



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	地中熱ヒートポンプシステムにおける搬送動力削減によるトータルシステム高効率化に関する研究
Author(s)	中村, 靖
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	甲第11900号
Issue Date	2015-03-25
DOI	https://doi.org/10.14943/doctoral.k11900
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/60951
Type	doctoral thesis
File Information	Yasushi_Nakamura.pdf



平成 26 年度博士論文

地中熱ヒートポンプシステムにおける
搬送動力削減によるトータルシステム
高効率化に関する研究

STUDY ON TOTAL EFFICIENCY IMPROVEMENT OF
GROUND SOURCE HEAT PUMP SYSTEM BY ELECTRIC
POWER REDUCTION OF CIRCULATION PUMPS

指導教官 長野 克則 教授

2015 年 2 月 18 日

北海道大学大学院工学院

空間性能システム専攻

環境システム工学研究室

中村 靖

Yasushi NAKAMURA

目 次

第 1 章. 序論

1.1 序論.....	1
1.2 地中熱ヒートポンプシステムの概要と本研究の目的.....	3
1.2.1 地中熱利用システムの分類.....	3
1.2.2 地中熱ヒートポンプシステムの基本構成.....	8
1.2.3 地中熱ヒートポンプシステムの特徴.....	10
1.2.4 地中熱ヒートポンプシステムの現状と課題.....	13
1.2.5 本研究の目的.....	14
1.3 本研究の流れ.....	17
第 1 章の参考文献.....	18

第 2 章. 従来の研究と本研究の位置付け

2.1 地中熱利用システムに関する従来の研究	19
2.2 北海道大学における地中熱利用システムに関する研究.....	20
2.3 地中熱ヒートポンプのシステム高効率化に関する最近の研究動向.....	22
2.4 個別方式ヒートポンプビルマルチエアコンに関する従来の研究.....	25
2.5 熱源水の変流量制御に関する従来の研究	26
2.6 本研究の位置付け	26
第 2 章の参考文献.....	27

第 3 章. システムのトータル性能向上のための少水量対応 地中熱ヒートポンプビルマルチエアコンの開発

3.1 はじめに	32
3.2 LF-GSHP ビルマルチシステムの開発概要.....	33
3.2.1 GSHP システムの課題と LF-GSHP ビルマルチシステムの開発概要.....	33
3.2.2 LF-GSHP ビルマルチ熱源機の課題と開発目標.....	34
3.3 LF-GSHP ビルマルチ熱源機の工場試験.....	36
3.3.1 性能評価試験.....	36
3.3.2 運転限界試験.....	42
3.4 LF-GSHP ビルマルチシステムフィールド試験.....	44
3.4.1 フィールド試験装置.....	44

3.4.2 測定項目	48
3.5 フィールド試験結果および考察	49
3.5.1 冷房時におけるヒートポンプの性能検証	49
3.5.2 暖房時安定運転試験におけるヒートポンプの性能検証	59
3.6 変流量制御最適化の考え方	61
3.7 変流量制御の導入によるシステム性能の実証	65
3.7.1 冷房運転における負荷追従性確認	65
3.7.2 冷房運転における期間性能評価	66
3.7.3 冷房運転におけるシステム性能評価	70
3.7.4 暖房運転における負荷追従性確認	71
3.7.5 暖房運転における期間性能評価	73
3.7.6 暖房運転におけるシステム性能評価	75
3.8 不凍液使用時のシステム性能評価	76
3.8.1 試験概要	76
3.8.2 暖房運転におけるシステム性能評価	76
3.9 第3章のまとめ	78
第3章の参考文献	80

第4章. システムの少水量化時における地中熱交換器 の採放熱性能検証のフィールド試験

4.1 はじめに	82
4.2 少水量対応地中熱交換器のフィールド試験	83
4.2.1 少水量対応地中熱交換器のフィールド試験概要	83
4.2.2 採放熱試験の試験方法	87
4.2.3 大口径鋼管杭を用いた熱応答試験の試験方法	88
4.2.4 地中熱交換器採放熱性能の定量評価手法	89
4.2.5 フィールド試験結果および考察	93
4.3 地中熱交換器の施工標準化	114
4.4 第4章のまとめ	122
第4章の参考文献	123

第5章. 少水量対応地中熱ヒートポンプシステム の導入と性能検証

5.1 はじめに	125
5.2 導入対象建物および地中熱ヒートポンプシステム概要	125
5.2.1 導入対象建物概要	125
5.2.2 地中熱ヒートポンプシステム概要	127

5.3	熱応答試験概要と結果.....	129
5.4	地中熱ヒートポンプシステムの性能検証と運用改善.....	131
5.4.1	冷房期間、暖房期間代表日の性能評価	131
5.4.2	地中熱ヒートポンプシステムの冷暖房出力の検証	135
5.4.3	ヒートポンプ一次側入口温度変化と地中温度変化	137
5.4.4	少水量制御の導入効果	139
5.4.5	冷房期間、暖房期間全体の性能評価	141
5.4.6	地中熱ヒートポンプシステムの導入 による省エネルギー効果	142
5.5	第5章のまとめ.....	143
 第6章. 総括		
6.1	各章のまとめ.....	144
6.2	本論文の総括.....	148
謝辞		151

第 1 章

序 論

1.1 序論

地中熱ヒートポンプ（Ground Source Heat Pump：以下 GSHP とする）システムは高効率な暖冷房運転が可能な熱源システムとして、省エネルギーに有効な手段の一つとして考えられている。そこで、GSHP システムについて研究するにあたって、現在、我が国が抱えるエネルギー問題について確認する。

我が国では現状、ほとんどのエネルギー源を海外からの輸入に頼っているため、自律的に資源を確保することが難しいという根本的な脆弱性を有しており、こうした脆弱性は、エネルギー消費の抑制のみで解決されるものではないことから、中核的エネルギー源である石油の代替を進め、リスクを分散するとともに、国産エネルギー源を確保すべく努力を重ねてきた結果、2010 年の原子力を含むエネルギー自給率は 19.9%にまで改善されていた¹⁾。

しかしながら、2011 年 3 月に起きた東日本大震災とそれによる巨大津波は、被災地域に甚大な損害をもたらすとともに、東京電力福島第一原子力発電所の深刻な事故を引き起こした。原子力発電所が停止した結果、2012 年時点におけるエネルギー自給率は、6.0%まで落ち込んでいる。原子力を代替するために石油、天然ガスの海外からの輸入が拡大することとなり、電源として化石燃料に依存する割合は震災前の 6 割から 9 割に急増した。その結果、高騰する燃料価格により電力料金は上昇し、全国で標準世帯のモデル料金が 2 割程度上昇するに至っている¹⁾。

化石燃料依存の増大は、コスト面だけでなく、地球温暖化問題への対応についても困難をもたらしている。現在、エネルギー起源の温室効果ガスの排出は、発電部門において、大幅に増加している。2010 年度の二酸化炭素排出量と比べて、2012 年度の一般電気事業者以外の排出量が 29 百万トン減少しているにも関わらず、一般電気事業者の排出量が 112 百万トン増加した結果、全体として二酸化炭素排出量は 83 百万トンの大幅な増加となった¹⁾。

二酸化炭素排出量については、京都議定書で定められた 6%削減約束の達成に取り組んできたが、その達成状況については環境省による「京都議定書目標達成計画の進捗状況」に取りまとめられている²⁾。これによると、総排出量に森林等吸収源及び京都メカニズムクレジットを加味すると、京都議定書第一約束期間中の 5 カ年平均で基準年比-8.4%となり、上記目標を達成していることと

なっている。しかしながら、森林等吸収源及び京都メカニズムクレジットを除いた5カ年平均の総排出量は、原子力発電所が停止したことによる火力発電所の増加もあり、12億7,800万トンとなり、基準年度比で1.4%の増加となっている。これを部門別に見ると、金融危機の影響による製造業の生産量の減少等とも相まって産業部門の排出量は減少した。運輸部門については、交通需要の増大等により排出量が増加したが、2000年以降は輸送効率の改善等により排出量が減少傾向にある。一方、業務部門や家庭部門からなる民生部門では、エネルギー消費量が大きく増加したことに加え、東京電力福島第一原子力発電所事故に起因する原子力発電所の長期停止に伴う電力排出係数の悪化により、排出量が増加している。また、2012年度実績の確定値において、家庭部門が基準値の1.60倍、業務部門が基準値の1.66倍にもなっており、実質的な二酸化炭素排出量削減のためにはこれら民生部門における排出量削減が急務と言える。

以上のようなエネルギー情勢を踏まえ平成26年4月に、経済産業省より第四次エネルギー基本計画が出された。ここではエネルギー政策の推進に当たって、原子力発電所が停止した結果、エネルギー自給率が6.0%まで落ち込んでいる現状を踏まえ、生産のみならず、調達から流通、消費までのエネルギーのサプライチェーン全体を俯瞰し、基本的な視点を明確にして中長期に取り組んでいくことが重要であるとし、エネルギー政策の要諦は、安全性（Safety）を前提とした上で、エネルギーの安定供給（Energy Security）を第一とし、経済効率性の向上（Economic Efficiency）による低コストでのエネルギー供給を実現し、同時に、環境への適合（Environment）を図るため、最大限の取組を行うことであるとしている¹⁾。

二次エネルギー構造のあり方として、新たなエネルギー需給構造をより安定的で効率的なものとしていくためには、特に省エネルギーを最大限に進めるために、発電だけではなく、最終需要家がエネルギーを利用する形態である二次エネルギーについて、電気や熱への転換を如何に効率的に行い、如何に無駄なく利用するかということについて踏み込んだ検討を行い、具体化に向けた取り組みを進める必要があるとしている。その中で、我が国の最終エネルギー消費の現状においては、熱利用を中心とした非電力での用途が過半数を占めており、エネルギー利用効率を高めるためには、熱をより効率的に利用することが重要であり、そのための取り組みを強化することが必要とされている。そのためには、再生可能エネルギー熱をより効果的に活用していくことも、エネルギー需給構造をより効率化する上で効果的な取組とされ、長期的、総合的かつ計画的

に講ずべき施策の一つである再生可能エネルギー熱の導入加速において、太陽熱、地中熱、雪氷熱、温泉熱、海水熱、河川熱、下水熱等の再生可能エネルギー熱の導入拡大への取り組みがあげられ、具体的に地中熱についてもふれられている¹⁾。

以上の我が国におけるエネルギー情勢を鑑みて、GSHP システムの研究意義について考えてみる。

まず、実質的な二酸化炭素排出量削減のためには民生部門における排出量削減が急務であるが、民生部門におけるエネルギー消費用途の内訳は、家庭部門、業務部門ともに空調用が3割程度を占める。さらに給湯用もこれに近い比率を占め、民生部門のエネルギー消費量の過半を空調用と給湯用が占めることがわかる。GSHP システムは高効率に加熱・冷却のできるシステムであり、現在使用されている事例のほとんどが暖冷房用途であるが、一部の温水プールや老人福祉施設への導入事例において給湯用途にも使われおり、地域を問わず化石燃料焚きの給湯機からの代替えはもちろん、冷房負荷の過大な温暖地において、地盤への採放熱バランスをとるためにもこれからの適用拡大が見込まれる。よって、GSHP システムは民生分野における二酸化炭素排出量削減における有効なシステムとして期待できる。

高効率な GSHP システムの普及阻害要因の主たるものとして、掘削を伴う地中熱交換器設置をはじめとする導入コストが高いことがあげられる。これについては、政策的に二次エネルギーたる消費サイドの熱利用についても取り組みが強化されており、再生可能エネルギー熱の導入加速のため、導入加速化に資する補助や、コスト面でもバランスのとれた分散型エネルギーとして、コスト低減に資する研究開発に対する補助についての政策が多数なされている。これは高効率な GSHP システムを含む再生可能エネルギー熱に対する期待の表れであり、かつこれらの政策により普及阻害要因が取り除かれれば、GSHP システムは省エネルギー、二酸化炭素排出量削減における有効なシステムとしてさらに期待できる。

1.2 地中熱ヒートポンプシステムの概要と本研究の目的

1.2.1 地中熱利用システムの分類³⁾

「地中熱」とは、おおよそ地下 200m より浅い地盤に賦存する温度が数 10°C

以下の低温の熱エネルギーと定義されている。その大部分は地表面からの太陽エネルギーを起源としており、地殻深部のマグマからの熱流を起源とし、発電に利用する「地熱」とは異なるものとして考えられる。一般に、深さ 10 m より深い地点の温度は外界の気温変動に依らず年間を通じてほぼ一定である。このときの地温を不易層温度と呼び、一般にはその地域の年平均気温よりも 1~2 °C 前後高い。図 1-1 に示すように、札幌地域の場合、年平均気温 8°C に対し、地下 8 m 以深では変動はほとんどなく約 10°C となっていることがわかる。⁴⁾

地中熱利用システム (Ground Thermal Energy System ; 以下 GTES) は図 1-2 に示すように次の 2 つに分類される。1 つは、地盤や地下水が保有するエンタルピーを熱源、または排熱吸収源として利用するものである。これにはヒートポンプ等を使用せずに直接利用するものと、ヒートポンプや冷凍機を使用して利用する方法があるが、ヒートポンプを使用する方が一般的であり、これを地中熱ヒートポンプ (GSHP) システムと呼んでいる。さらに、図 1-3 にあるように、GSHP システムは密閉 (Closed) 型と開放 (Open) 型の二つに分けられる。密閉型は地中に垂直、斜め、または水平に間接的に地盤と採放熱するための地中熱交換器 (Ground Heat Exchanger; GHEX) を埋設するもので、地中結合型ヒートポンプシステム (Ground Coupled Heat Pump System; GCHP) と呼ばれている。一方、開放型は、地下水や湖沼の水を直接、地上のヒートポンプの熱源として汲み上げて利用するものを指し、地下水利用型ヒートポンプシステム (Ground Water Heat Pump; GWHP) と呼ばれている。この場合、必ず還元用の井戸や配管を持つことが多い。オープンシステムは地下水や水量が豊富なところ、地下水汲み上げ規制がないところでは初期投資に対する熱利用量が大きくとれるため非常に有利であるが、その反面、還元井戸の目詰まりや、熱交換器や配管のスケール、腐食の問題を抱えている。また、メンテナンスが必要となるため大規模システムに向いている。世界的に見ると、小~中規模のシステムにおいては、主に垂直型の地中熱交換器を用いた方式が普及率の伸びが大きい。さらにこれらのシステムは熱搬送する熱媒体の違いにより、水 (不凍液) 方式と冷媒搬送する直膨方式に分類される⁵⁾。クローズド型は基本的には採熱側、二次側とも水方式と直膨方式の採用が可能である。水方式はヒートポンプと地中熱交換器 (二次側の場合、室内側空調機) との間を水配管で接続し、地中 (二次側の場合、室内) からの熱を循環する水もしくはブラインで搬送するものである。ヒートポンプにおける冷凍サイクルは冷媒ガスの相変化によるものであるが、この冷凍サイクルで生み出した熱を熱交換器で水 (不凍液) に熱交換し

