8	200	13.7	12.6	1.6	1305	4/3-4
	13.6	300	13.6	12.4	1.6	1313	4/4-5
	14.2	400	13.4	12.2	1.6	798	4/5-6
	13.7	700	13.7	12.7	1.5	1448	3/30-31
EC 042	6.9	0	3.3	0.4	4.6	736	2/2-3
	6.4	0	3.3	0.5	4.6	1091	2/1-2
	6.6	200	5.2	2.3	5.6	1295	2/8-9
	6.8	300	6.5	3.8	6.0	2021	2/6-7
	6.0	400	4.9	1.9	5.1	1290	1/30-31
	7.2	500	6.6	3.9	5.4	1585	2/7-8

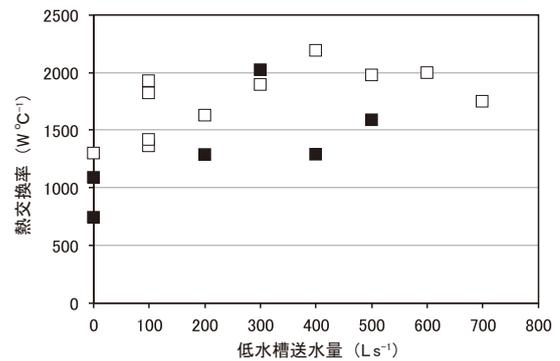
Table 6 冷房運転での測定データ（稼働時平均値）

HP	水槽 水温 (°C)	低水槽 送水量 (Ls ⁻¹)	熱交換 器温度 (°C)	HP循環 水温 (°C)	採熱 (kW)	熱交換器 熱交換率 (W°C ⁻¹)	運転日 (2012 -13年)
EC 007	21.8	0	22.1	23.7	-1.7	891	5/21-22
	22.0	0	22.1	24.1	-2.0	947	5/19-21
	20.6	100	20.7	22.8	-2.6	1174	5/23
	20.6	100	20.7	22.0	-1.8	1326	5/22-23
	21.1	200	21.1	22.7	-2.0	1256	5/23-24
	22.0	300	22.0	23.7	-2.1	1233	5/24-25
	22.9	400	23.0	24.5	-1.9	1252	5/28-29
	20.9	400	21.0	22.7	-2.3	1347	5/8
	20.8	400	20.8	22.3	-2.1	1369	5/9
	23.5	500	23.5	25.2	-2.1	1166	5/29-30
	23.6	600	23.7	25.5	-2.0	1075	5/30-31
23.7	700	23.9	25.7	-2.0	1027	5/31-6/1	
EC 042	30.0	0	31.1	38.0	-10.4	1302	8/10
	28.5	100	30.1	36.5	-11.0	1366	7/26
	29.2	100	30.9	37.0	-11.1	1423	7/27
	27.3	100	27.9	33.3	-11.6	1927	7/11
	30.8	100	31.6	36.9	-11.2	1828	7/30
	29.9	200	30.2	35.3	-9.9	1635	8/14
	29.8	300	29.9	34.9	-9.6	1894	8/15
	30.5	400	30.5	35.0	-9.8	2191	8/13
	30.3	500	30.5	35.4	-10.0	1983	8/16
	31.2	600	31.4	36.2	-9.9	1996	8/20
31.8	700	32.2	37.8	-10.6	1752	8/21	

100 Ls⁻¹以上ある場合の熱交換率は水流が無い場合の1.5倍程度になっている。以上から、熱交換器周辺に0.05 ms⁻¹程度のわずかな流速があれば、水流がない場合にくらべて熱交換効率は1.5倍になると期待される。



(a) 2kWヒートポンプ (EC 007), ●暖房時, ○冷房時



(b) 12kWヒートポンプ (EC 042), ■暖房時, □冷房時

Fig. 11 低水槽の循環水量と熱交換器の熱交換率の関係

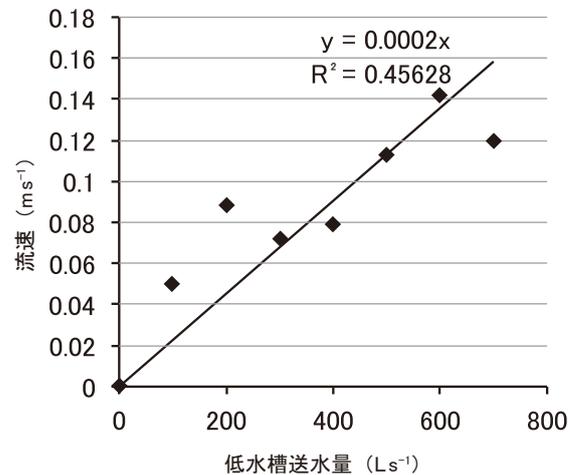


Fig. 12 低水槽の循環水量と熱交換器の周辺流速の関係

5.3 浅層地中における熱交換効率

地中においては、水と違って均質でない土壌との熱交換となるので、正確な熱交換効率を求めるには、空間的にも時間的にも厳密な測定や解析（山本ら，2014）が必要であるが、ここではSaidら（2009）の簡易な指標、 R_{total} にて浅層地中における熱交換効率を評価することとした。 R_{total} は、地中の熱交換器をFig. 13に示すように、縦方向の違いは考えず、熱交換器の埋設されたトレンチ