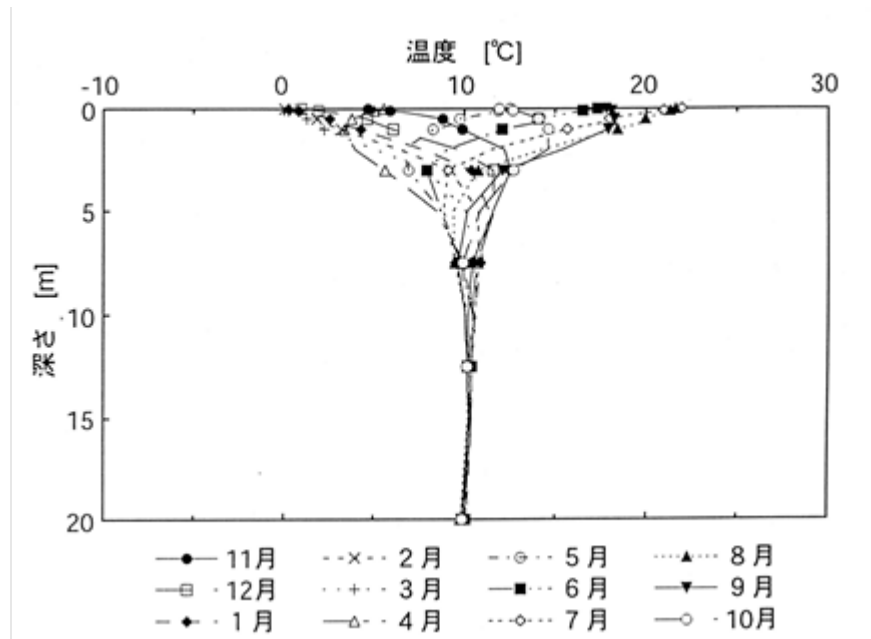


図 1-1 札幌市（中央区）の地中温度実測値⁴⁾

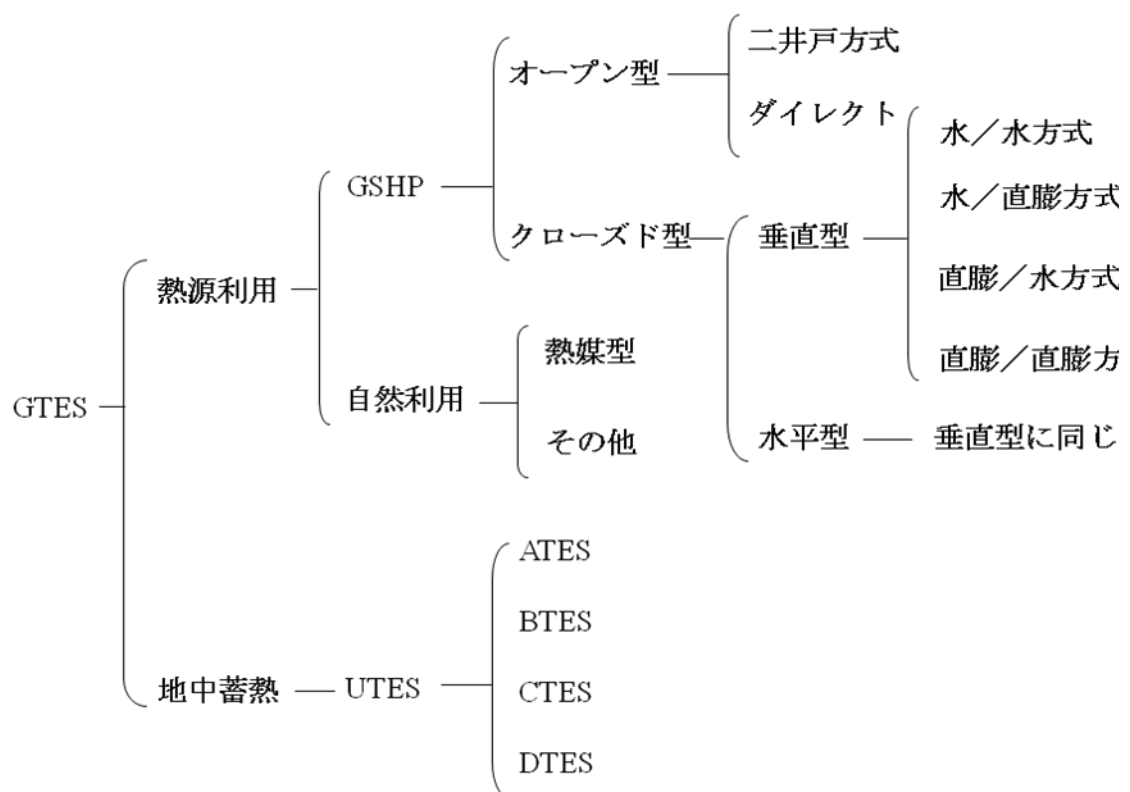


図 1-2 地中熱利用システムの分類

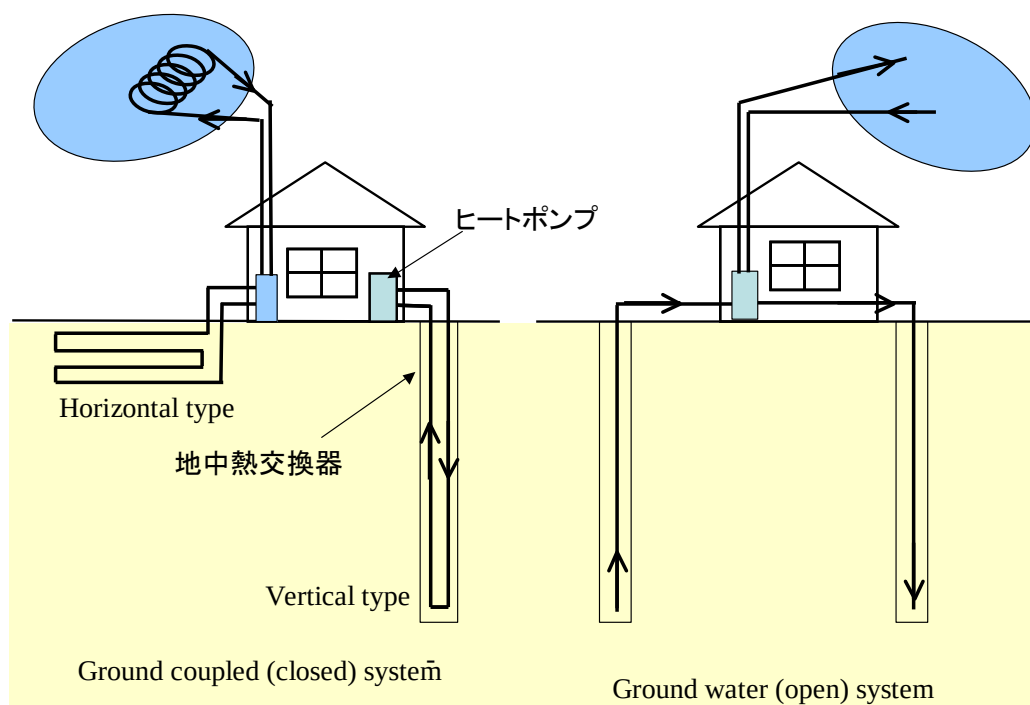


図 1-3 地中熱ヒートポンプシステム (GSHP) の分類

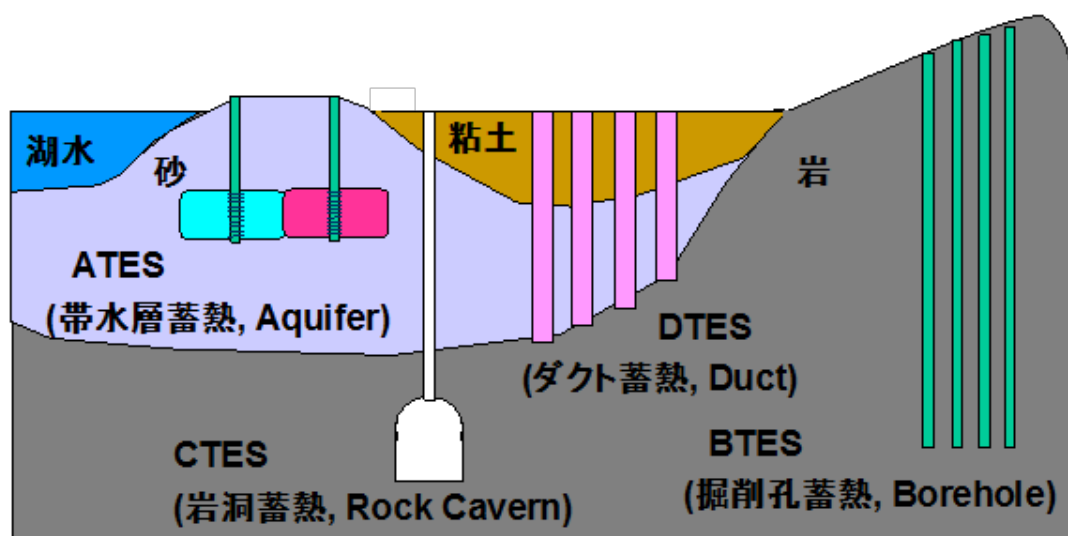


図 1-4 地下蓄熱 (UTES) の分類

て熱を伝えるため、間膨方式ともいう。直膨方式は、地中熱交換器(二次側の場合、室内側空調機)との間を冷媒配管で接続し、地中(二次側の場合、室内)からの熱を循環する冷媒で搬送するものである。冷凍サイクルで相変化する冷媒にて直接熱交換を行う方式であるため直膨方式という。この場合循環ポンプの搬送動力が不要となる(搬送動力は圧縮機消費電力の中に熱源動力とともに含まれる)ため、システム全体の運転効率は向上が期待できる。しかしながら、直膨方式の GSHP システムについては、地中熱対応のヒートポンプユニットの機種がまだあまり多くはないため、導入事例もまだ水(不凍液)方式ほど多くはない。地中熱交換器側直膨方式の GSHP システムについてはオーストリアで採用事例が多い。オープン型の場合、採熱側は水を直接利用するため、二次側の分類のみとなる。

2つ目は、地盤を蓄熱体として利用するシステムである。これを地下蓄熱(Underground Thermal Energy Storage; UTES)と呼ぶ。地下蓄熱には図 1-4 にあるように大きく分けて、帯水層蓄熱;(Aquifer Thermal Energy Storage; ATES)、掘削孔(ボアホール)蓄熱;(Borehole Thermal Energy Storage; BTES)、岩洞蓄熱(Rock Cavern Thermal Energy Storage; CTES)、埋設した地下ダクトを用いるダクト蓄熱(Duct Thermal Energy Storage; DTES)の4種類がある。地下蓄熱は二度にわたる石油危機後、欧州諸国が夏季の太陽熱や排熱を蓄えておき、それを直接、またはヒートポンプを用いて暖房に利用しようというところにルーツがあるが、近年では帯水層を用いた大規模な冷蓄熱が地域冷房に用いられるなど、冷熱貯蔵に新たな価値が見出されている。

大規模システムになるほど地中熱ヒートポンプシステムと地下蓄熱の区別は難しくなる。例えば、多数の垂直型地中熱交換器を格子状に埋設して暖冷房に使用する大規模なヒートポンプシステムにおいて地下水流動のあまりない場合には、採放熱の地中熱交換器間の相互干渉により周辺地盤の温度上昇・下降が見られ、もはや熱源としての利用だけに限るのは難しく、永続的な利用のためには夏・冬のサイクルで放熱・採熱のバランスを保ちながら運転しなければならない。大規模な格子状の地中熱交換器を持つシステムや基礎杭方式において、このような場合は、地盤を熱源としてヒートポンプを運転するものの、実質的には地盤を蓄熱体として利用しているに等しく、BTES に分類されても良いと考えられる。

本論文では、地中熱ヒートポンプシステム(GSHP)の中でも、地中結合型ヒートポンプシステム(GCHP)を中心として取り扱うものとする。

1.2.2 地中熱ヒートポンプシステムの基本構成³⁾

GSHP システムは大きく分けて、図 1-5 にあるように、一次側システム（地中熱側）、熱源機器システム（ヒートポンプと周辺機器）、二次側システム（室内側暖冷暖房・給湯機器、融雪設備など）の 3 つの部位から構成される。まずは、ヒートポンプの特性として熱源温度と利用温度の温度差が小さいほど高効率を得られるので、建物を含めて、上記の 3 部位すべてが、ヒートポンプのメリットを最大限に発揮できるように低温度差利用に配慮した計画、仕様とすることが重要である。

（１）一次側システム（地中熱交換器）

現在、わが国で多く用いられているのはボアホール方式と基礎杭方式である。前者では直径 125 mm~137 mm 程度、深さ数十~百 m 程度の掘削孔（ボアホール）に同軸パイプや U 字状のチューブを挿入して熱交換器とするのが一般的である。現在、最も多く用いられている方式ではあるが、地中熱交換器設置に掘削を伴うことから高コストとなり、地中熱利用の普及を阻害する大きな要因となっている。一方、後者は場所打ちコンクリート杭のように建物の基礎杭打設時にチューブを同伴して構築したり、鋼管杭や既製コンクリート杭（PHC 杭）打設後にその中空部にチューブを挿入して水やコンクリート等を充填して構築する基礎杭そのものを地中熱交換器とする方法である。前者とは異なり設置に掘削を伴わないため比較的安価に構築できる。欧州では、これをエネルギーパイル（Energy Pile）方式と呼んでおり、既にチューリッヒ国際空港ターミナルビルをはじめとする数百件の実績があり、近年採用例は非常に増加している。

わが国においても、特に都市部においては地質および耐震面から欧州に比べて同一建物でもより大きな基礎を持つ場合が多いことから、低層で規模の大きな建物、例えば欧州同様、空港ターミナルビルなどには好適であるといえる。

ここで地中に埋設された熱交換器と地中内の間の熱移動を考える。地中の熱移動の主たる形態は、地盤内の熱伝導によるものであり、例えば川の流れに熱交換器を設置する場合（熱対流による熱交換）に比べて熱の移動速度（熱フラックス）は小さい。そのため、想像以上に規模の大きな熱交換器規模が必要となる。地中熱交換器の採熱／放熱量は地盤の平均的な有効熱伝導率と自然地中温度差と熱媒温度との温度差の積で規定される。したがって、岩盤のように高い有効熱伝導率をもつ地質の場合、より小さな温度差、またはより短い地中熱

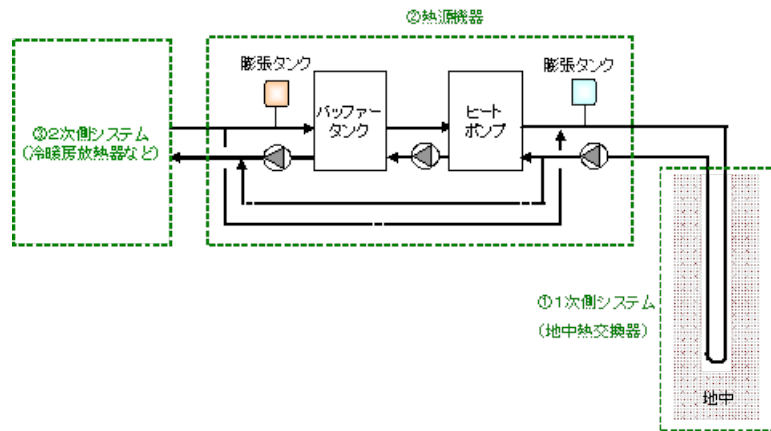


図 1-5 地中熱ヒートポンプシステムの基本構成の一例
(ボアホール方式、水-水方式、ON/OFF ヒートポンプ)

交換器で同量の採熱／放熱量を得られるので有利である。一般に欧州では岩盤が発達しており、土壌の密度も大きいため有効熱伝導率大きい。一方、ローム層や火山灰質土の場合、有効熱伝導率は岩盤に比べて小さいため、それに応じた地中熱交換器の長さが必要となる。扇状地において砂礫層や砂層が発達している場合には、地下水流れ（移流）が期待できる。移流による見かけ上の有効熱伝導率上昇の効果は非常に大きく、その効果は年が経過するほど大きなものとなる。年間数十mの地下水流れがある場合でも、温度が安定した上流からの地下水が地中熱交換器の周囲の温度変化した地盤の地下水を置き換えてしまうことを想像すると、その効果が大きいことを理解することはたやすい。

(2) 熱源機器（ヒートポンプと周辺機器）

ヒートポンプは水を汲み上げるポンプ同様に、外部から少しの高質なエネルギー（電力や高温の熱エネルギー）を投入して、低温の熱を汲み上げ、昇温して放熱するものである。その大きな特徴は、投入エネルギーの何倍もの放熱量が得られる点にある。低温熱源として海水や河川水、地盤の熱や地下水、温泉水、太陽集熱器で得られた熱、そして空気などが利用できるが、温度の恒常性と存在の普遍性、蓄熱効果による排熱の自己利用などに地中の熱利用の長所がある。

ヒートポンプの熱効率（取り出しエネルギー／投入エネルギー）は、理論的にはカルノーサイクルの熱効率と同様に、熱源の温度（冷媒の蒸発温度）と放

熱温度（冷媒の凝縮温度）によって決まる。したがって、利用においては、できるだけ高い温度の熱源を用いるのと同時に、利用温度ができるだけ低いシステムを計画することが重要である。

地中熱利用に用いるヒートポンプユニットとしては前項でも述べたように、一次側、二次側共に、水（不凍液）循環方式と直膨方式があるが、本論文では主に、水／直膨方式を中心に取り扱う。水／直膨方式の場合には、一次側に循環ポンプと膨張タンクが必要である。

（３）二次側システム（冷暖房、給湯、融雪設備など）

高い効率を望むためには、まずは、建物側の基本的な熱性能を高めて熱負荷を小さくすることが、単に熱損失を抑えるためだけではなくヒートポンプの高効率な運転を実現させ、結果、温熱快適性を高めるために非常に重要である。

1.2.3 地中熱ヒートポンプシステムの特徴³⁾

GSHP システムは高効率な暖冷房システムであるが、高効率が得られる最大の要因は熱源の温度レベルにある。図 1-6 に東京の地中温度と外気の最高温度と最低温度の変化を示しているが、外気最高温度は夏期に 30°C 以上、外気最低温度は冬期に 5°C 以下となるのに比べ、不易層（深さ約 10m）以深であれば地中温度は 16°C 程度で年間を通じて安定している。それゆえ、GSHP システムは夏期には低温の、冬期には高温の熱源を利用できるためヒートポンプの性能が向上する。

図 1-7 は地中熱ヒートポンプすなわち水熱源ヒートポンプと空気熱源ヒートポンプの性能の一例であるが、このように一般に同じ熱源温度では水熱源ヒートポンプの方が空気熱源ヒートポンプよりも高い性能を示している。また、寒冷地においては空気熱源の場合、除霜（デフロスト）運転による性能低下があるが地中熱の場合はない。これらによる高効率化も期待できる。

さらに、格子状埋設のボアホールシステムでは大きな熱容量で夏期の冷房排熱を冬季の暖房に、暖房採熱時の冷熱を夏期にと、季節間の蓄熱効果による効率増大が期待できる。また、地下水流れがあれば、熱源としてより大きな採放熱量を期待できる。

以上のように、GSHP システムは高効率な運転が期待できるシステムであるが、それ以外にも以下のような長所がある。

地中熱利用の最大の特徴は、どこでも、誰でも、いつでも利用できるユビキ

タス性である。基本的に、地面を有していればどこでも利用可能である。ただし、地下水位以下（または、岩盤）での利用が原則であり、ボアホールとボアホールの間隔は4 m以上確保するのが望ましい。

他の熱源方式に比べて極めてメンテナンスフリーなことが大きな魅力である。地中熱交換器を構成するUチューブには高密度ポリエチレン管を使用するため、60年以上の耐用年数がある。また、機械的接合がないため地震にも強く、ヒートポンプ自体は密閉サイクルであるため一般に燃焼機器よりかなり寿命が長く、故障も少ない。

冷房排熱を空气中に排出せず、地中に放熱するためヒートアイランド現象緩和効果に貢献できる。空気熱源機の室外機のように風雨にさらされるものがないため長寿命である。

一方、短所としては以下のようなものがあげられる。

短所として、まず挙げられるのが設置コストの問題である。GSHP システムにおいては地中熱交換器を設置するために必ず地盤を掘削することが必要となるため、このための設置コストが空気熱源ヒートポンプ（Air Source Heat Pump：以下 ASHP とする）システム等の他の熱源と比較して割高となってしまうことが多い。これは日本のみならず、海外でも同様である。例えば、北海道における戸建て住宅においては、暖房用で80m から100m の長さのボアホールが必要であるが、ボアホール設置コストは1 mあたり10,000 円以上であり、これだけで80 万円から100 万円以上かかってしまう。また、水平型の場合、住宅の延べ床面積に相当する土地面積を確保する必要がある。工事に要する時間、場所、費用、騒音を改善できる小型高速の削孔機の開発が待ち望まれる。

さらに、GSHP システムの問題点として挙げられるのが、GSHP システムに対する二つの意味での理解度の低さであろう。そのうちの一つがユーザーにおいて GSHP システムの省エネ効果、環境価値がまだまだ広く認知されていないことである。そしてもう一つが設計者・施工者の GSHP システムに対する理解不足である。自然状態の地中温度は一定であるが、地中熱を利用した後の熱交換器周囲地中温度は採放熱量に応じて低下、上昇し、これに応じて、ヒートポンプの熱源側温度も変化する。図1-7にも示したようにヒートポンプの効率は熱源水温度の変化に応じて大きく変化するため、GSHP システムの導入効果を定量評価するためには高い技術と知識が必要となる。日本、特に温暖地における競合システムは ASHP システムであり、化石燃料を用いるボイラー等とは異なりそれ自体高効率なシステムである。したがって、地盤の熱特性、ヒートポ

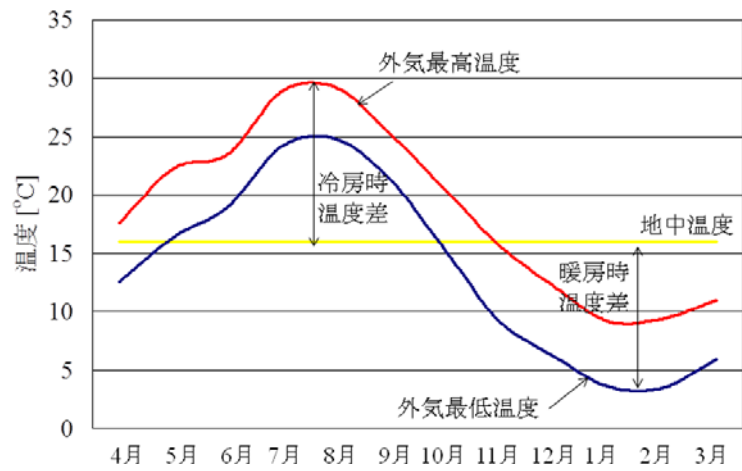


図 1-6 東京の地中温度と外気の最高温度平均値と最低温度平均値の変化

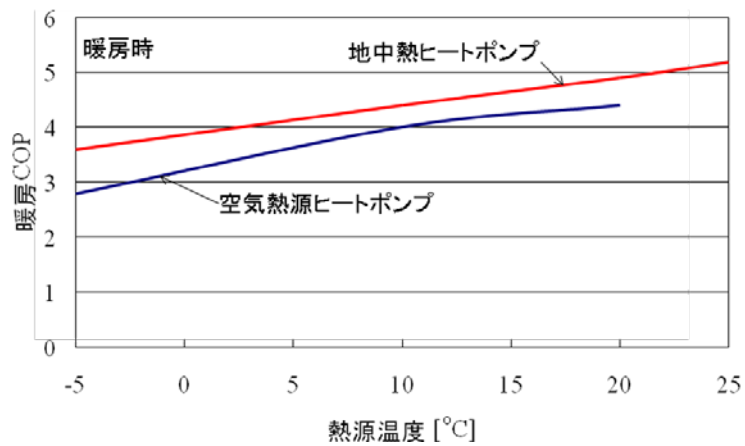
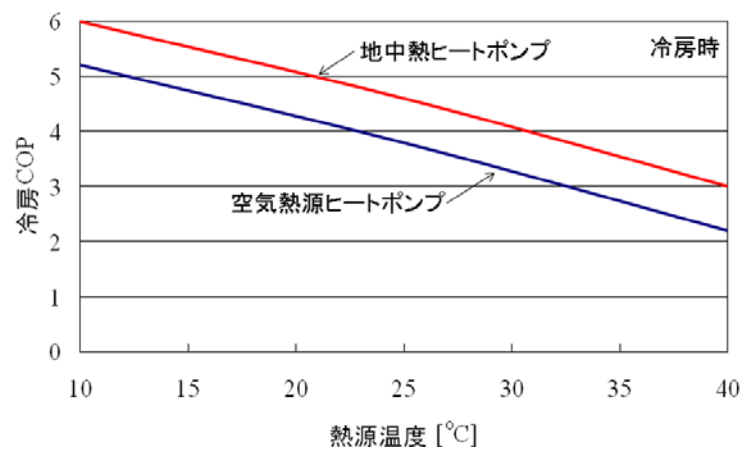


図 1-7 地中熱（水熱源）ヒートポンプと空気熱源ヒートポンプの性能の一例

ンプの性能特性について正しい知識を持った設計者等が正しく、その導入効果を定量評価できなければ、その優位性を誰もが納得できる形で示すことはできない。このことがもう一つの理解度の低さ、ユーザーにおける GSHP システムの省エネ効果、環境価値の不認知につながっていることは言うまでもなく、今後の大きな課題といえる。

1.2.4 地中熱ヒートポンプシステムの現状³⁾と課題

我が国における GSHP システム導入の歴史は 1980 年代にさかのぼる。

欧米各国では、二度の石油危機を経た 1980 年代後半に、国際エネルギー機関 IEA が設立されると同時に、太陽熱利用のための地盤蓄熱に関する大規模な実証試験が行われた。これらのシステムにおいては暖房や給湯利用の昇温のためにヒートポンプは必要不可欠なアイテムの一つであった。それと同時に IEA の省エネルギープログラムの一つであるヒートポンプ実施協定内に地中熱を利用したヒートポンプシステムに関する ANNEX が取り上げられ、各国間の情報交換、協働ワークが活発化してきた。日本国内においても、海外での設置例を見習い、1980 年代初頭から二重管式垂直型熱交換器をもつ地中熱ヒートポンプシステムが北海道を中心に十件程度設置された。このほか水平型熱交換器をもつ住宅規模のものも数件あった。しかし、その後は石油価格の下落と低迷、二重管式熱交換器の設置コストの問題、設計の未熟さなどにより、国内での採用件数は伸び悩んだ。他方で、寒冷な地域を中心に欧州においてはその後も地道な研究開発が続いた結果、**図 1-8** に表すように、2005 年までに欧米を中心に世界各国で合計約 128 万台のいわゆる地中熱ヒートポンプが設置されるに至っている⁶⁾。これを受けて、わが国でも再び活発に研究開発が行われるようになり、**図 1-9** にあるように近年設置台数が増加している。⁷⁾この背景には、ここ 10 年の地球環境問題やヒートアイランド防止への貢献といったユーザーの意識の変化に加え、国内メーカーから地中熱対応ヒートポンプが販売になったことや地中熱交換器設置費用が低減されつつあるなど技術的な要素、さらには、国の補助金制度が整いつつあることや東日本大震災以降、再生可能エネルギーの関する関心が高まったこと等も大きな要因といえる。

ただし、導入の絶対数を **図 1-8** と **図 1-9** で見比べてみると、日本は欧米に比べて比べものにならないほど、普及が遅れていることがわかる。前述の日本における研究開発の停滞も一つの要因ではあるが、普及がもう一つ加速しない日

本特有の問題として、ASHP システムの圧倒的な普及がある。GSHP システムに関する研究開発が停滞していた間、日本のヒートポンプ開発は ASHP を中心になされ、ASHP システムの技術革新は進み、高効率なシステムとなっている。すなわち、欧米において普及の著しい寒冷な地域においては、化石燃料を使用するボイラーからの転換が中心で省エネ効果や環境価値が明らかであったのに対し、日本においては競合システムが比較的高効率な ASHP システムであり、ユーザーに導入アピールをするためには省エネ効果や環境価値を明示しなければならないにも関わらず、そのために必要な設計手法や解析ツールが確立されていないという問題があった。この問題については、近年、地球環境問題としての国際的な二酸化炭素排出量削減要求や東日本大震災を契機とした再生可能エネルギーの導入加速要求により、GTES の研究開発に対しても多くの補助金がついており、確立されつつある。

しかしながら、普及を加速させていく上で、それを妨げるもう一つの要因がある。それは ASHP システムの中でも、日本国内の温暖地における中小規模建物において大いに普及している空冷ヒートポンプビルマルチエアコン（以下空冷ビルマル）である。

我が国における新築建物の総面積の約 3 分の 2 を占める温暖地域の中小規模建物⁸⁾において、GSHP システムが導入されている事例は少ない。その主な理由は、これらの建物においては熱媒の搬送動力が少ない空冷ビルマルが普及しており、GSHP システムは熱媒の搬送動力を要するため、総合効率では優位性が後退することが挙げられ、さらに、温暖地域の業務用建物の場合、冷房負荷が暖房負荷と比べて大きく、GSHP システムにおける冷房排熱の地中への放熱が過大となるため、地中温度が上昇し、熱源効率が低下することなどが挙げられ、これが GSHP システムの本格的な普及を妨げている大きな要因となっている。

1.2.5 本研究の目的

本研究の目的は、GSHP システムのシステム全体の効率、すなわち総合効率の向上である。

GSHP システムは熱源とする地中の温度が、ヒートポンプ入口温度が冷房期間にほぼ 30℃以下となるような適切な設計を施すことにより、温暖地域でも冷房期間平均で 5 以上の COP が得られる³⁾。しかしながら、従来 GSHP が適用されているセントラル方式熱源システムにおいては、水-水方式のため循環ポン

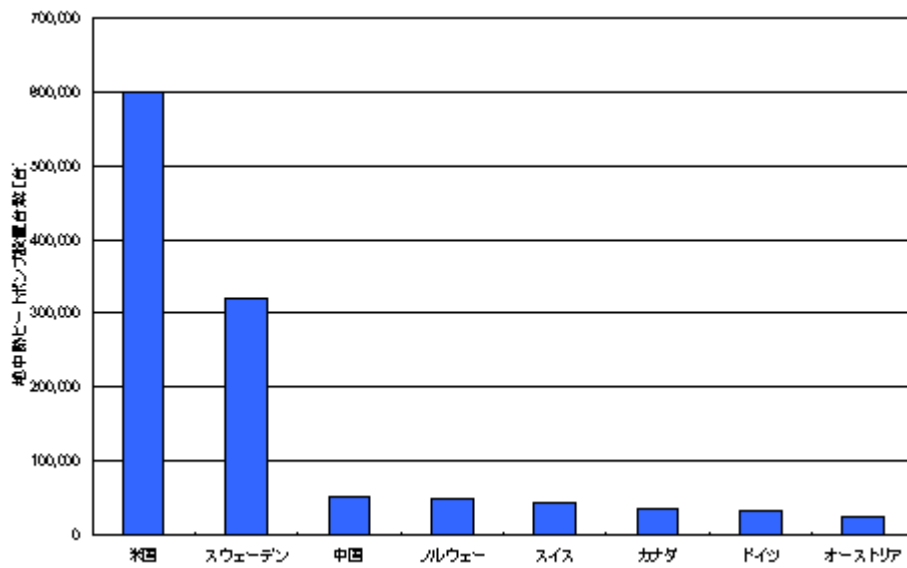


図1-8 世界の地中熱ヒートポンプ設置数
(ただし、12kW ユニット換算での推定)⁶⁾

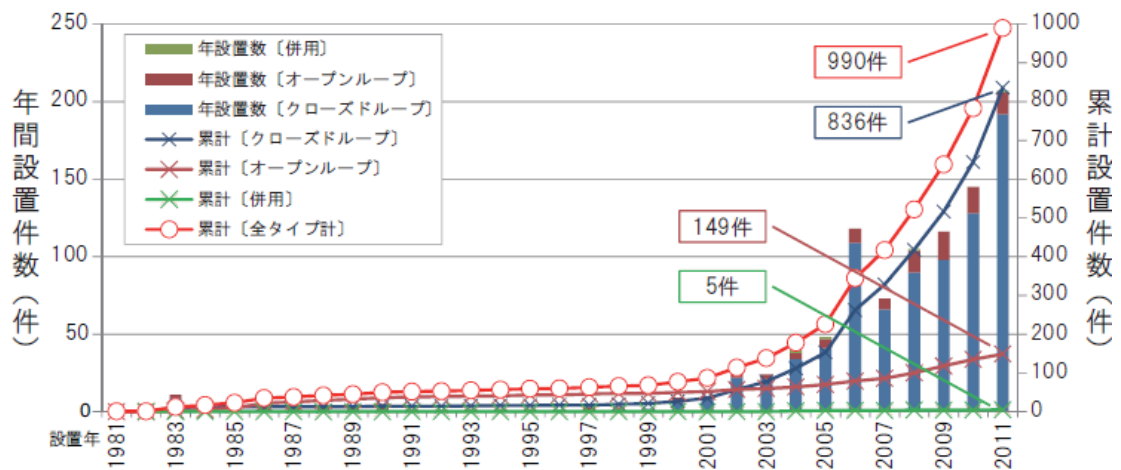


図1-9 地中熱ヒートポンプの年間および累計設置台数 (2011 年末)⁷⁾

プによる搬送動力が比較的大きく、ヒートポンプの圧縮機の消費電力の4割以上となる場合も少なくはない⁸⁾。そのため、システム全体の効率である SCOP においては 3.6 程度にまで低下する。一方で温暖地域の中小規模の建物に普及している個別方式の空冷ビルマルは、ヒートポンプ単体 COP では GSHP システムより劣るものの、冷媒直接循環、いわゆるビルマルチ方式を採用することで、搬送動力が小さくなっているため、SCOP がカタログ値で 3.5 以上となっている場合もある¹⁰⁾。これによって GSHP システムの熱源高効率化のメリットが薄まり、省エネ効果や CO2 排出量削減効果が小さくなるという結果が生じている。

そこで本研究においては、GSHP システムの熱源効率としての優位性を保った上で、搬送動力による SCOP の低下を極力抑えるため、少水量対応 (Low Flow Circulation : 以下 LF とする) 地中熱ヒートポンプビルマルチシステム (以下 LF-GSHP ビルマルチシステムとする) を開発する。このシステムは、二次側にビルマルチ方式を適用できる水冷ビルマルチヒートポンプを採用し、さらにその一次側には熱媒 (水またはブライン) の循環流量を減らし、搬送動力を低減させる少水量循環方式を適用する。水冷ビルマルチヒートポンプの COP がセントラル方式の水冷ヒートポンプチラーと同等程度で、一次側の搬送動力を半分以下に削減することができれば SCOP が 4.5 以上の確保も可能となる。

本研究においては、温暖地域の中小規模建物における GSHP システムの導入拡大のため、搬送動力を低減させ、総合効率の向上を図ることが可能な LF-GSHP ビルマルチシステムの開発を行い、冷房期間平均で SCOP4.5 以上、暖房期間平均で SCOP3.5 が達成できる LF-GSHP ビルマルチシステムを実用化することを目標とする。

以下、上記の性能目標を達成できた時の効果試算を示す。冷房および暖房の年間負荷単位はヒートポンプ・蓄熱センター空調熱源簡易検討型プログラム「TES-FS」技術マニュアル¹¹⁾による値を前提条件とすると消費電力削減量は、
冷房：{ (385MJ/m²/年 ÷ COP2.5) - (385MJ/m²/年 ÷ COP4.5) } ÷ 3.6 = 19.0kWh/年
暖房：{ (100MJ/m²/年 ÷ COP2.5) - (100MJ/m²/年 ÷ COP3.5) } ÷ 3.6 = 3.2kWh/年
となり、建物延床面積当たりの CO2 削減量は、

$$22.2\text{kWh/m}^2/\text{年} \times 0.550\text{kg-CO}_2/\text{kWh} = 12.21\text{kg-CO}_2/\text{m}^2/\text{年}$$

(排出係数は、環境大臣・経済産業大臣が公表する係数 (代替値) を使用)

建物延床面積当たりの原油換算省エネルギー量は、

$$22.2\text{kWh/m}^2/\text{年} \times 9.76\text{MJ/kWh} \times 0.0258\text{kL/GJ} = 55.90\text{kL/万 m}^2/\text{年}$$

となる。次に導入対象を考えると、業務系事務所・店舗の新築着工床面積が平

成 25 年度 1315 万 m² であり、空冷ビルマルチエアコンが普及している温暖地中小規模建物は、このうち 80% の 5 階建て以下の中小規模建物とさらにそのうちの 80% の温暖地域とすると、導入対象市場規模は、

1315 万 m² × 中小規模 80% × 温暖地 80% ≒ 対象延床面積 840 万 m²/年となる。そして、導入対象市場に対する導入率を 50%、1 つの建物における適用率(地中熱占有率)20%と想定すると導入効果は、年間 CO₂ 削減量で

12.21kg-CO₂/ m²/年 × 840 万 m²/年 × 50% × 20% = 10,256t-CO₂/年となり、年間原油換算省エネルギー量は以下ようになる。

55.90kL/万 m²/年 × 840 万 m²/年 × 50% × 20% = 4,696 万 kL/年

1.3 本研究の流れ

本論文は全 6 章で構成され、各章の概要は以下の通りである。

1 章の「序論」では、我が国における現在のエネルギー情勢と課題について示し、それに対する GSHP システムの可能性について示す。さらに GSHP システムの分類や特徴について示した上で、GSHP システムの現状の課題、搬送動力の問題とこれを解決する LF-GSHP ビルマルチシステムの概要と達成目標について示す。

2 章は「従来の研究と本研究の位置付け」であり、地中熱利用システムについて従来行われてきた研究について示し、本研究の重要性について述べる。特に現在までのシステム総合効率向上を目的とした研究についての状況を確認し、本研究の位置付けについて述べる。

3 章の「少水量対応地中熱ヒートポンプビルマルチの開発」では、LF-GSHP システムを構成するビルマルチ熱源機の開発について示す。1 次側の熱源水循環ポンプによる搬送動力を低減させるためには熱源水流量を減らせばよいが、逆にヒートポンプ熱源効率は低下することになる。したがって、ここでは熱源水流量比率毎のヒートポンプの部分負荷率に対する運転効率特性を検証し、システム総合効率が最も良くなる最適制御方法をビルマルチ熱源機単体の工場試験や、システム全体のフィールド試験を通じて検証した。その概要および結果について示す。

4 章の「少水量対応地中熱交換器の開発」では、LF-GSHP システムを構成する少水量対応地中熱交換器 (Low Flow Circulation Ground Source Heat Exchanger : 以下 LF-GHEX とする) の開発について示す。地中熱交換器はそれ自体電力消費は生じないため、システム総合効率最適化のための消費電力最小

化には関与しないが、少水量化すると熱交換性能は低下するので、ここでは熱源水流量と地中熱交換器熱交換性能の相関を確認し、熱交換性能の著しい悪化による経時的な地中温度低下によるヒートポンプの効率悪化が起こらない範囲の少水量化はどこまでかを LF-GHEX のフィールド試験を通じて検証した。その上で施工標準化についても示す。

5 章の「少水量対応地中熱ヒートポンプシステムの導入と性能検証」では、実際に LF-GSHP システムを導入した事務所ビルにおいて、現位置地盤で行った熱応答試験の概要と導入した建物における性能検証結果について示す。

6 章は本研究で得られた結果を総括し、今後の地中熱利用におけるトータルシステム高効率化の展望と課題について示す。

第 1 章の参考文献

- 1) 経済産業省：エネルギー基本計画（第四次）（平成 26 年 4 月）
<http://www.meti.go.jp/press/2014/04/20140411001/20140411001-1.pdf>
 - 2) 環境省：京都議定書目標達成計画の進捗状況（平成 26 年 7 月 1 日）
<http://www.env.go.jp/press/press.php?serial=18353>
 - 3) 北海道大学地中熱利用システム工学講座：地中熱ヒートポンプシステム，オーム社（2007）
 - 4) 濱田靖弘，長野克則，中村真人，永坂茂之，横山真太郎，落藤澄：積雪地における地下熱利用のための地中温度予測に関する研究，空気調和・衛生工学会論文集，No.68，pp.361-370（1998）
 - 5) (財)ヒートポンプ・蓄熱センター：平成 13 年度グランドソース(土壌熱源)次世代型民生用ヒートポンプシステムに関する調査(2002)
 - 6) L.Ryback：IEA Heat Pump Center News Letter，Vol.23，No.4，pp.16(2005)
 - 7) 環境省：パンフレット「地中熱利用システム」（平成 26 年 4 月）
 - 8) 国土交通省総合政策局監修：建築統計年報 平成 22 年度版（2010）
 - 9) 堀彰吾，長野克則，葛隆生：札幌市立大学桑園キャンパスの地中熱ヒートポンプシステムの運転評価(その 3)，平成 20 年度 空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集，pp-1843-1846，2008
 - 10) ダイキン工業(株)：ビル用マルチ Ve-up シリーズカタログ，2014
 - 11) (財)ヒートポンプ・蓄熱センター：空調熱源簡易検討型プログラム「TES-FS」技術マニュアル
-

第 2 章

従来の研究と本研究の位置付け

2.1 地中熱利用システムに関する従来の研究

自然界は大気と大地との間で年周期の蓄熱と放熱を繰り返しているが、大地の膨大な容量によって地中温度は平準化され、およそ深さ 10m 以下では年間を通じてほぼ一定の温度となる。地下室や井戸水が夏に涼しく、冬に温かいことは良く知られている。人類は数千年前から大地のもつ恒温性と蓄熱性を巧みに生活に取り入れ、地下住居あるいは地下室ばかりでなく、食品貯蔵や地下水による冷却などに利用してきた¹⁾。

現在においては、その利用形態はさらに広がり、特に大地を熱源とするヒートポンプシステムは、暖冷房、給湯、融雪に使われているが、ヒートポンプとしての利用の歴史はまだ浅く、1912年にスイスの Heinrich Zoely が地中をヒートポンプの熱源として利用する方法についての特許公報が出されており、これが最初のことと考えられる²⁾。これは資源のないスイスが石炭代替の暖房用熱源としてヒートポンプの利用を考え、熱源として普遍的に存在する地盤に着目したものであり、注目に値する。

GSHP システムの冷暖房利用に関する研究が本格化したのは第2次世界大戦後であり、1946年に Emory N. Kemler は現在も用いられている U チューブをボアホールに挿入する U 字型地中熱交換器や直膨型地中熱交換器などの具体的な地中熱交換器構築方法を示した GSHP システムを紹介しており、地中熱交換器設置にコストがかかるものの、より安価なランニングコストで暖冷房を行えるシステムであることを示している³⁾。また、1940年から50年代にかけて、米国の電力エネルギー委員会等が大規模な実証実験を行っている⁴⁾。

この時期の GSHP システムに関する研究は、地中熱交換器を埋設した場合の地中熱交換器周囲の熱移動特性を把握するための理論解析に関するものが数多く行われている。その中でも、Ingersoll が Kelvin の線源理論を展開して地中熱交換器（垂直管）の温度と熱量の関係、地中温度の変化、多数管の相互干渉などについて検討を行った⁵⁾。両氏の理論は現在の設計支援ツールの基礎になっており¹⁾、この線源理論を用いれば、温度場の重ね合わせが可能であるため、特に複雑な地中熱交換器の配置に対して有効な手段であり、現在でも設計にこの理論が応用されている。さらには線源理論を応用し、埋設管が短い場合や、夏期に放熱を行った場合、土壌凍結や地下水流れが生じた場合などについての

検討も行っている⁶⁾。

日本においては 1950 年代に守安が土壌をヒートポンプの熱源として利用する暖房の研究を行っている。守安は土壌の熱移動特性について検討を行い、土中の水分移動による影響や、土壌の熱伝導率の測定方法についての報告などを行っている⁷⁾。さらに、1960 年代には高志らがヒートポンプの熱源としての地下熱利用の検討を改めて行っている。高志は地下水位以下の飽和土壌、すなわち熱伝導率が高い部分の地中熱利用を行うため、垂直埋設管を採用することを提案しており、また、この時点で既に建物の基礎杭を地中熱交換器として用い、イニシャルコストを低減させる方法も示している⁸⁾。また、高志は土壌凍結工法についての論文の中で、飽和土の熱伝導率の計算方法を示しており、これが実測値によく一致することも示している⁹⁾。