方向を x 方向とする1次元の形状体に見立てた場合の熱交換器材料や土壌条件等, すべての要素を含めた熱抵抗値である。(具体的な算出式は付録に記載。)

地中熱実験システムで, ヒートポンプが1日 (0:00~24:00) のうち1時間以上暖房運転を行った日 (本測定期間では113日) の平均 R_{total} は $8.4 \sim 287.4 \text{ m K kW}^{-1}$ であった (Fig. 14a)。運転時の循環水温と対照区地温の差 (絶対値) (ΔT) が大きいほど R_{total} も大きくなる傾向となった。

同じく冷房運転で1日 (0:00~24:00) のうち1時間以上ヒートポンプ稼働した日 (本測定期間では161日) の平均 R_{total} は $5.4 \sim 138.0 \text{ m K kW}^{-1}$ であった (Fig. 14b)。暖房と同様, 運転時の循環水温と対照区地温の差が大きいほど熱抵抗もおおよそ比例して大きくなる傾向となった。すなわち, 冷暖房ともに, 熱交換量 $\propto (1/R_{total}) \times \Delta T$ なので, ΔT が大きいほど熱交換量は増えるはずであるが, Fig. 14 に示すように ΔT が大きいほど R_{total} が大きくなるので, 熱交換量はむしろ減少することになると考えられる。

暖房運転で循環水温が 0°C , 熱交換器埋設深さと同じ深さの自然地温が 15°C とすると, 温度差は -15°C なので, R_{total} は3.5になるであろうと推測される。これを用いて付録の式から逆算すると, $\text{COP} = 3$, 循環水量 12.6 L min^{-1} とする暖房定格能力 2.4 kW のヒートポンプの性能を十分発揮させるには, トレンチ長さが約 24 m (シート型熱交換器長さは約 6 m のため, 熱交換器4枚に相当) 必要と推定される。さらに, 自然地温が 15°C ではなく 10°C しかなければ, 必要なトレンチ長さは 37 m に伸びると見積もられる。

VI 結言

本研究では, 水槽あるいは浅層地中を熱源とした水熱源-温冷風供給方式のヒートポンプを小型温室に設置し, 暖冷房空調運転を実施することにより, ヒートポンプの運転性能と水槽および地中との熱交換量のデータを得た。その結果,

(1) 実験水槽実験システムにおいて, 2 kW ヒートポ

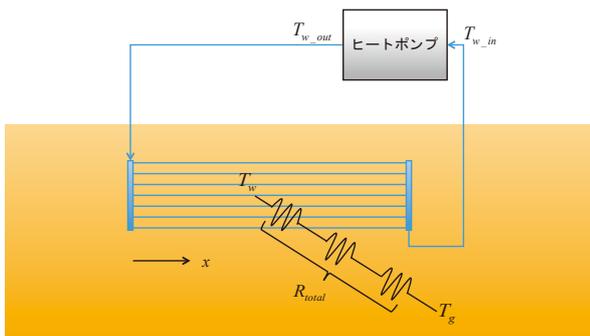


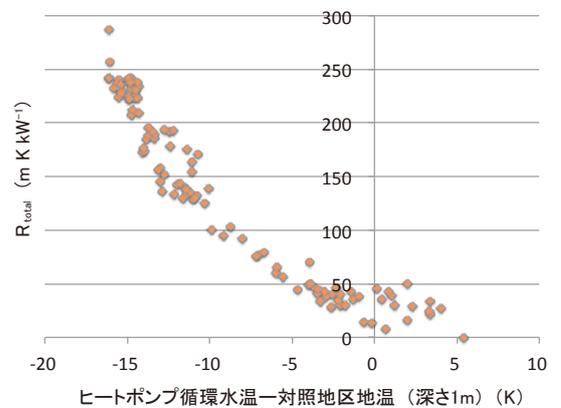
Fig. 13 地中熱交換器の熱抵抗 R_{total} の概念図

ンプでのほぼ通年運転でのCOPは暖房で4.6, 冷房で3.7であり, カタログ性能値 (暖房5.1, 冷房3.8) より小さかった。また, 地中熱実験システムでの年平均COPは暖房で4.4, 冷房で3.5と, カタログ性能値 (暖房3.2, 冷房4.4) と大きく異なった。これらは, 性能値での入口水温条件と実際の水温が異なることが影響したものと考えられた。