2.2 北海道大学における地中熱利用システムに関する研究

我が国においては、エネルギー価格の低下によって地中熱利用とヒートポンプに関する研究は 1960 年代後半に一時途絶えたものの、1970 年代になると 2 度の石油危機を契機に省エネルギー技術に関する開発が再び盛んとなり、地中熱利用とヒートポンプの研究が行われるようになった。しかしながら、既に本格的に市場導入に向けた研究が行われるようになった海外と比較すればその数は少なく、日本における研究報告も散見される程度であったが、そのような中で、北海道大学では 1970 年代後半から数多くの GTES に関する研究報告がなされ、我が国においては北海道大学をひとつの中心として地中熱利用の基礎研究が進められてきたと言える。

北海道大学の GTES に関する研究は、1970 年代後半から 1980 年代にかけての落藤らの垂直管方式の地中熱交換器を用いた長期地中蓄熱の研究から始まっている^{10)~13)}。この一連の研究において、落藤らはまず最初に理論解析により、蓄熱量に対する熱回収率の計算を行い¹⁰⁾、次に、地中蓄熱の実験と数値解析を行い、地中蓄熱の際には地表面からの熱損失が大きく、それによって熱回収率が大きく低下することを示している¹¹⁾。そしてさらに、実際に家屋直下に垂直埋設管を設けた実験と数値解析を行っている^{12),13)}。また、落藤・金は地中熱交換器の材質や内部の流れの状態を考慮できる二次元円筒熱伝導問題に対する理論解を導き、各設定条件に対する解析を行っている¹⁴⁾。以上のように 1980 年

代までは、基本的には長期地中蓄熱を中心とし、地中熱交換器を用いた数値解析による地中の熱挙動の分析が中心であり、地中熱研究の基礎を固めている段階であった。

1990年代前半になると、地中熱をシステムとして捉え、地中をヒートポンプの熱源とする GSHP システムの研究が中心となって行われるようになっていく。まず最初に、落藤らの垂直埋設管を用いた不凍液循環型ヒートポンプシステムによる土壌採熱実験と解析を行っている¹⁵⁾。次に、長野らは GSHP システムについて、地中熱交換器の採熱性能を向上させることを目的として、採熱温度を 0°C 以下で、ヒートポンプの COP が低下しない程度の範囲まで下げて土壌を凍結させ、採熱性能を向上する方法の検討を行っている。この中で、まず凍結・融解による土壌の熱物性と熱伝導率の計算モデルを作成し¹⁶⁾、さらには採熱量および地中温度・含水率分布を計算できる計算プログラムを開発している¹⁷⁾。さらには、垂直地中熱交換器を用いた直膨式のヒートポンプシステムと水平型地中熱交換器の不凍液循環型ヒートポンプを用いた実証実験を行い、各方式における計算プログラムの再現性を確認している。その上で水平型地中熱交換器については、暖房負荷に対する必要面積を求めている^{18)~20)}。さらに濱田らは不凍液循環型の垂直埋設管を用いた採熱実験を行い、実験より得られた採熱量が計算値を上回っているのは地下水流れの影響によるものであると考え、地下水流れを考慮した数値計算プログラムの作成を行い、計算により地下水流れによる採熱量促進効果を求めている^{21)、22)}。また、許らは直膨式ヒートポンプにおける地中熱交換器内部冷媒の熱流動特性を明らかにしている²³⁾。さらには、地中熱交換器内部の計算モデルを示し、ヒートポンプシステムのサイクル計算モデルを作成し、性能の検討を行っている²⁴⁾。地中熱交換器の理論解析において永坂らが、地中熱交換器を有限長さの熱源として扱い、その平均温度を算出するための非定常状態における補正係数を求めた上で、複数管の相互の熱的影響を示す指標として、相互熱干渉率を定義し、採熱開始より半年後にこれが 0.1 以下となるような埋設管間隔の検討を行っている^{25)、26)}。以上のように、1990年代前半は、地中をヒートポンプの熱源とする GSHP システムの研究、具体的には、採熱側(地中)の採熱特性の把握、採熱性能の向上、ヒートポンプ性能の向上を検討するための研究が行われた。

1990年代後半になると、GSHP システムにおける二次側システムの検討や最適化を含めたシステム全体の評価に関する研究が行われている。濱田らは

GSHP システムの暖房(二次側)方式において、快適性が高く、かつヒートポンプにおける高効率運転が期待できる低温水の床暖房方式について、被験者実験を行い、快適性、許容範囲の検討を行い、さらに、この暖房方式に対する必要地中熱交換器長さも示している²⁷⁾。永坂らは路盤融雪への地中熱利用を考え、低温水循環型の融雪路盤の実験と数値解析を行っている²⁶⁾。さらに、濱田らはエネルギー自律型住宅において、GSHP システムの評価を行い、複合化されたエネルギーシステム内の GSHP システムの位置づけを行っている^{28)~30)}。以上のように、1990 年代後半からは、実際に GSHP システムを導入するために、放熱器や融雪システム等といった二次側システムの最適化や、システムの全体の評価、さらには他の熱源、エネルギーシステムとの複合化についての検討が行われている。これらについては、理論解析、数値解析、実証実験など多岐にわたる方法によって研究が行われている。

2000 年代になると、葛らは地下水流れも考慮することも可能な間接熱交換型の GTES の設計・性能予測ツールの開発を行った。本ツールは GTES の性能予測を行うにあたり最も重要な要素である地中温度について、理論計算および数値計算から導いた独自の演算手法によって、地中熱交換器の本数・配置と地下水流速の影響を考慮した地中温度変化予測計算を行えるようにしたものである^{31),32),33)}。これらの手法による地中温度などの計算値の実測値への再現性は実証実験から得られた実測の温度との比較により確認されている³⁴⁾。さらに、本研究においても少水量化した地中熱交換器の熱交換特性などを本ツールに取り込み、実際に LF-GSHP システムを建物に導入する際の設計検討にも使用している。

2.3 地中熱ヒートポンプのシステム高効率化に関する最近の研究動向

2000 年代に入り地球環境問題、そして京都議定書の発効などにより、空調分野においても様々な省エネルギー技術が求められるようになり、GTES についても高効率な普遍性のある技術として注目され、実際の建物に対しても導入が徐々にではあるが増えつつあった。そして、GTES に関する研究も多くなされるようになってきたが、既に前項で述べたように、我が国においては北海道大学をひとつの中心として地中熱利用の基礎研究が進められてきており、実際に導入するための実用化技術の確立に関わるものが多く見られる。

研究内容としては、実際に導入するようになって課題が顕在化した、地中熱交換器設置コストの低減に関わるものとして、基礎杭利用に関わる研究が数多く行われている。竹内らはコンクリート杭を用いた場合の採熱実験と数値解析について報告している³⁵⁾。同じように、森野らは鋼管杭を用いた場合の採熱実験と数値解析について報告している^{36),37)}。また、関根、大岡らは場所打ち杭を用いた基礎杭利用 GSHP システムに関する研究を行っており、実際の場所打ち杭を用いた採放熱試験とフィージビリティスタディを行い、場所打ち杭を地中熱交換器として用いた場合の採放熱量の評価、効率的に採放熱を行うための条件、施工的にどのようなプロセスで採放熱管を場所打ち杭と一体化させるのかといった施工方法の確立、実物件を対象とした検討による地中熱・地下水移動数値解析をベースとした設計手法等についての研究を行っている^{38),39),40)}。さらに長野、葛らは中空杭における間接熱交換形地中熱交換器の内部熱移動計算手法を示し鋼管基礎杭を用いた採熱実証試験により再現性を確認している⁴¹⁾。次に実建物への導入検証を行った例として、まず福井県においては、大岡、宮本らが実際の建物に採用した基礎杭利用 GSHP システムの導入を発表している。ここでは中空 PHC 杭内に水を充填し、その充填水を直接ヒートポンプとの間で循環させて地中からの熱をヒートポンプに運ぶ直接熱交換、直接循環方式を採用している⁴²⁾。また、秋田においては、秋林らが中学校校舎において基礎杭を利用した GSHP システムの導入について紹介している⁴³⁾。さらに若山らは千葉県において病院に導入した GSHP システムにおいて昼夜間採放熱による熱効率向上に関して数値解析を用いた検証結果を示すとともに、福岡県において学校校舎に導入した GSHP システムにおいて実稼動データの分析により杭長さあたり、温度差あたりの採熱量を評価しシステムの有効性を示している。^{44),45)} 地中熱に対応したヒートポンプそのものの開発研究については、柴らは圧縮機種類、熱交換器伝熱面積、冷凍サイクルの違い、熱媒温度等の条件によりヒートポンプ単体性能を簡易に計算することのできるヒートポンプ設計プログラムを開発し、これを用いてヒートポンプ本体の地中熱最適化、高効率化を行っている⁴⁶⁾。

以上の研究はいずれも、地中熱交換器やヒートポンプ本体等、構成要素単体の性能向上に関わる研究であるのに対し、第1章でも述べたように、本研究の目的は、GSHP システムのシステム全体の効率、すなわち総合効率の向上である。システム効率の向上を謳った既往研究としては、尹らの GSHP システム性

能に関する研究が見受けられる。ここでは運転スケジュールの違い、すなわち経時的な負荷のあたえ方による運転効率の良し悪しをシミュレーションによって求めたものであるが、あくまで負荷のあたえ方によるヒートポンプ単体性能の性能（COP）について論じたものであった⁴⁷⁾。国内においては、循環ポンプ等の補機動力まで含めたシステム全体の効率向上についての研究は特に見当たらない。

さらに海外における 1990 年代以降の研究に目を向けてみる。1970 年代の 2 度の石油危機の際に国際エネルギー機関(International Energy Agency:以下 IEA とする)が設置され、その中で多くの実施協定が発足されたが⁴⁸⁾、このうち近年において GTES に関連が深いものとしては、2004 年～2010 年のヒートポンプ技術実施協定 Annex29 の”Ground-Source Heat Pumps Overcoming Market and Technical Barriers”があった⁴⁹⁾が、ワークショップを通じて、今後の GSHP システムの普及促進を図ることを目的として、各国の GSHP システムの導入状況や、新しい研究成果などについて報告がなされた。この報告をもとに目標としている。この Annex29 の議題が示す通り、近年の GSHP システムおよび GTES の課題は、”Market Barrier”と”Technical Barrier”の克服と考えられている。それ故、1990 年代以降の研究に関しては、”Market Barrier”と”Technical Barrier”を克服するためのものが多く、例えば、他の熱源との複合化を図る研究、掘削コストを削減するための基礎杭利用に関する研究、熱媒の搬送動力を削減するためのヒートパイプを使用する研究等が行われている。

まず、他の熱源との複合化に関する研究については、特に太陽集熱器との複合化についての報告が多く見られる。Nordell と Hellström は太陽集熱器によって集めた熱を BTES によって蓄熱し、暖房利用するシステムを提案し、住宅暖房の熱需要に対する最適システム設計を示している⁵⁰⁾。Ozgener と Hepbasli は温室の暖房システムに太陽集熱器と GSHP を複合化したシステムを用いた実証実験を行っている⁵¹⁾。基礎杭利用に関する研究については、日本で見られるような基礎杭を地中熱交換器として使用した場合の実験などの報告はあまり見当たらず、実際に建物に使用した場合の運転実績などについての報告が多い⁵²⁾。ヒートパイプの利用に関する研究については、オーストリアを中心に行われており、Rieberer らのシステムの概要と、ヒートパイプの解析に関する報告や、現在の普及状況についての報告などがある^{53),54)}。

海外においても、循環ポンプ等の補機動力まで含めたシステム全体の効率向

上についての研究は特に見当たらない。

2.4 個別方式ヒートポンプビルマルチエアコンに関する従来の研究

本研究においては、競合する空冷ビルマルと少なくとも室内側については搬送動力を同等とするために、地中熱ヒートポンプの熱源機は地中側水搬送、室内側冷媒搬送の水一直膨方式を採用し、水冷ヒートポンプビルマルチエアコン（以下水冷ビルマル）を使用する。すなわち、従来の GSHP システムが熱源機として水冷ヒートポンプチラーを用いる水-水方式のセントラル（中央）方式なのに対し、本研究における GSHP システムは水冷ビルマルを用いた地中熱ヒートポンプビルマルチ（以下地中熱ビルマル）と言え、分散型の個別方式である。水冷ビルマルを少水量対応させるためには、熱源水流量および処理負荷率と消費電力や成績係数の相関特性の把握が最大のポイントとなるので、地中熱利用の有無に関わらず、ここでは水冷に限らず個別方式のヒートポンプビルマルチエアコン（以下ビルマル）に関して、ビルマル先進国である日本国内の既往研究を確認する。

研究対象になっているのは空冷ビルマルの方である。山田らは空気エンタルピー法である室外機におけるプローブ挿入法により空冷ビルマルの運用実態を調査し、能力過大選定による低負荷運転と COP の低下や室外機におけるショートサーキットによる COP の低下を指摘するとともに暖房期のデフロスト運転の状況を確認している⁵⁵⁾。平岡らは冷媒エンタルピー法であるコンプレッサーカーブ法を用いて実建物のシステム COP を評価するとともに、外気処理を受け持つアンビエントシステムの低負荷率によるシステム COP 低下の問題を指摘している⁵⁶⁾。杉崎らは個別空調においてピーク負荷基準で容量選定が行われることによる低負荷運転の問題に対して室内機の配列を工夫し、快適性を損なわない間引き運転制御を考案している⁵⁷⁾。内容的には、直膨方式の抱える課題として冷暖房出力の測定が難しいがゆえに、その測定方法として空気エンタルピー法や冷媒エンタルピー法等を提案し、実測することにより、低負荷運転やショートサーキットによる運転効率の低下を指摘するものやその改善方法について述べたものが多い。しかしながら、低負荷による性能低下を指摘するもののこれを含む、ビルマルの本来の使用条件の違いによる性能特性、処理負荷率と成績係数の定量的な相関特性に関わるものは見当たらない。

2.5 熱源水の変流量制御に関する従来の研究

本研究で行う、GTES における搬送動力低減を目的とした熱源水循環流量の少水量化に関する研究は、国内外を通じ見当たらない。類似の研究として、見受けられるのは、ターボ冷凍機等セントラル熱源機における冷却塔を使用する場合の冷却水流量の最適化制御に関する研究である。中原らはターボ冷凍機の冷却水最適化制御に関する検討を行っており、冷凍機負荷率に対する冷却水流量の最適制御値を求め、変流量制御を提案しており、年間消費電力 20%程度の削減が可能なことを予測している⁵⁸⁾。高橋らは、セントラル空調熱源の冷却水最適制御に関する研究にて、LCEM ツールを使って、ターボ冷凍機において冷却水往還温度差制御や冷凍機負荷率制御等を行った場合の効果試算を行っている⁵⁹⁾。どちらも既存熱源設備において、冷却水制御を施した場合に関するシミュレーション検討であり、実証は行っていない。

海外におけるヒートポンプの利用はバッファータンクを使用して低速運転する方式が一般的でインバーターを組み込んだヒートポンプ自体珍しい。したがって、海外においては熱源水の変流量制御は見当たらない。

2.6 本研究の位置づけ

以上のように GTES に関する従来の研究、およびそのシステム総合効率の向上に関する研究とその関連技術に関する研究を中心とした最近の研究動向について示した。

特に近年、めざましい普及の伸びを見せているものの絶対数としては欧米に比べて著しく遅れている状況は第 1 章にて述べたとおりである。この大きな要因の一つとして考えられるのが、温暖地において著しく普及している空冷ビルマルの存在であり、補機動力まで含めたシステム総合効率の向上が不可欠となっているが、最近の研究動向においても、基礎杭をはじめとする地中熱交換器の地中熱適用化、ヒートポンプ機器そのものの効率向上といった構成要素ごとの開発が主体であり、システム全体の効率向上を目的とした研究はまだまだなされていない。

そこで、本研究では、熱源水搬送動力の低減による地中熱ヒートポンプシステムにおけるトータルシステム高効率化を目的として、熱源水流量の少水量化を図る。

そのために、まず一方の主要構成要素であるヒートポンプについては、少水量化により循環ポンプ搬送動力を大幅に低減しながら、ヒートポンプ本体の効

率低下を些少に抑え、消費電力が最小化となるヒートポンプシステムとしての少水量化最適流量制御方法を確立し、その制御方法による効果を LF-GSHP システムフィールド試験にて検証する。

さらにもう一方の主要構成要素である地中熱交換器については、少水量化による地中熱交換器の熱交換性能低下を些少に抑え、上記の少水量化最適流量制御によるヒートポンプシステム性能を維持可能な少水量化地中熱交換器最適仕様を確立し、その熱交換特性を LF-GHEX のフィールド試験を通じて検証する。

以上を通じて、空冷ビルマルに対しても優位性を確保できる冷房 COP=4.5 (標準設置状態にて) 以上が達成できる LF-GSHP システムを開発し、実用化する。

第2章の参考文献

- 1) 落藤澄：地下熱利用と地下蓄熱の現状と課題，日本地熱学会平成 13 年度名古屋大会特別講演資料，(2001)
- 2) E.Wirth: Aus der Entwicklungsgeschichte der Wärmepumpe, Schweizerische Bauzeitung, 73, No.42(1955), pp.647-651
- 3) Emory N. Kelmer: Heat for the Heat Pump, Heating, Piping and Air conditioning, (Dec. 1946), pp-84-86
- 4) C.H. Corgan : Heat pump tests provide basic data on ground coil system, Electric power and light, No.26, pp.169-176 (1949)
- 5) L.R.Ingersoll et al: Theory of the Ground Pipe Heat Source for Heat Pump, ASHVE Journal Section, Heating, Piping and Air Conditioning (1948), pp.119-122
- 6) L.R.Ingersoll, F.T.Adler, Madison Wis, H.J.Plass: Theory of Earth Heat Exchangers for the Heat Pump, Heating, Piping and Air Conditioning (1950), pp.113-122
- 7) 守安虎治：土の熱伝導率測定法 (第1報～第6報) (熱ポンプ用熱源として地下熱利用研究の一部)，衛生工業協会誌, Vol.28,29 (1954～1955)
- 8) 高志勤：熱ポンプ熱源としての地下熱利用，冷凍，Vol.37, No.419(1962), pp.1-10
- 9) 高志勤：土壌凍結工法について[I ～ V], 冷凍, Vol.36～40(1961～1965)
- 10) 落藤澄, 鈴木道哉, 中村真人：太陽熱による垂直埋設管の長期地中蓄熱の特性と暖房への応用に関する研究(第1報)，空気調和・衛生工学会論文集, No.27 (1985), pp.13-24

-
- 11) 落藤澄, 鈴木道哉, 中村真人: 太陽熱による垂直埋設管の長期地中蓄熱の特性と暖房への応用に関する研究(第 2 報), 空気調和・衛生工学会論文集, No.27 (1985), pp.25-35
 - 12) 落藤澄, 後藤和幸, 長野克則, 松島潤治, 中村真人: 太陽熱による垂直埋設管の長期地中蓄熱の特性と暖房への応用に関する研究(第 3 報), 空気調和・衛生工学会論文集, No.32 (1986), pp.45-55
 - 13) 落藤澄, 松島潤治, 長野克則: 太陽熱による垂直埋設管の長期地中蓄熱の特性と暖房への応用に関する研究(第 4 報), 空気調和・衛生工学会論文集, No.32 (1986), pp.57-67
 - 14) 落藤澄, 金南燦: 長期蓄採熱における地中垂直埋設管の熱伝導に関する理論解析, 空気調和・衛生工学会論文集, No.35 (1988), pp.1-9
 - 15) 落藤澄, 西岡純二, 長野克則, 中村真人: 垂直埋設管を用いた不凍液循環型ヒートポンプによる土壌採熱の実験と解析, 空気調和・衛生工学会論文集, No.51 (1993), pp.103-111
 - 16) 長野克則, 落藤澄: 凍結・融解による土壌の熱物性の変化と熱伝導率モデル, 空気調和・衛生工学会論文集, No.52 (1993), pp.91-102
 - 17) 長野克則, 落藤澄: 土壌熱源ヒートポンプシステムに関する研究(第 1 報), 空気調和・衛生工学会論文集, No.54 (1994), pp.55-65
 - 18) 長野克則, 落藤澄, 西岡純二: 土壌熱源ヒートポンプシステムに関する研究(第 2 報), 空気調和・衛生工学会論文集, No.56 (1994), pp.25-34
 - 19) 長野克則, 落藤澄, 中村真人, 横山真太郎, 半澤久, 中村卓司, 濱田靖弘: 土壌熱源ヒートポンプシステムに関する研究(第 3 報), 空気調和・衛生工学会論文集, No.58 (1995), pp.1-11
 - 20) 長野克則, 落藤澄, 中村卓司, 横山真太郎: 土壌熱源ヒートポンプシステムに関する研究(第 4 報), 空気調和・衛生工学会論文集, No.60 (1996), pp.39-49
 - 21) 濱田靖弘, 落藤澄, 長野克則, 中村真人, 永坂茂之: 垂直埋設管 U 字管を用いた地中蓄熱型冷暖房システムの試験と解析, 空気調和・衛生工学会論文集, No.61 (1996), pp.45-55
 - 22) 濱田靖弘, 落藤澄, 長野克則, 中村真人, 横山真太郎, 永坂茂之: 標準熱回収率による地下熱利用システムの評価方法および住宅への導入効果に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No.71 (1998), pp.53-62
 - 23) 許路, 落藤澄, 岡田勝行, 長野克則, 中村真人, 横山真太郎: 長尺垂直 U 字形
-

-
- 管内の蒸発熱伝達に関する実験, 空気調和・衛生工学会論文集, No.59 (1995), pp.33-40
- 24) 許路: 土壌熱源直膨式ヒートポンプの管内熱流動特性に関する研究, 博士論文 (1996)
- 25) 永坂茂之, 落藤澄, 長野克則, 横山真太郎, 中村真人, 濱田靖弘: 線源理論を用いた垂直埋設管の平均表面温度の推定, 空気調和・衛生工学会論文集, No.59 (1995), pp.143-151
- 26) 永坂茂之: 土壌熱を利用した低温水循環型の融雪システムに関する研究, 博士論文 (1996)
- 27) 濱田靖弘: 土壌熱を利用した暖冷房方式の評価とエネルギー自律型住宅への応用に関する研究, 博士論文 (1999)
- 28) 濱田靖弘, 落藤澄, 長野克則, 中村真人, 横山真太郎, 永坂茂之: 自然エネルギーをハイブリッド活用したエネルギー自律型住宅に関する研究(第1報), 空気調和・衛生工学会論文集, No.73 (1999), pp.105-114
- 29) 濱田靖弘, 横山真太郎, 中村真人, 落藤澄, 長野克則: 自然エネルギーをハイブリッド活用したエネルギー自律型住宅に関する研究(第2報), 空気調和・衛生工学会論文集, No.76 (2000), pp.59-67
- 30) 濱田靖弘, 落藤澄, 横山真太郎, 中村真人, 長野克則: 自然エネルギーをハイブリッド活用したエネルギー自律型住宅に関する研究(第3報), 空気調和・衛生工学会論文集, No.80 (2001), pp.77-86
- 31) 長野克則, 葛隆生: 土壌熱源ヒートポンプシステム設計・性能予測ツールに関する研究(第1報), 空気調和・衛生工学会論文集, No.101 (2005), pp.11-20
- 32) 長野克則, 葛隆生: 土壌熱源ヒートポンプシステム設計・性能予測ツールに関する研究(第2報), 空気調和・衛生工学会論文集, No.111 (2006), pp.43-51
- 33) 葛隆生, 長野克則, 武田清香, 中村靖: 地下水流れを有する地中温度の計算方法とその応用, 空気調和・衛生工学会論文集, No.115 (2006), pp.9-17
- 34) 葛隆生, 長野克則, 武田清香, 中村靖: 地下水流れを有する砂槽内採放熱実証実験, 空気調和・衛生工学会論文集, No.127 (2007), pp.1-9
- 35) 竹内正紀, 木村照夫, 宮本重信, 坪田論治: 基礎杭利用地熱融雪法の開発と数値シミュレーション, 空気調和・衛生工学会論文集, No.52 (1993), pp.59-69
- 36) 森野仁夫, 岡建雄, 庄子博幸: 鋼管杭による土壌採熱実験と採熱量の予測, 日本建築学会計画系論文集, No.475 (1995), pp.25-33
- 37) 森野仁夫, 岡建雄: 鋼管杭による土壌放熱・採熱に関する研究, 日本建築学会計画系論文集, No.404 (1995), pp.49-57
-

-
- 38) 関根賢太郎, 大岡龍三, 横井睦己, 柴芳郎, 黄錫鎬, 南有鎮: 場所打ち杭を用いた地中熱空調システムの普及・実用化に関する研究 (第 1 報), 空気調和・衛生工学会論文集, No.107 (2006), pp.1-12
- 39) 関根賢太郎, 大岡龍三, 生天目泰: 場所打ち杭を用いた地中熱空調システムの普及・実用化に関する研究 (第 2 報), 空気調和・衛生工学会論文集, No.115 (2006), pp.43-50
- 40) 南有鎮, 大岡隆三: 地中熱空調システムのための地中採・放熱量予測モデルの開発, 空気調和・衛生工学会論文集, No.147 (2009), pp.1-8
- 41) 長野克則, 葛隆生, 武田清香, 中村靖: 鋼管基礎杭を地中熱交換器として用いた採熱実証試験とその応用, 空気調和・衛生工学会論文集, No.108 (2006), pp.11-19
- 42) 大岡龍三, 竹内正紀, 宮本重信, 加賀久宣, 吉田伸治, 佐々木龍二: 基礎杭利用地熱空調システムの研究開発 (その 5) 福井県教育センターの概要と地中熱利用に関するコストペイバックタイムの検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, (2003 年 9 月), pp.1041-1044
- 43) 秋林智, 石上孝 他: 秋田市立山王中学校の建物基礎杭を用いた地中熱利用冷暖房システム, 日本地熱学会誌 29 (2007), pp.151-162
- 44) 若山尚之, 長野克則, 葛隆生, 金田一清香, 佐藤信孝: 昼夜間蓄熱を活用した基礎杭利用地中熱ヒートポンプシステムの研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No.163 (2010), pp.1-9
- 45) 若山尚之, 長野克則, 葛隆生, 佐藤信孝: 現場打ち基礎杭を利用した地中熱ヒートポンプシステムに関する研究 (浅層採熱管の導入可能性について), 空気調和・衛生工学会論文集, No.189 (2012), pp.21-28
- 46) 柴芳郎, 大岡龍三, 関根賢太郎: 地中熱源対応水冷式ヒートポンプチラーの開発, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, (2004 年 9 月), pp.1591-1594
- 47) 尹奎英, 丹羽英治, 奥宮正哉, 田口雄一郎, 木虎久隆: 地中熱利用ヒートポンプシステムの性能に関する研究, 適切な運転パターンとシステム性能検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, (2011 年 9 月), pp.385-388
- 48) IEA Heat Pump Centre, <http://www.heatpumpcentre.org/>
- 49) IEA Heat Pump Centre Annex29 : Ground-Source Heat Pumps Overcoming Market and Technical Barriers,
-

<http://www.heatpumpcentre.org/en/projects/completedprojects/annex29/Sidor/default.aspx>

- 50) Bo Nordell, Göran Hellström : High Temperature Solar Heated Seasonal Storage System For Low Temperature Heating of Building, Solar Energy, Vol. 69, No.6 (2000), pp.511-523
- 51) O. Ozgener, A. Hepbasli : Performance Analysis of a Solar-assisted Ground-Source Heat Pump System for Greenhouse Heating : an Experimental Study, Building and Environment, Vol. 40 (2005), pp.1040-1050
- 52) A. Presetschnik, H. Huber: Analysis of a Ground Coupled Heat Pump Heating and Cooling System for a Multi-Story Office Building, Proceedings of 8th IEA Heat Pump Conference 2005, Las Vegas (2005-5), P4-6
- 53) R. Rieberer: Naturally Circulating Probes and Collectors for Ground-Coupled Heat Pumps, International Journal of Refrigeration, Vol. 28 (2005), pp.1308-1315
- 54) R. Rieberer, K. Mittermayr, H. Halozan: CO₂ Thermosyphons as Heat Source System for Heat Pumps – 4years of Market Experience, Proceedings of 8th IEA Heat Pump Conference 2005, Las Vegas (2005-5), O6-5
- 55) 山田恭輔, 清水拓, 野部達夫: プローブ挿入法によるマルチパッケージ型空調機の運用実態調査, 空気調和・衛生工学会論文集, No.193(2013), pp.19-26
- 56) 平岡雅哉, 弘本真一, 菰田英晴, 田渕誠一, 田辺新一, 加井隆重, 橋本哲, 西野淳 : マルチ型パッケージエアコンの性能評価に関する研究 第1報-実建物における年間性能評価, 空気調和・衛生工学会論文集 No.169(2011), pp.13-20
- 57) 杉崎智子, 本郷一郎, 岡田覚, 馬郡文平, 野城智也, 藤井逸人: ビル用マルチエアコンにおける実運転時の省エネルギー性に関するスタディー (第1報)空調機の連携制御に関するスタディー, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, No.1(2012), pp.137-140
- 58) 中原 達之, 南部博之, 小林陽一, 坂東功一, 相良和伸 : ターボ冷凍機の冷却水最適化制御に関する検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, No.2(2005), pp.985-988
- 59) 高橋 直樹, 中村亘, 前田和也, 栗山知広 : セントラル空調熱源の冷却水最適制御に関する研究, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, No.2(2010), pp.1579-1582

第 3 章

システムのトータル性能向上のための
少水量対応地中熱ヒートポンプ
ビルマルチエアコンの開発

3.1 はじめに

本章では、最初に GSHP システムの現状の課題とこれを解決する LF-GSHP ビルマルチシステムの概要について述べる。次に、LF-GSHP ビルマルチ熱源機の各要素技術の課題と開発計画と開発目標を述べる。

次いで本章前半では LF-GSHP ビルマルチ熱源機の開発に関する研究内容から述べることにし、まずビルマルチ熱源機の工場試験や、フィールド試験の概要およびその結果について紹介する。本研究では、最終目標の一つであるシステム COP(SCOP)の目標値達成を実証するために、フィールド試験装置の構築を行った。ヒートポンプビルマルチシステムの性能を把握するには JISB8616 に基づいた工場試験による方法¹⁾や、システムを設置した現場で実測により評価・検証する方法^{2), 3)}があるが、現場検証は建物の負荷変動が大きく、負荷をある程度安定させた上での測定が難しいため、工場試験との差異を把握することが難しいという問題がある。また、既往の現場検証については、空冷ビルマルチを熱源機として用いたものが大半であるが、空冷ビルマルチの現場性能検証は、精度の良い測定が比較的難しい風量と空気のエンタルピー差から冷暖房出力を計算しなければならないため、冷暖房出力を得るのが難しいという難点もある。一方本装置については、詳細は後述するが、装置が工場内ではなく、屋外に接した建物内に設置し、模擬冷房負荷の発生が可能であるように構築した。そのため、実際の建物内の空調に近い形で負荷をある程度安定させた試験を行うことも可能であり、工場試験との差異を現場検証に比べ把握し易くなっている。また、本試験装置は、水冷ビルマルチを熱源機として使用しており、一次側が水であることから、一次側の採放熱量と消費電力から比較的精度のよい冷暖房出力を得ることができるという特長も有している。これらのことより、比較的精度の高い測定結果を用いて、工場試験との差異を把握した上で、性能の実証を行うことが可能となっている。フィールド試験の具体的な結果としては、LF-GSHP ビルマルチの出力に対しシステム効率が最大となる最適流量の検討や、工場試験との性能比較の結果とそれに関する考察を実施した。

さらに、本章後半では変流量制御運転の概要について述べた上で、温暖地域の中小規模建物における GSHP システムの導入拡大のために重要となる冷房運転において、まずは模擬負荷を与えてビルマルチの出力を変動させて行った変流量制御の負荷追従性確認試験の結果について述べ、続いて少水量対応、変流

量制御の効果を示すこととなる期間性能評価、さらにはシステム性能評価の結果について報告する。また、暖房運転においても、負荷追従性確認試験、期間性能評価およびシステム性能評価の結果について報告する。一方、GSHP システムは一般的なエアコンなどとして用いられている空気熱源ヒートポンプ(Air Source Heat Pump：以下 ASHP とする)システムと比較して、デフロスト(除霜)運転の必要が無いことなどから、元来寒冷地で高効率な暖房を行える熱源システムとして認知され、導入されてきた経緯がある。このことから、本システムは寒冷地においても十分に導入可能性を有しているシステムであるといえよう。しかしながら、設計次第で熱媒として水が使用できる温暖地とは異なり、寒冷地では凍結防止のため不凍液を使用することが必要不可欠となる。この場合、不凍液の粘性は水の場合よりも大きくなり、システム全体の性能が低下することも予想されることから、システム導入のためには不凍液使用時の試験を実施し、その高効率性を実証する必要がある。よって、本章では、LF-GSHP ビルマルチシステムについて、フィールド試験により、熱媒を不凍液(エチレングリコール 40%水溶液)とした場合の暖房性能についても検証した。

3.2 LF-GSHP ビルマルチシステムの開発概要

3.2.1 GSHP システムの課題と LF-GSHP ビルマルチシステムの開発概要

従来導入されている GSHP システムは、図 3-1②に示すようにセントラル方式のシステムであり、熱源とする地中の温度が、冷房時は高くなることなどから、ヒートポンプ入口温度が冷房期間にほぼ 30℃以下となるような適切な設計を施すことにより、温暖地域でも冷房期間平均で 5 以上の COP が得られ⁴⁾、図 3-1①に示すような空冷のセントラル方式のシステムに比べ約 30%熱源効率が優れている。ただし、システムの一次側・二次側の搬送動力が比較的大きく、ヒートポンプの圧縮機の消費電力と比較して 4 割以上となる場合も少なくはない⁵⁾。そのため SCOP は 3.6 程度にまで低下することが想定されるが、空冷システムにおいても同様に搬送動力を必要とするため、それでもトータルの消費電力においても約 20%の省エネ効果を確保できている。しかしながら、セントラル方式は本来、大規模、寒冷地向きのシステムであり、建設市場全体の 2/3 を占める温暖地域の中小規模の建物においては図 3-1③に示すような個別方式の空

冷ビルマルが普及しており、ヒートポンプ単体 COP では GSHP システムより劣るものの、ビルマルチ方式は冷媒直接循環であるため、搬送動力が些少であるため、SCOP がカタログ値で 3.5 以上となっている場合もある⁶⁾。これによって GSHP システムの熱源高効率化のメリットが薄まり、トータルの消費電力において削減効果が小さくなるという結果が生じている。

そこで、GSHP システムの熱源としての優位性を保った上で、搬送動力による SCOP の低下を極力抑えるため、図 3-1④に示される LF-GSHP ビルマルチシステムを開発する。このシステムは、二次側にビルマルチ方式を適用できる水冷ヒートポンプビルマルチを採用し、さらにその一次側には熱媒（水またはブライン）の循環流量を減らし、搬送動力を低減させる少水量循環方式を適用する。水冷ヒートポンプビルマルチの COP がセントラル方式の水冷ヒートポンプチラーと同等程度で、一次側の搬送動力を半分以下に削減することができれば、結果として、図 3-1④のような SCOP が 4.5 以上となるシステムを構築することが可能となる。本研究の目標は冷房期間平均で SCOP4.5 以上、暖房期間平均で SCOP3.5 以上が達成できる LF-GSHP ビルマルチシステムを実用化することである。

3.2.2 LF-GSHP ビルマルチ熱源機の課題と開発目標

ここでは LF-GSHP ビルマルチシステムを開発するために必要な、技術・システム開発の概要とその課題について述べる。

まず、システムの普及のためにはヒートポンプ機器の導入コストが空冷ヒートポンプビルマルチと同等程度とすることが必要不可欠である。そこで汎用品である水冷ヒートポンプビルマルチの改良を行い、LF-GSHP ビルマルチシステムのヒートポンプとしての実用化を目指す。汎用品である水冷ヒートポンプビルマルチは LF-GSHP ビルマルチシステム適用のためには、少水量運転時の冷房および低温・少水量運転時の暖房において性能および運転限界が確認されていないという問題がある。そのため、フィールド試験を行うことに先駆け、工場試験によりこれらを予め確認、検証した。

その上で実フィールド試験場において LF-GHEX と水冷ヒートポンプビルマルチを接続し、工場確認した運転性能のフィールド実証を行うとともに、低温・少水量運転に対して必要な改良を施し、実負荷条件下にて高効率運転制御を負荷した自動運転で、冷房期間平均 SCOP4.5、暖房期間平均 SCOP3.5 以上の達成を実証する。

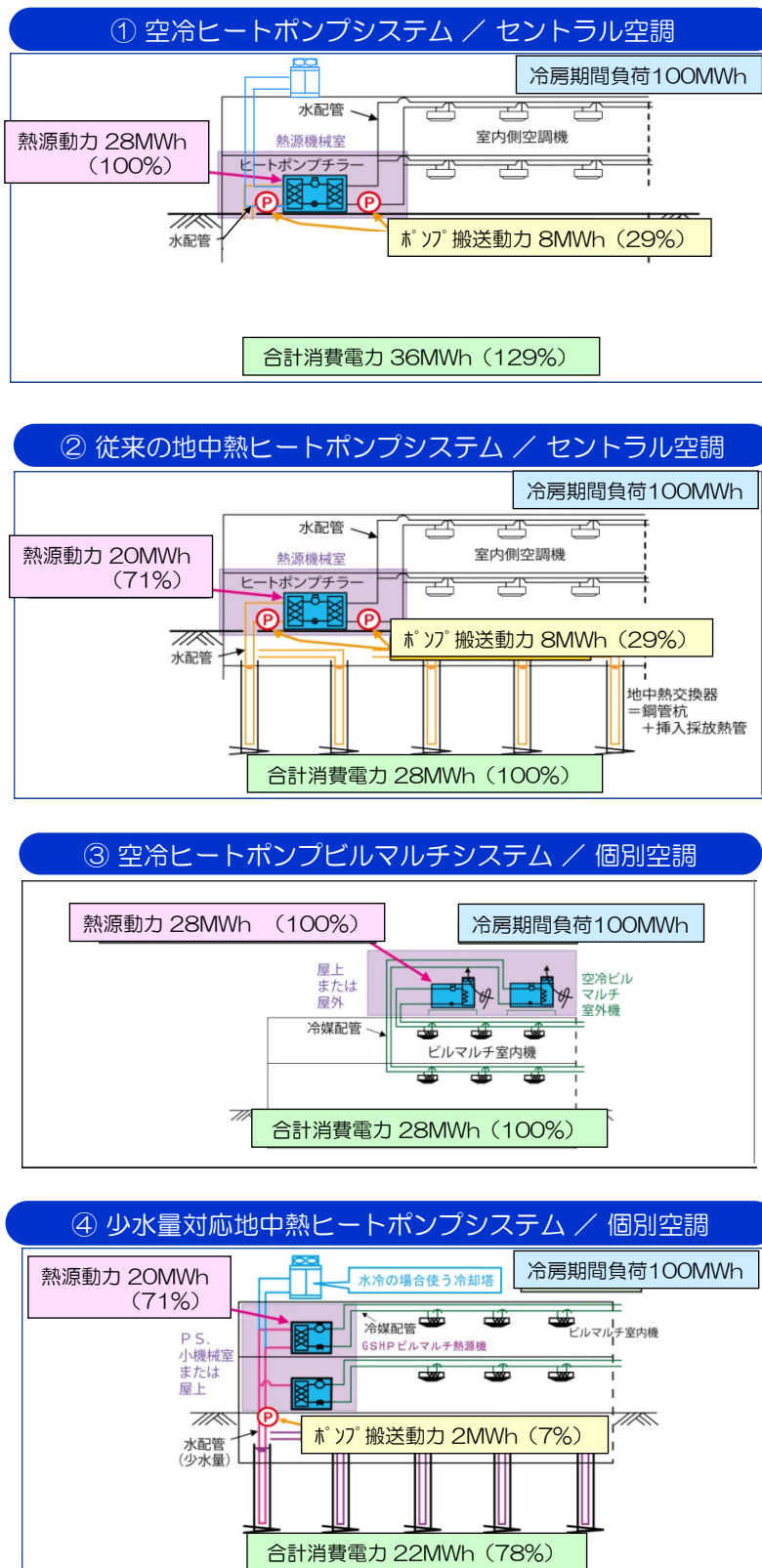


図 3-1 搬送動力によるシステム効率低下と少水量化の必要性

3.3 LF-GSHP マルチエアコン熱源機の工場試験

3.3.1 性能評価試験

(1) 試験の流れ

水冷ヒートポンプビルマルチエアコンは、国内では現在3社が製造・販売しているが、空冷ヒートポンプビルマルチエアコンほど室外機（熱源機）能力のバリエーションはなく、どの製造者も基本的には10馬力（10HP）機を基本ユニットとして、このユニット1～3台程度の組み合わせでラインナップされている。本研究では、この10HP、定格冷房能力28kWの水冷ビルマルチを地中熱ヒートポンプビルマルチシステムの基本単位として捉え、少水量化を検討していく。