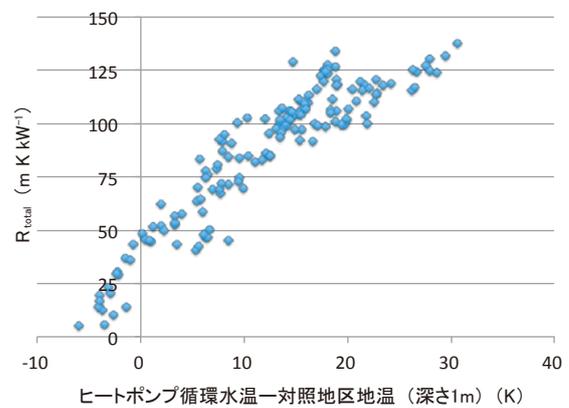
(2) シート型熱交換器1枚の水槽での熱交換効率は $546 \sim 1351 \text{ W}^\circ\text{C}^{-1}$ であり, 本実験データではヒートポンプの循環水と水槽の水温差が平均で 3°C 程度あったので, 熱交換器1枚で $2.4 \sim 6 \text{ kW}$ の能力のヒートポンプに対応することができると考えられる。地中熱実験システムでのシート型熱交換器1枚と地中との熱交換量は実験水槽実験システムでの水槽との熱交換量の $1/5 \sim 1/4$ 程度であった。

(3) 地中熱実験システムでもほぼ通年の運転を行なったが, 酷暑期には熱交換器近傍の地温は最高外気温より高く, また, 厳寒期には最低外気温と同程度まで地温が低下した。そのため, 夏期の日中は冷房を停止したり, 厳寒期には一時的に終日暖房を停止するなど, 熱需要に制限を設けるざるを得なかった。

(4) 熱交換器の浅層地中での総合的な熱抵抗値 R_{total} は, 暖房運転で平均 $8.4 \sim 287.4 \text{ m K kW}^{-1}$, 冷房運転で



(a) 暖房時



(b) 冷房時

Fig. 14 地中熱実験システムにおける熱抵抗値

5.4～138.0 m K kW⁻¹であった。運転時の循環水温と自然地温の差が大きいほどR_{total}も比例して大きくなる傾向となった。このデータから、本試験地で暖房定格能力2.4 kWのヒートポンプの性能を十分発揮させるには、熱交換器4枚が必要と推定された。

以上より、水槽での熱交換効率の方が地中よりも高かったため、水路やため池のような表層水が利用できる場合は浅層地中よりも先に表層水を熱源として検討した方が良いと思われる。

将来、温暖化による酷暑・大寒波の頻発が懸念されている。現時点では、ヒートポンプ、熱交換器ともに高価であるため、表層水および浅層地中を熱源としたヒートポンプシステムを温室暖冷房に導入するのは経営上容易でないが、温暖化の進行度合や燃油のさらなる高騰によっては、有効な温室暖冷房システムとなる可能性が高まると思われる。それに備えるには、今後、低コスト化や利用効率の改善、排熱と採熱がため池や地中熱源に及ぼす影響、安全性等について調べて行く必要がある。

謝辞：本研究は農村工学研究所強化研究費で実施した。低水槽の流速測定にあたっては農村工学研究所の樽屋上席研究員、浪平主任研究員に、低水槽の送水には同農村技術支援チームに、また、システム設置は同資産管理チームの協力を頂いた。実験水槽実験システムと地中熱実験システム構築に支援いただいた農村工学研究所業務推進室はじめ関係各位に感謝の意を表す。

付 録

Fig. 13にて、

T_w ：熱交換器を埋設するトレンチ長さ方向の位置 x における熱交換器内水温 [°C]

T_g ：熱交換器と同じ深さの対照区の自然地温 [°C]

m_w ：循環水の流速 [kg s⁻¹]

c_w ：循環水の比熱 [kJ kg⁻¹K⁻¹]

R_{total} ：熱抵抗 [m K kW⁻¹]

L ：熱交換器埋設トレンチ長さ [m]

T_{w_out} ：ヒートポンプ出口水温 (= 熱交換器入口水温) [°C]

T_{w_in} ：ヒートポンプ入口水温 (= 熱交換器出口水温) [°C]