従来、水冷ヒートポンプビルマルチにおける熱源側の使用温度域は20～35℃で、循環流量域は60～120 L/minであり、この常用領域外ではメーカーでさえ性能検証しておらず、設計できないのが実態であった。これに対し、地中熱を利用する場合、地中熱環境により機器への熱源水供給水温が変化する為、少なくとも下限10℃程度の低温度域まで運転する必要がある。

また、少水量化による搬送動力低減のため可能な限り流量下限値を下げる必要がある。水冷ヒートポンプビルマルチの負荷率に対する性能は、30～50%が最も優れ、30%を下回ると著しく低下する特性を持つ。これを参考に水冷ヒートポンプビルマルチ熱源機における少水量化の流量下限目標値は定格流量の約30%である30 L/minとする。これらの低温度域・少水量化時での性能シミュレーションを行い、システム設計を可能とするため、工場試験により下限温度10℃、下限流量30 L/minまでの性能評価を行った。

図3-2に熱源機の開発フローを示す。予め、少水量かつ低水温運転条件時の性能シミュレーションを実施し、供試機の性能を推定した。表3-1に供試機の仕様、添付図に外観、表3-2に供試機の試験条件を示す。次に、低温度域・少水量化時での運転を目的とした制御変更を行った上で、JISB8616に基づいたエアコンディショナの性能試験室にて、運転限界の確認試験を実施した。表3-3に性能試験室の概要を示す。同時に少水量化時での単体性能を測定し、事前のシミュレーション結果値について評価を実施し、任意の水量・水温での性能特性について検討を行った。

なお、JIS規格による工場試験データをもとにサイクルシミュレーションにより求められる性能値を称呼値と呼ぶ。この称呼値がメーカーのカタログや性能表に記載されている性能値である。したがって、本試験で低温度域・少水量

化時の工場試験データを得ることができれば、低温度域・少水量化時の性能値を得ることができる。

また、任意の水量・水温条件については、このデータを元に補間を行うことで対応が可能と考えられる。

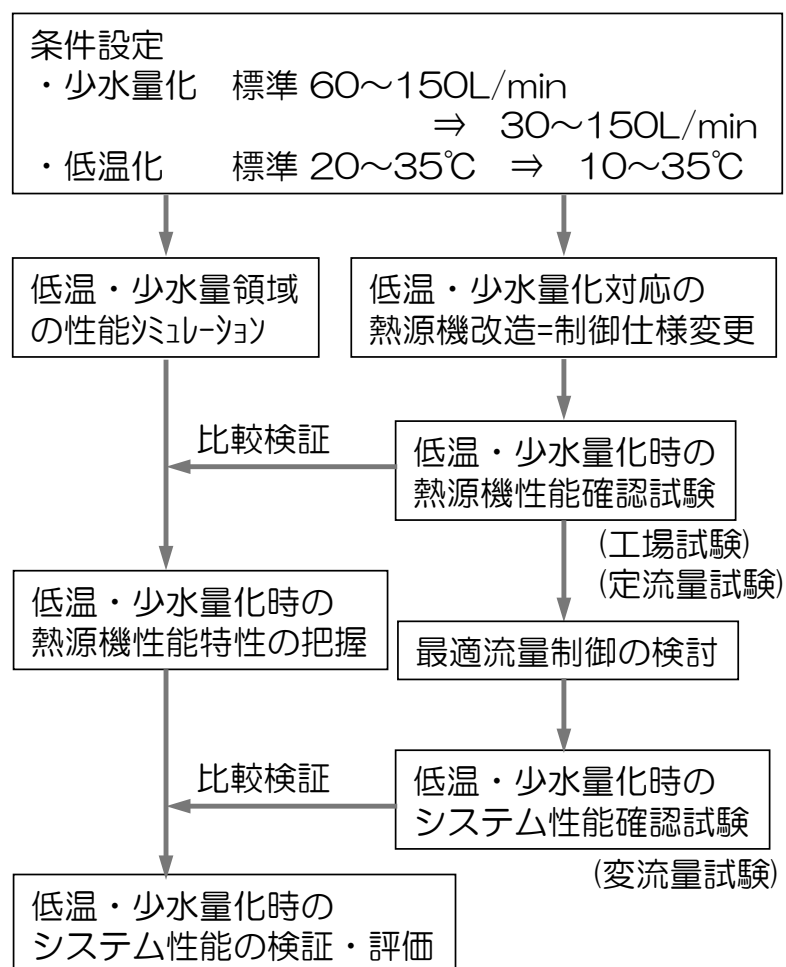


図 3-2 LF-GSHP ビルマルチ熱源機の開発フロー

表 3-1 LF-GSHP ビルマルチ熱源機供試機仕様と外観

外形寸法	高さ1000×幅780×奥行き550
冷媒	R410A
圧縮機	全密閉スクロール式インバータ搭載型 電動機出力：6.14 kW(10 HP)
熱交換器	プレート式熱交換器
熱源水 循環量	96 L/min
定格出力	冷房：28.0 kW($T_{rWB}=19^{\circ}\text{C}$ 、 $T_{lin}=30^{\circ}\text{C}$) 暖房：31.5 kW($T_{rDB}=20^{\circ}\text{C}$ 、 $T_{lin}=20^{\circ}\text{C}$)

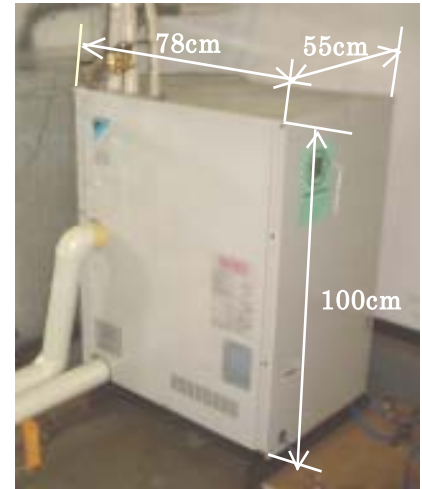


表 3-2 LF-GSHP ビルマルチ熱源機供試機試験条件

	冷房		暖房	
室内吸込空気温度 [$^{\circ}\text{C}$]	27.0 DB/19.0 WB		20.0 DB	
入口水温 [$^{\circ}\text{C}$]	30		15	
水量 [L/min]	30	40	30	40

- ※1.室内機接続容量=22.4 kW
 2.室内機～室外機間配管長さ=7.5 m、室内機～室外機間高低差=0 m
 3.室内吸込み空気温度条件、配管長条件は、JISB8616準拠

表 3-3 エアコンディショナ性能試験室仕様

容積	91.8 m ³ (4.5 m×6.0 m×3.4 m)
温度範囲	5～40 $^{\circ}\text{C}$ D.B. ($\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ D.B. $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ W.B.)
温度分布	1.0 $^{\circ}\text{C}$ D.B.
湿度	30～90 %RH
冷温水	7～40 $^{\circ}\text{C}$ $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$
水量範囲	0～400 L/min
室内負荷（供試機）	25 馬力相当
冷房負荷MAX	87 kW
暖房負荷MAX	82 kW

(2) 試験結果

単体性能測定値と表 3-2 に示した試験条件における性能評価結果を表 3-4 に示す。今回、性能の評価基準として JISB8616 の性能許容公差(能力 95%以上、消費電力 105%以下)を使用し、許容公差内に収まる結果が得られた。本シミュレーションモデルを用いて任意の水量・水温および室内温度条件で性能特性を把握するためのシミュレーションを行い、得られた性能値を表 3-5、表 3-6 に、さらにその特性を図 3-3、図 3-4 に示す。

図 3-3 より冷房時の冷房出力 Q_{hpc} は、定格流量 96 L/min においては入口温度 30 °C までは定格能力 28 kW を維持できるが、これを上回ると出力は徐々に低下することが分かる。一方、少水量化のため流量を絞った場合は入口温度 25 °C から出力低下が起こるが、入口温度 35°C でも設計ポイントである定格能力からの出力低下は 5%程度である。また、消費電力 E_{hp} は入口温度の上昇に従い徐々に上昇し続け、循環流量が少ないほど大きくなっていることが分かる。

図 3-4 より暖房時の暖房出力 Q_{hph} は、定格流量 96 L/min においては入口温度 20 °C までは定格能力 31.5 kW を出力できるが、これを下回ると出力は徐々に低下することがわかる。一方、少水量化のため流量を絞った場合は入口温度 20 °C でも定格能力を下回り、温度低下によりさらに出力低下が起こるが、設計ポイントである入口温度 10°C において、定格流量から少水量化時の出力低下は 23%程度である。また、 E は入口温度の低下に従い徐々に低下し、冷房時とは逆に循環流量が少ないほど小さくなっていることが分かり、少水量化のため流量を絞った場合、入口温度 15 °C を境に Q_{hph} および E_{hp} の低下は急激になっている。

表 3-4 性能確認試験結果

	冷房		暖房	
室内吸込空気温度 [°C]	27.0 DB/19.0 WB		20.0 DB	
入口水温 [°C]	30		15	
水量 [L/min]	30	40	30	40
室内吸込温度 [°C D.B.]	27.06	22.17	20.05	20.06
室内吸込温度 [°C W.B.]	19.01	18.96	-	-
能力(実測値) [kW]	22.26	22.39	24.45	24.77
能力(計算値) [kW]	22.4	22.4	25.0	25.0
実測値/計算値	99.4%	100.0%	97.8%	99.1%
消費電力(実測値) [kW]	6.18	5.45	6.07	5.94
消費電力(計算値) [kW]	6.02	5.33	6.08	5.83
実測値/計算値	102.7%	102.3%	99.8%	101.9%
COP(実測値)	3.60	4.11	4.03	4.17
COP(計算値)	3.72	4.20	4.11	4.29
実測値/計算値	96.8%	97.8%	98.0%	97.2%

表 3-5 冷房性能特性

接続容量	周波数	入口 水温	冷却 水量	室内吸込空気温度 °CWB		
				19.0		
				能力	消費 電力	出口 水温
(%)	Hz	°C	L/min	kW	kW	°C
100%	50/60	20	30	28.0	5.02	35.8
			50	28.0	4.71	29.4
			60	28.0	4.62	27.8
			96	28.0	4.38	24.8
			120	28.0	4.30	23.9
		25	30	28.0	5.93	41.2
			50	28.0	5.56	34.6
			60	28.0	5.45	33.0
			96	28.0	5.18	30.0
			120	28.0	5.07	29.0
		30	30	26.7	6.66	45.9
			50	27.5	6.38	39.7
			60	27.7	6.31	38.1
			96	28.0	6.14	35.1
			120	28.0	6.02	34.1
		35	30	25.5	7.28	50.7
			50	26.3	6.97	44.6
			60	26.5	6.90	43.0
			96	26.8	6.71	40.0
			120	26.9	6.64	39.0

表 3-6 暖房性能特性

接続容量	周波数	入口 水温	冷却 水量	室内吸込空気温度 °CDB		
				20.0		
				能力	消費 電力	出口 水温
(%)	Hz	°C	L/min	kW	kW	°C
100%	50/60	10	30	19.8	4.11	2.5
			50	22.9	4.58	4.7
			60	23.8	4.85	5.5
			96	26.0	5.40	6.9
			120	26.6	5.57	7.5
		15	30	25.7	5.48	5.3
			50	27.6	5.52	8.7
			60	27.9	5.56	9.7
			96	28.7	5.65	11.6
			120	28.9	5.67	12.2
		20	30	29.2	5.89	8.9
			50	30.8	5.91	12.9
			60	31.0	5.94	14.0
			96	31.5	6.00	16.2
			120	31.5	5.95	16.9
		25	30	31.5	5.49	12.6
			50	31.5	5.35	17.5
			60	31.5	5.29	18.7
			96	31.5	5.14	21.1
			120	31.5	5.10	21.8

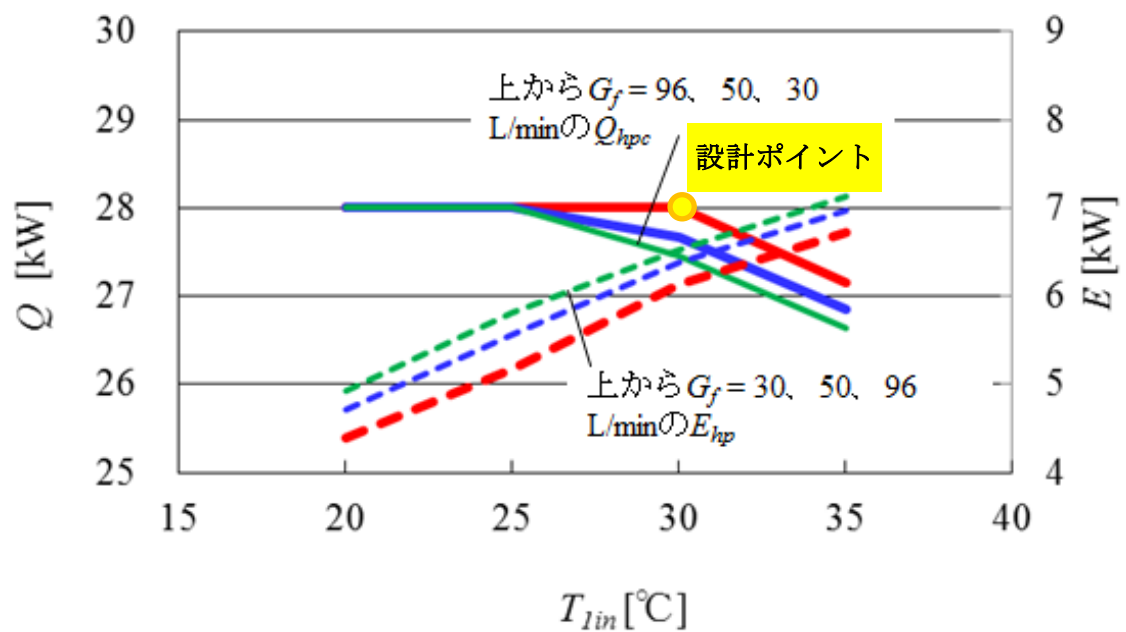


図 3-3 入口温度、循環流量に対する Q_{hpc} 、 E_{hp} (冷房時、 $T_{rWB} = 19^\circ\text{C}$)

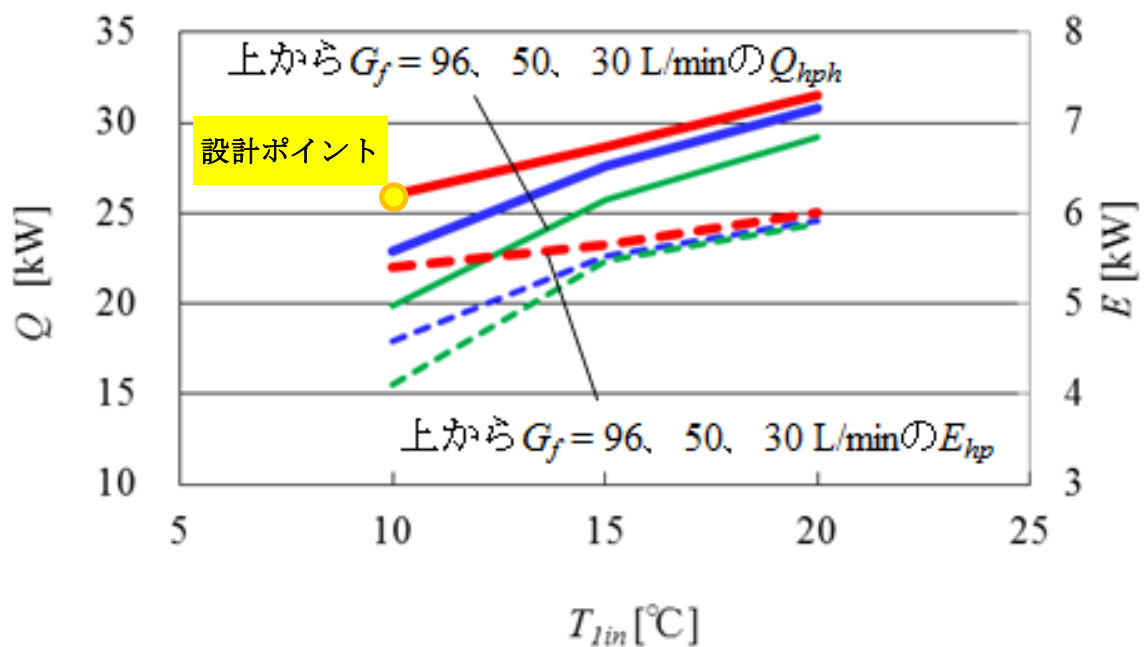


図 3-4 入口温度、循環流量に対する Q_{hph} 、 E_{hp} (暖房時、 $T_{rDB} = 20^\circ\text{C}$)

3.3.2 運転限界試験

運転限界試験では、入口水温を限界温度(暖房時入口水温 10 °C、冷房時入口水温 45 °C)、室内温度も限界温度(暖房時室内吸込空気温度 10 °CD.B、冷房時室内吸込空気温度 35 °CD.B/25 °CW.B)として最も水熱交換器に負荷がかかる条件下で、徐々に流量を減少させる、少水量化の試験を実施した。表 3-7 に運転限界試験結果、図 3-5、図 3-6 に冷房試験、暖房試験時の温度、循環流量、圧力の変化を示す。

まず、冷房運転については図 3-5 に示す通り、循環流量 $G_f=10$ L/min までは機器の停止が起こらず、入口水温 $T_{1in}=45$ °C 条件でも運転可能であることが確認された。一方で、 $G_f=5$ L/min にまで減少させた場合については、経過時間 27～32 分の間で、圧縮機の吐出圧力と吸入圧力が等しくなっており、これより保護装置により機器が停止することを確認した。次に暖房運転については、制御仕様変更により、 $T_{1in}=10$ °C 条件で $G_f=10$ L/min にまで減少させた場合でも運転可能であることが確認できた。なお、暖房運転時に $T_{1in}=10$ L/min 以下に低下した場合の機器の保護については、インターロック接点(フロースイッチ等の設置、接点=OFF で機器強制停止)にて対応することとした。

表 3-7 運転限界試験結果

	室内吸込空気 温度 [°C]	入口水温 [°C]	水量 [L/min]	結果
冷房	35.0 D.B/25.0 W.B	45	50⇒5	10 L/minで連続運転可能 5 L/minで保護装置作動 (機器停止)
暖房	10.0 D.B	10	30⇒10	10 L/minで連続運転可能

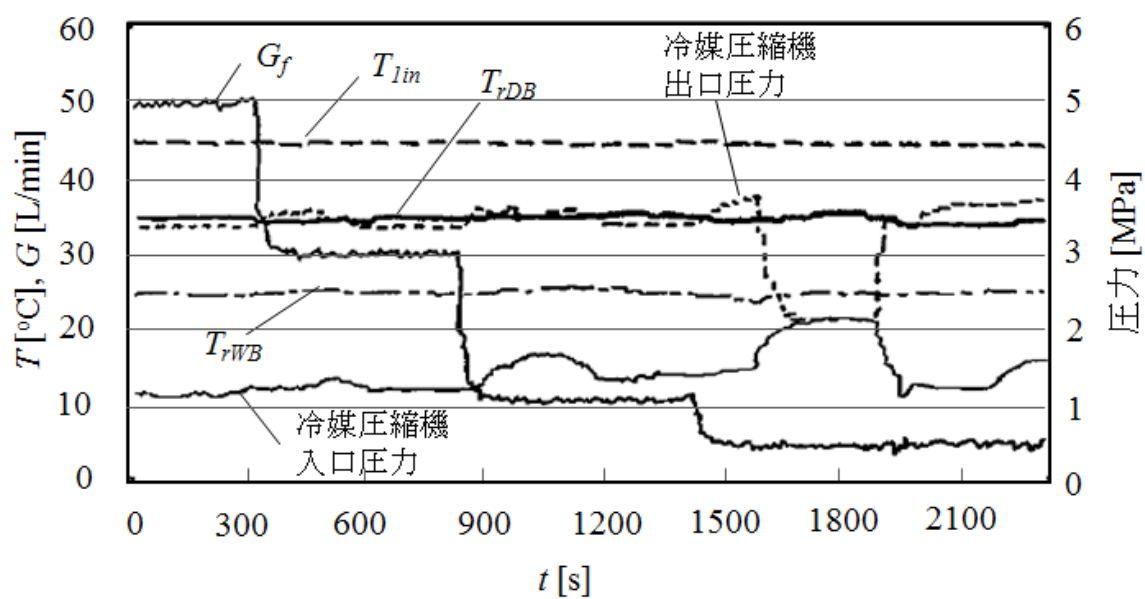


図 3-5 循環流量を変化させた時の圧縮機出口、入口冷媒圧力の変化
(冷房時)

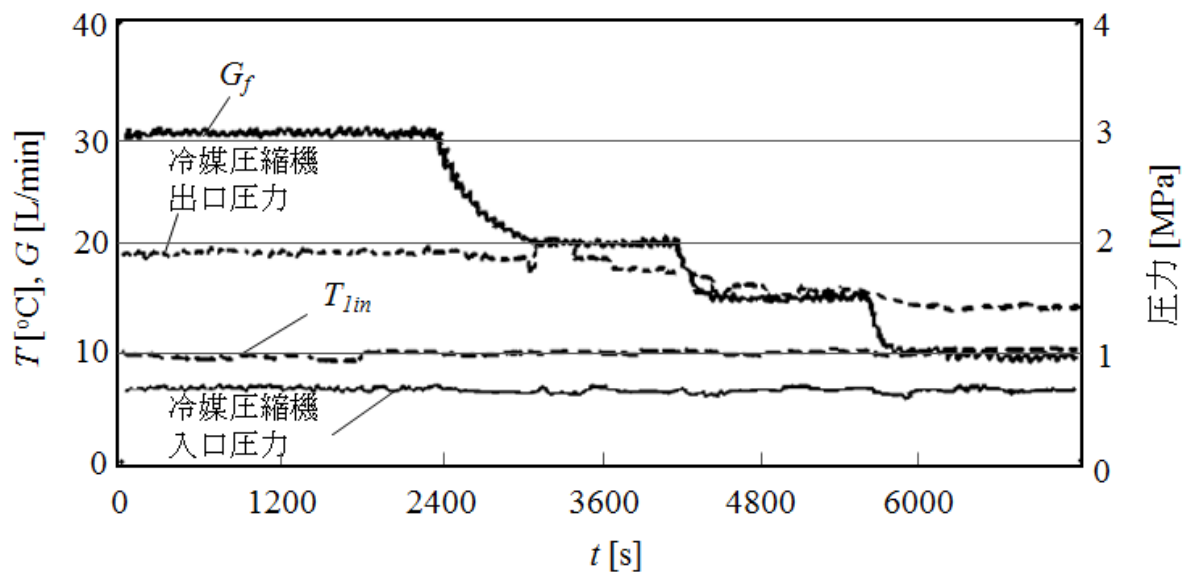


図 3-6 循環流量を変化させた時の圧縮機出口、入口冷媒圧力の変化
(暖房時)

3.4 LF-GSHP ビルマルチシステムフィールド試験

3.4.1 フィールド試験装置

LF-GSHP ビルマルチシステムおよび LF-GHEX のフィールド試験は 2007 年 6 月より 2009 年 3 月まで北海道石狩市で行われた。

フィールド試験平面図を図 3-7 に示す。地中熱交換器として利用する杭は 1 組の群杭(3 本組み)を含め 6 m 間隔で 2 本×3 列の合計 6 組設置し、既成コンクリート杭(PHC 杭)1 本の他はすべて鋼管杭である。試験設備は LF-GSHP ビルマルチ試験設備と LF-GHEX 採放熱試験設備が併設され、試験設備に近い 2 本×2 列の合計 4 組の杭がビルマルチ試験用、遠い 2 本×1 列の合計 2 組の杭が LF-GHEX 試験用となっている。

LF-GSHP ビルマルチ試験系統図を図 3-8 に示す。地中熱交換器として使用する杭と水冷ヒートポンプビルマルチを接続し、地中熱交換器によって採放熱を行い、ヒートポンプ二次側に接続したビルマルチ室内機によってユニットハウス(延床面積 29 m²、天井高さ 2.5 m、2 階建)の暖冷房を行う。ヒートポンプは表 3-2 に示される工場試験を実施した開発機を使用した。ヒートポンプは 10 馬力の圧縮機が搭載され、出力はインバータにより調節されるようになっている。室内機については 1 階が 2 馬力、2 階が 8~9.6 馬力分のヒートポンプ出力に対応している。また、この試験は温暖地域の運転を想定しているが、システムの出力に対して室内の冷房負荷が不足して、十分な能力を発揮できないことが想定されるため、灯油温水ボイラ(出力 8 kW×2 台+15 kW×1 台)を設置し、それに接続されているファンコンベクターを用いて室内の加熱を行うことで、冷房模擬負荷を発生させることが可能である。この模擬負荷装置の系統については、プレート熱交換器によりヒートポンプ一次側熱媒の加熱も可能となっており、これにより暖房運転時の採熱による過度の温度低下および熱媒の凍結を防ぐこともできる。

写真 3-1 にフィールド試験設備の外観、写真 3-2、3-3 に実験室内部の機器設置状況を示す。

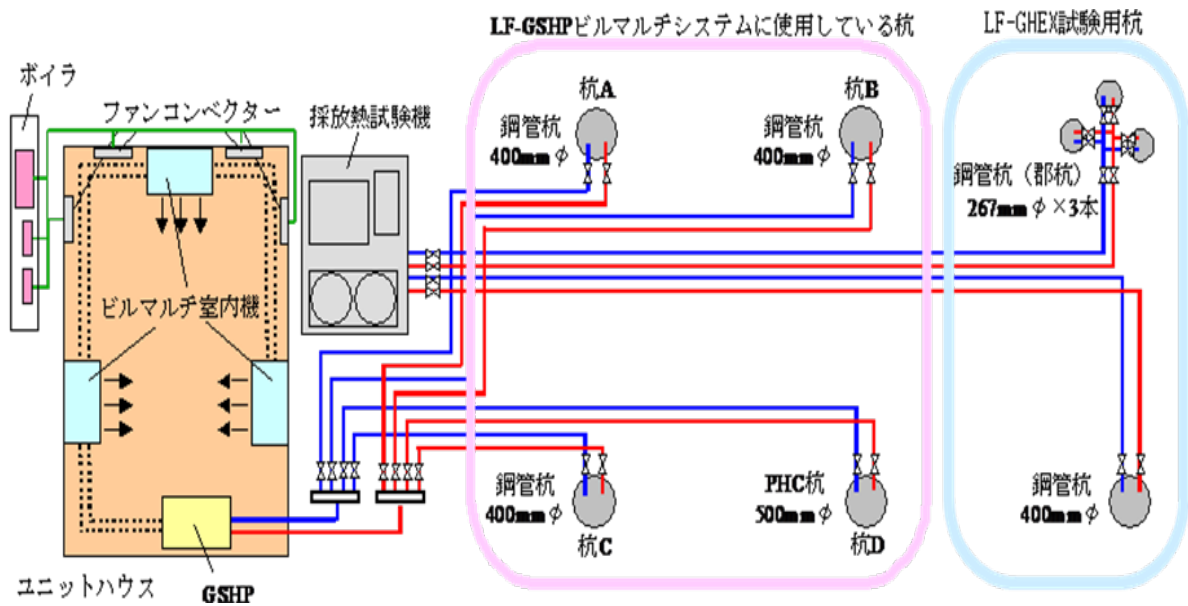


図 3-7 LF-GSHP ビルマルチシステムフィールド試験平面図

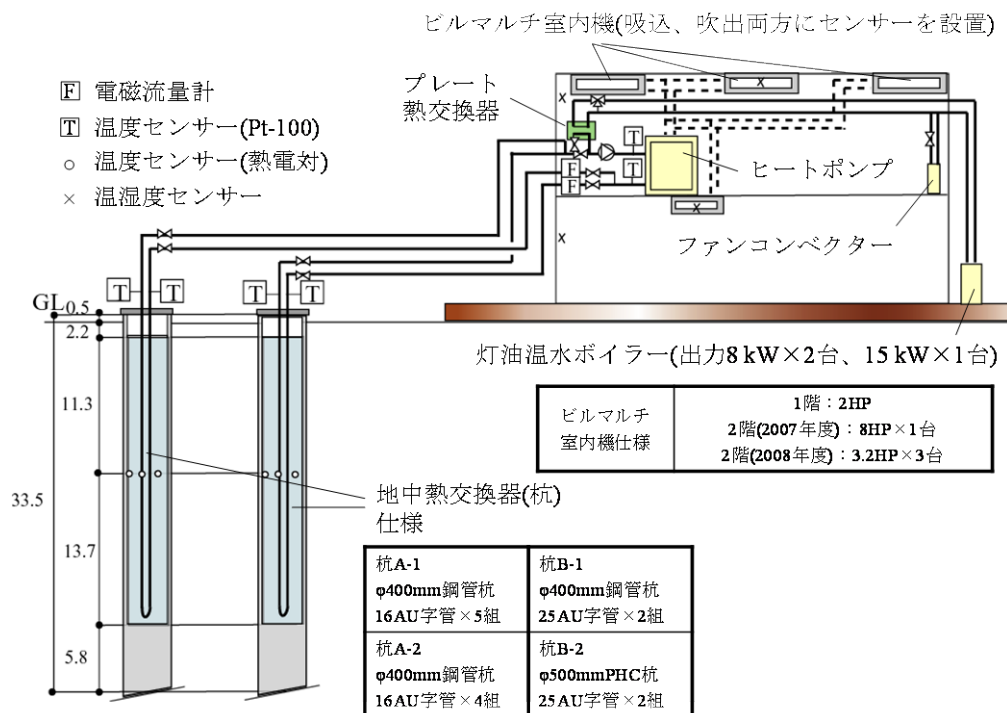


図 3-8 LF-GSHP ビルマルチシステムフィールド試験系統図

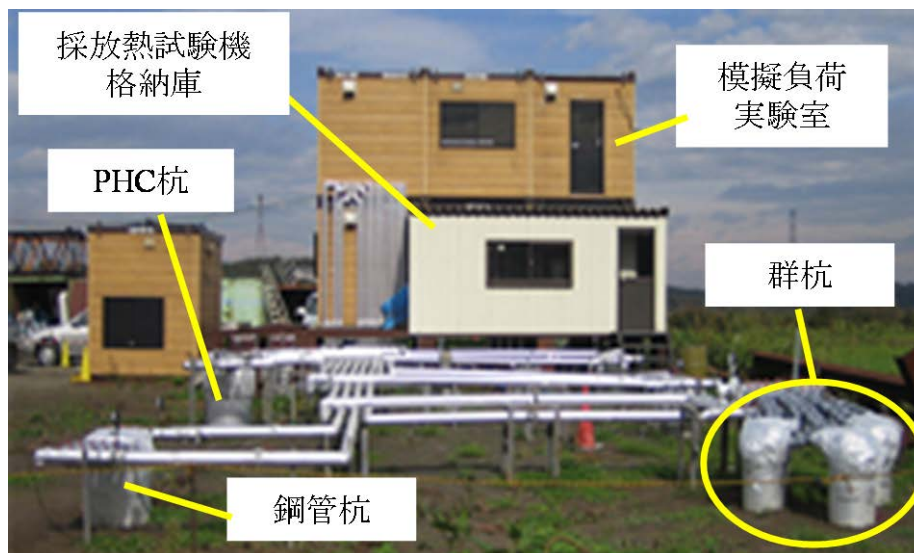


写真 3-1 LF-GSHP ビルマルチシステムフィールド試験外観

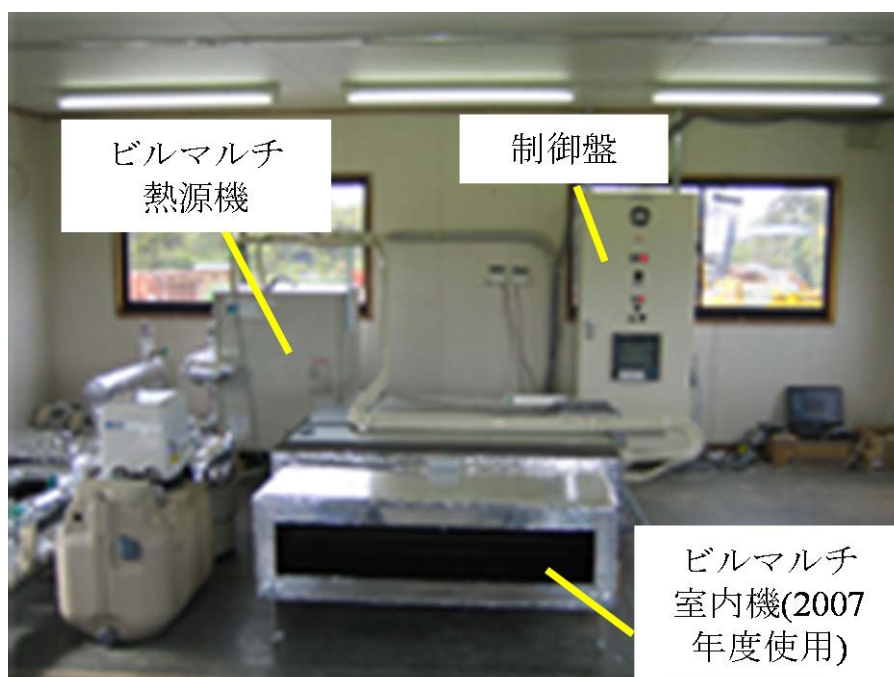


写真 3-2 LF-GSHP ビルマルチシステムフィールド試験実験室
内部設置機器



写真 3-3 ビルマルチ室内機(2008 年度使用)

3.4.2 測定項目

表 3-8 にフィールド試験における測定項目を示す。試験中の杭内温度を測定するため、図 3-8 に示す通り、深さ 13.5 m 地点の杭壁、充填水、U 字管壁面の各点に熱電対を設置している。また、ヒートポンプ一次側、地中熱交換器の出入口温度変化や採放熱量を把握するため、ヒートポンプ一次側および各地中熱交換器(杭)の出入口に Pt-100 温度センサーが、さらには、各系統には電磁流量計が設置されている。ヒートポンプ、循環ポンプの消費電力はそれぞれに電力計が設置されており測定が行われる。ヒートポンプ二次側・建物側は、一階、二階の室内機吸込、室内機吹出部、室内にそれぞれ一点ずつ、計 6 点に温湿度センサーが設置されている。

表 3-8 フィールド試験測定項目

温度測定点 (Pt-100)	地中熱交換器出入口 × 6 (各杭) LF-GSHPビルマルチ熱源機出入口
温度測定点 (熱電対)	充填水水温深さ13.5 m地点 × 6 (各杭) 杭内表面(PHC杭は外表面)13.5 m地点 × 6 (各杭) U字管表面13.5 m地点 × 6 (各杭)
温度・相対湿度 (温湿度センサー)	室内機吸込 × 2 (1階と2階) 室内機吹出 × 2 (1階と2階) 試験室内 × 2 (1階と2階)
流量 (電磁流量計)	各地中熱交換器系統 (図 3-8 参照)
電力量 (電力量計)	ヒートポンプ(圧縮機) 循環ポンプ

3.5 フィールド試験結果および考察

3.5.1 冷房時におけるヒートポンプの性能検証

(1) 冷房時安定運転試験

2007 年 6 月～9 月の夏期に冷房運転試験を実施した。

まず、LF-GSHP システムの最適循環流量を検討することと、熱源機の性能が本フィールド試験でも称呼値と同等の性能を確保しているかを確認することを目的とした安定運転試験を実施した。なお、ここでの LF-GSHP システムの最適循環流量とは、LF-GSHP システムにおいて熱源側の循環ポンプ動力および負荷側の冷媒搬送動力の消費電力も含めたシステム COP(SCOP)が最大となる循環流量を指すこととする。

安定運転試験の実施例を図 3-9 に示す。ヒートポンプの圧縮機回転数を一定に設定し、ヒートポンプ冷房出力 Q_{hpc} と一次側循環流量 G_f を可能な限り一定に保ち、一時間程度連続運転を行い、その測定値の平均値を用いて熱源機性能およびシステム性能を評価する。

冷房時の安定運転試験の結果として、試験時の設定負荷率と循環流量および入口水温、室内機吸込 WB 温度、出力、消費電力、COP、SCOP の平均値を表 3-9 に示す。

なお、ヒートポンプの出力については、実測値をもとに次式により算出している。

$$Q_{hpc} = c_{pf} \rho_f G_f (T_{1out} - T_{1in}) - E_{hp} \quad (3-1)$$

また、COP と SCOP は以下の式によって計算される。

$$COP = \frac{Q_{hp}}{E_{hp}} \quad (3-2)$$

$$SCOP = \frac{Q_{hp}}{(E_{hp} + E_p)} \quad (3-3)$$

次に、図 3-10 にヒートポンプの出力および最大出力を 28 kW とした場合の出力割合(Q_{hpc}/Q_{hpcr})に対する SCOP を示す。出力割合が 30～50%程度の範囲では、圧縮機の消費電力も小さくなることから、全消費電力に占める循環ポンプ消費電力の割合が大きくなる。このため、少水量化の効果も大きくなり、 $G_f=30$ L/min の場合に SCOP の値が最大となっている。一方で出力が増大すると、循環流量の減少によるヒートポンプの性能低下、すなわち圧縮機消費電力の増加

幅が、少水量化による循環ポンプ消費電力の削減幅よりも大きくなる。出力割合が 75%程度では $G_f=50$ L/min、出力割合 100%近辺では $G_f=96$ L/min の場合に SCOP が最大となった。これより出力に応じて循環流量を変化させる変流量制御運転を導入すれば、システムを最も効率良く運転することができる。