自然地温で基準化した循環水温を

$$\theta_w = T_w - T_g \text{ [K]}$$

と定義する。

これにより、

$$\theta_{w_out} = T_{w_out} - T_g \text{ [K]}$$

$$\theta_{w_in} = T_{w_in} - T_g \text{ [K]}$$

となる。

また、トレンチ長さ方向の位置は次式で無次元化する。

$$X = \frac{x}{m_w c_w R_{total}} \text{ [-]}$$

これにより、無次元位置 X での基準水温 θ_w は

$$\frac{d\theta_w}{dX} = \theta_w \text{ が成立する。}$$

$$\text{変形して、} \frac{1}{\theta_w} d\theta_w = dX$$

両辺を積分すると、

$$\int \left(\frac{1}{\theta_w} \right) \cdot d\theta_w = \int dX$$

$$\log(\theta_w) = X + C$$

よって、

$$\theta_w = e^{X+C} = e^C \cdot e^X$$

$x = 0$ で $\theta_w = \theta_{w_out}$ をあてはめて解くと、

$$\frac{\theta_w}{\theta_{w_out}} = EXP \left(\frac{-x}{m_w c_w R_{total}} \right)$$

$x = L$ で $\theta_w = \theta_{w_in}$ を代入すれば、

$$L = (m_w c_w R_{total}) \ln \left(\frac{\theta_{w_in}}{\theta_{w_out}} \right)$$

以上より、 L が既知なら R_{total} を、 R_{total} が既知なら L を、測定データから求めることができる。

引用文献

- 地中熱利用促進協会 (2013)：地中熱利用促進協会、ニュースレター、No.197, 4p.
- 古野伸典 (2014)：地下水熱を利用できる施設園芸用ヒートポンプシステムの開発と評価、施設と園芸、No.164, 58-61.
- 農業・食品産業技術総合研究機構生物系特定産業技術研究支援センター農業機械化研究所 (2010)：平成22年度試験研究成績22-1 農業機械における省エネルギー化と温室効果ガス抑制に関する研究成果と研究方向, 19p.
- 佐藤展之, 守谷栄樹, 安井清登, 野々下知泰 (2013)：空気熱源式ヒートポンプと燃焼式温風暖房機とのハイブリッド運転によるバラ栽培の暖房費削減効果, 植物環境工学, 25(1), 19-28.
- S.A. M. Said, M.A. Habib, E.M.A. Mokheimer, N. Al-Shayea and M. Sharqawi (2009): Horizontal Ground Heat Exchanger Design for Ground-Coupled Heat Pumps, *Ecologic vehicles renewable energies* 23009, 8p.
- 山本和哉, 長野克則, 中村真人 (2012)：地中熱ヒートポンプを用いた加温・冷却システムの農業用ハウスへの適用, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, 589-592.
- 山本和哉, 長野克則, 中村真人, 岡本 淳, 生方雅男 (2014)：地中熱ヒートポンプを用いた加温・冷却システムの農業用ハウスへの適用 (第3報) 数値解析による最適設計手法の検討, 空気調和・衛生工学会北海道支部 第48回学術講演会, 4p.

Greenhouse Heating and Cooling Tests with the Geothermal Heat Pump Systems using the Shallow Surface Waters and the Shallow Underground

OKUSHIMA Limi*, ISHII Masahisa*, MORIYAMA Hideki*, IWATA Yukiyoishi**,
GOTO Masahiro***, SASE Sadanori****, TATENNO Masayuki*****, TAKASUGI Shinji*****

*Controlled Environment Agriculture, Agricultural Environment Engineering Research Division

**Farmland Soil and Water Management, Agricultural Environment Engineering Research Division

***Renewable Energy Systems, Renewable Resources Engineering Research Division

****College of Bioresource Sciences, Nihon University

*****GeoSystems co.

Abstract

The water - air heat pumps with the heat sources of the shallow water pond and the shallow underground were heating and cooling the small greenhouses. The experimental data of the heat pumps and the heat sources were collected. The COP (Coefficient of Performance) of the 2 kW heat pump with the shallow pond heat source was 4.6 at heating mode and 3.7 at cooling mode. The COP with the shallow underground was 4.4 at heating and 3.5 at cooling. The heat exchange efficiency of the one sheet type heat exchanger in the pond showed from 589 to 1302 W °C⁻¹ depending on the presence or absence of the water flow around the heat exchanger in the pond. It was considered that the heat exchanger could supply 2.4 to 6.0 kW to the heat pump when the temperature difference between the heat pump circulating water and the pond water was 3 °C, which was the averaged value during this test periods. The heat exchange efficiency of the sheet type heat exchanger under the ground was one fifth to one fourth folds of efficiency in the pond. The total heat resistance between the heat exchanger and the underground soil was 8.4 to 287.4 m K kW⁻¹ at heating and 5.4 to 138.0 m K kW⁻¹ at cooling, and those heat resistance proportionally increased as the larger temperature difference between the circulating water and the natural soil temperature.

Key words: *pond water, geothermal source, heat exchanger*