さらに、これら実測値と負荷率毎の称呼値との比較を行ったものを図 3-11 に示す。出力割合が 30~50%程度の範囲では概ね一致しているが、80~100%程度の範囲では誤差が大きくなっている。

そこで、試験 1 と試験 3 については、性能に影響を与える各項目が称呼値を求める場合と比較して、どの程度増減が見られるかを検討した。その結果を表 3-10 に示す。ここで内訳が、+となっている項目については称呼値に対する実測値の不足分、-となっている部分については実測値に対する称呼値の不足分を示している。これより循環流量が定格条件である試験 1 は室内機容量差や室内機吸込温度差による出力低下が大きな割合を占めていることがわかる。これらの値は実際の設計においては把握可能なものであり、実用上問題ない。そしてそれらを除いた出力、COP の低下(その他の値)は 0.02、-0.14 とほとんどなく、工場内試験と同様の試験条件で試験を行えば、称呼値を確保できる。一方、試験 3 については室内機容量差や室内機吸込温度差による出力・COP の低下の他に、その他の値が大きくなっている。これは称呼値を求める際に用いたシミュレーションの計算に原因(例えば、プレート熱交換器の流量変化による表面熱伝達性能の変化を計算にて考慮しておらず、熱交換性能が実際よりも良くなっている等)があるものと思われる。しかしながら、実際には出力に応じて循環流量を変化させる変流量制御運転を採用するため、この領域での運転は実際には行わないので問題はない。

図 3-11 より、LF-GSHP システムの基本単位である 10HP 機の定格能力、すなわち最大能力時には、定格流量である 96L/min より循環流量を絞ると、性能が低下することが示されており、10HP の基本ユニットの定格出力時には循環流量を絞らず、96L/min が最適流量であることが確認された。

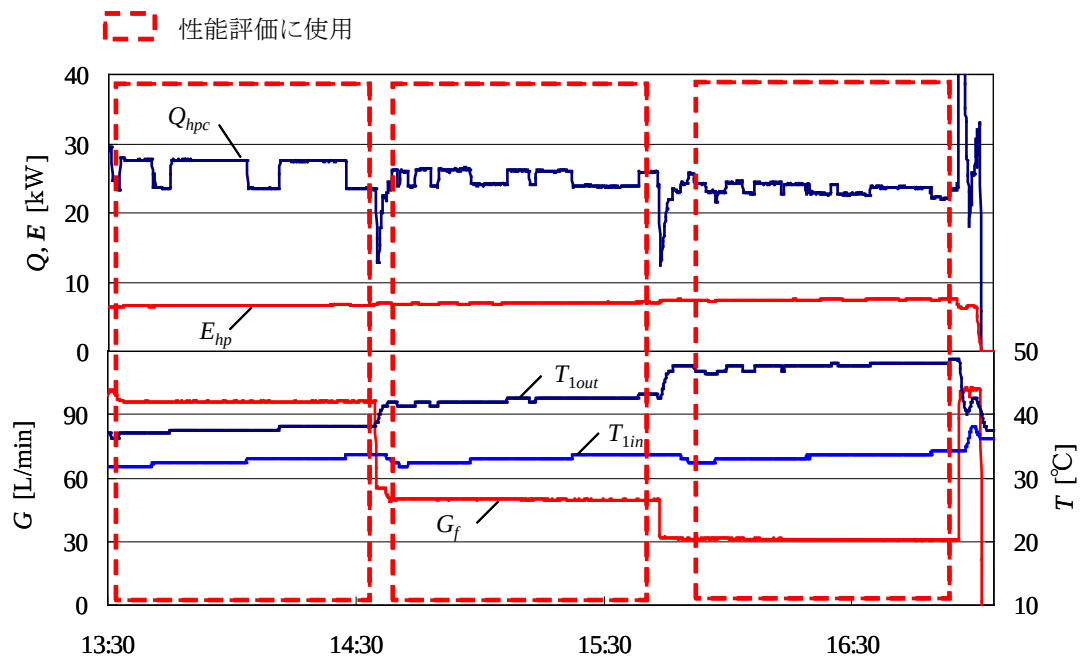


図 3-9 冷房時安定運転試験の一例(2008 年 8 月 7 日)

表 3-9 冷房時安定運転試験の結果

	試験1	試験2	試験3	試験4	試験5	試験6	試験7	試験8	試験9	試験10	試験11	試験12
試験実施日	2008/8/7			2007/8/20			2007/8/21			2007/8/21		
設定負荷率 [%]	100			80			50			30		
流量 [L/min]	96.1	49.7	31.1	96.9	50.3	30.1	95.4	50.2	29.6	95.1	48.5	30.1
入口水温 [°C]	32.7	33.2	33.3	32.20	33.57	33.42	32.79	31.92	31.21	32.75	31.97	32.79
室内機吸込WB [°C]	22.7	22.7	22.8	17.90	18.86	17.63	19.34	18.87	19.75	21.72	21.86	21.84
出力 [kW]	26.4	24.9	23.7	19.72	20.03	19.68	13.33	13.24	13.89	7.28	7.29	7.30
圧縮機消費電力 [kW]	6.6	7.0	7.4	4.70	4.97	5.60	2.40	2.44	2.57	1.26	1.25	1.29
COP [-]	4.00	3.56	3.19	4.20	4.03	3.51	5.56	5.42	5.41	5.77	5.81	5.65
循環ポンプ消費電力 (測定値) [kW]	0.39	0.09	0.04	0.50	0.11	0.04	0.47	0.11	0.04	0.47	0.10	0.04
SCOP [-]	3.78	3.51	3.18	3.79	3.94	3.49	4.65	5.18	5.32	4.20	5.37	5.46

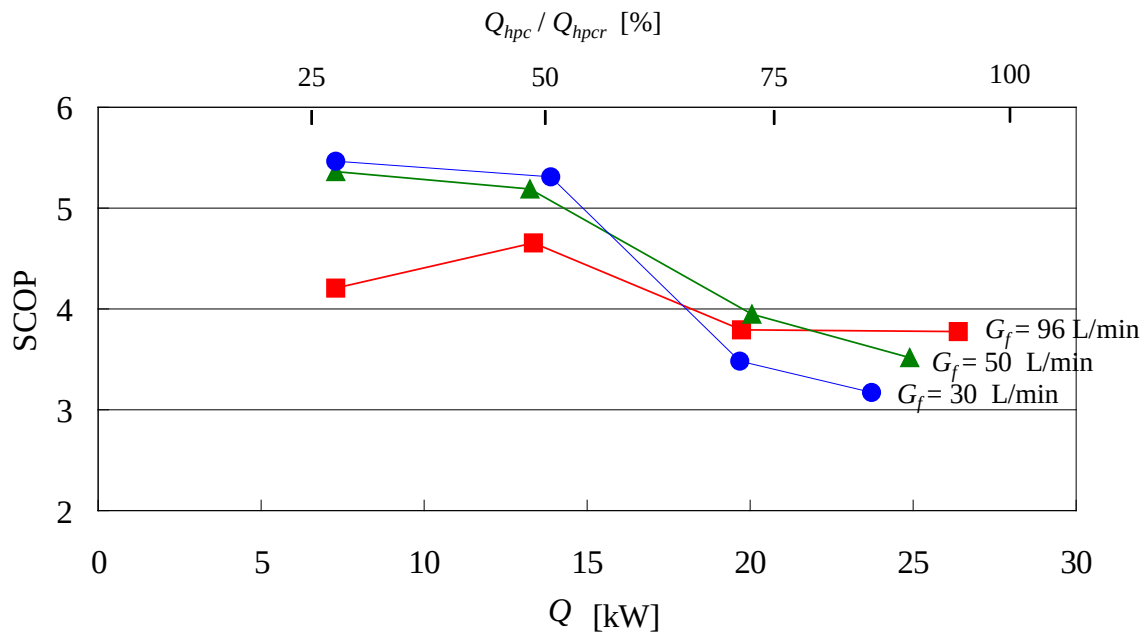
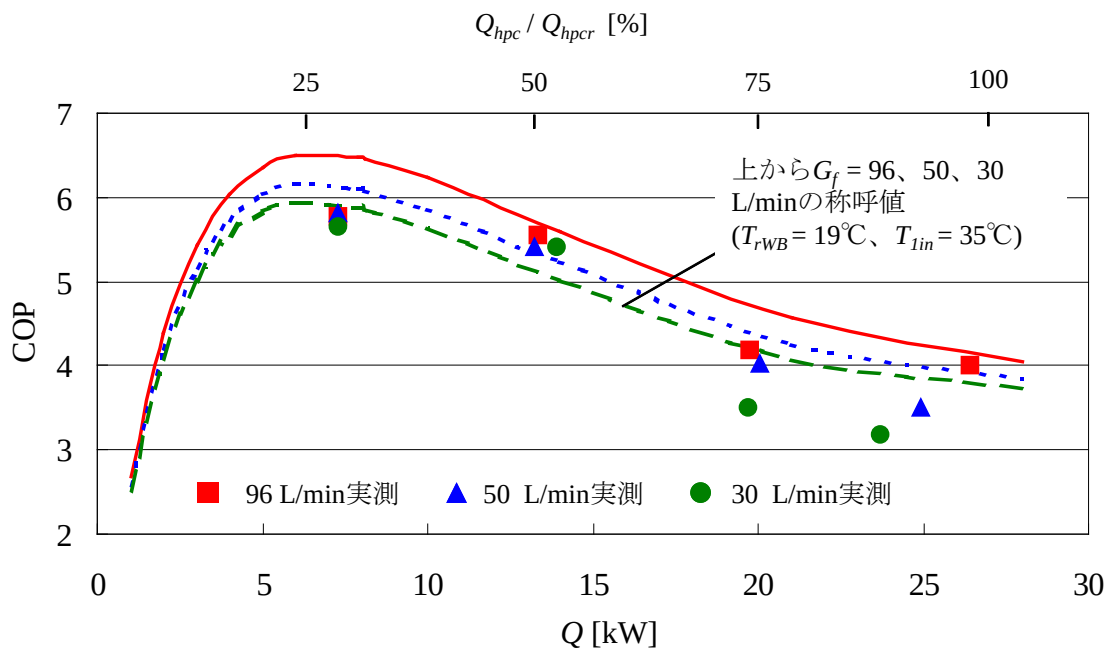


図 3-10 LF-GSHP ビルマルチシステムの冷房出力と SCOP の関係



称呼値の条件 吸込WB温度：19℃、HP一次側入口温度：35℃

図 3-11 冷房出力に対する COP／実測値と称呼値の比較
(安定運転試験時)

表 3-10 冷房時性能検証

		試験1(負荷率100%、循環流量96 L/min)			試験3(負荷率100%、循環流量30 L/min)		
		出力 [kW]	消費電力 [kW]	COP	出力 [kW]	消費電力 [kW]	COP
実測値		26.41	6.60	4.00	23.66	7.42	3.19
称呼値		28.62	6.54	4.38	27.68	7.02	3.94
(実測値 / 称呼値 [%])		92.3	100.9	91.3	85.5	105.7	81.0
加 減 算 項 目	①インバータロス考慮	0.61	-	0.09	1.08	-	0.15
	②室内ファン入力考慮	-0.46	-	-0.07	-0.46	-	-0.06
	③配管長補正	0.28	-0.04	0.07	0.28	-0.04	0.06
	④配管熱損	0.09	-0.01	0.02	0.08	-0.01	0.02
	⑤室内機容量差	0.98	-0.12	0.23	0.99	-0.14	0.20
	⑥室内機吸込温度差	0.69	-0.09	0.17	0.97	-0.13	0.21
	⑦その他	0.02	0.20	-0.14	1.08	-0.08	0.19

(2) 冷房時連続運転試験

冷房期間中(2007年6月27日～9月30日)には前節に示した安定運転試験と異なる、ヒートポンプを日中成行きの条件で連続運転を行っても、称呼値と比較して大きな性能低下(COP 低下)がないかを確認する連続運転試験を実施した。この期間を通じた連続運転試験において、称呼値からの大きな性能低下が無いことが確認できれば、サイクルシミュレーションを用いることなく、称呼値を簡易に算出できる近似式を作成して、GSHP システム設計・性能予測ツールのような年間性能シミュレーションに組み込めることも可能となる。この結果として、熱源機を含めた LF-GSHP システム全体の年間性能予測シミュレーションが可能となる。

連続運転試験の実施例を図 3-12 に示す。本試験装置の模擬負荷装置はプログラム運転により出力を変更することが可能である。そのため、できるだけ多くの負荷条件に対する試験を実施するため、図に示されるように 13 時を分岐として模擬負荷の出力を変更して試験を実施した。試験は冷房期間中(2007年6月27日～9月30日)に実施したが、2007年8月20日、21日に運転制御の変更と、安定運転試験を実施したため、これ以降は8月22日以降の実測結果について示すこととする。

試験結果として、図 3-13 に 8 月 22 日～9 月 30 日の運転時間帯(AM : 9 : 00 ～13 : 00、PM : 13 : 00～17 : 00)における設定循環流量、ヒートポンプ一次側入口温度、冷房出力、消費電力の平均値を示す。循環流量は図に示されるように、安定運転試験と同様に 96、50、30 L/min に設定した。また、模擬冷房負荷を変更し、ヒートポンプの平均冷房出力が 0～20 kW となるように運転を実施した。GSHP システムの運転は成行きで行っているため、ヒートポンプの一次側入口温度については、ヒートポンプの冷房出力、すなわち地中への冷房廃熱の増加に応じて上昇している。冷房負荷が大きい 8 月 25 日に入口温度は最大の 38 °C、冷房運転終了前の負荷が小さい 9 月 27 日に入口温度は最小の 17 °C になった。

この結果をもとに、96、50、30 L/min の各循環流量条件において、出力と COP の関係を確認した。その結果と循環流量毎の称呼値を比較したものを図 3-14 (a)～(c) に示す。連続運転時は安定運転試験時と異なり、圧縮機の回転数は一定ではなく、回転数の変更などによるエネルギー損失が発生することもあるが、入口温度 25°C 以下の場合に少し COP の低下が見られるものの、いずれの条件においても図 3-11 と同様の傾向を示しており、称呼値からの大きな

COP 低下は見られないことがわかる。

また、図 3-14 より、LF-GSHP システムとしての負荷率に対する性能は、30～50%が最も優れ、30%を下回ると ON/OFF 運転に入るため、効率が著しく低下する特性を持つことが確認できる。したがって、出力割合に応じて循環流量を変化させる変流量制御運転を導入する LF-GSHP システムにおいては、10HP の基本ユニットにおける少水量化の流量下限値としては 30L/min が最適流量であることが確認された。

さらには、図 3-15 に冷房出力に対する実測値 COP と称呼値 COP の比率を示す。称呼値 COP に対する実測値 COP の比率は 0.8～1.1 に分布しており、8 月 22 日～9 月 27 日における称呼値平均の COP に対する実測値平均の COP の比率を計算したところ 0.94 であった。これらの結果から、連続運転においても称呼値との差は 6%であった。従って、図 3-14 (a)～(c)に示される称呼値の性能曲線を算出する近似式を GSHP システム設計・性能予測ツールのようなシミュレーションに適用すれば、熱源機を含めた LF-GSHP システム全体の年間性能予測シミュレーションが可能といえる。

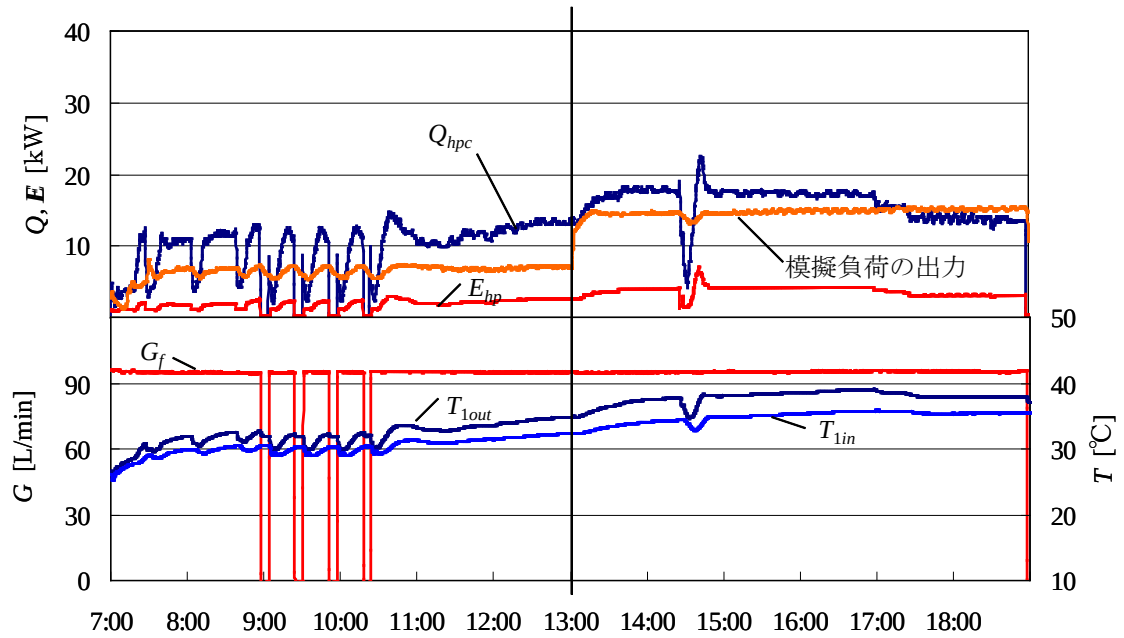


図 3-12 冷房連続運転試験の一例(2007 年 8 月 23 日)

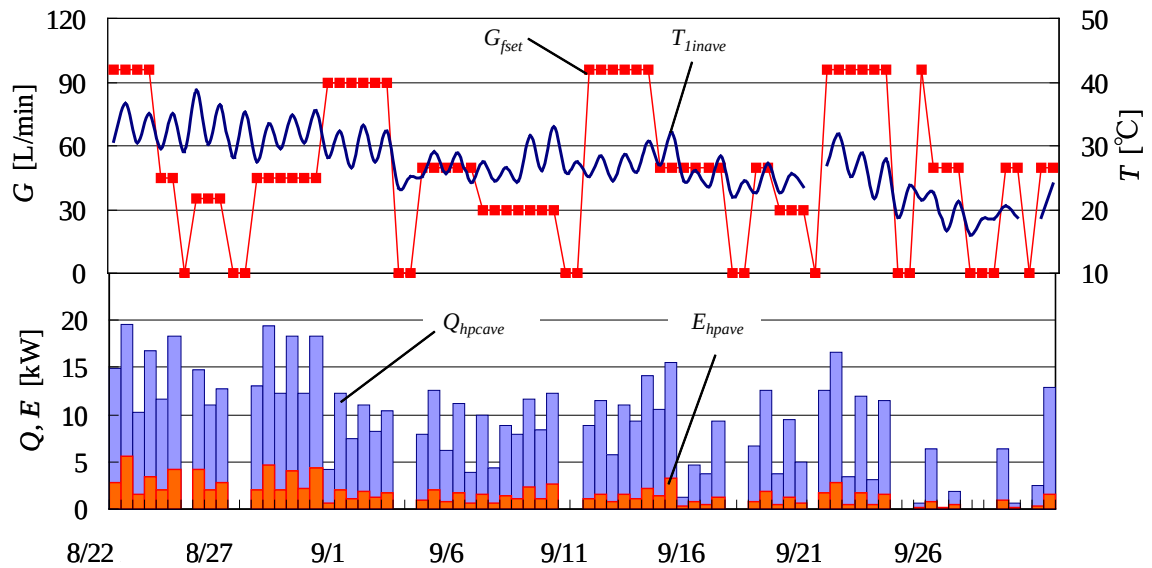
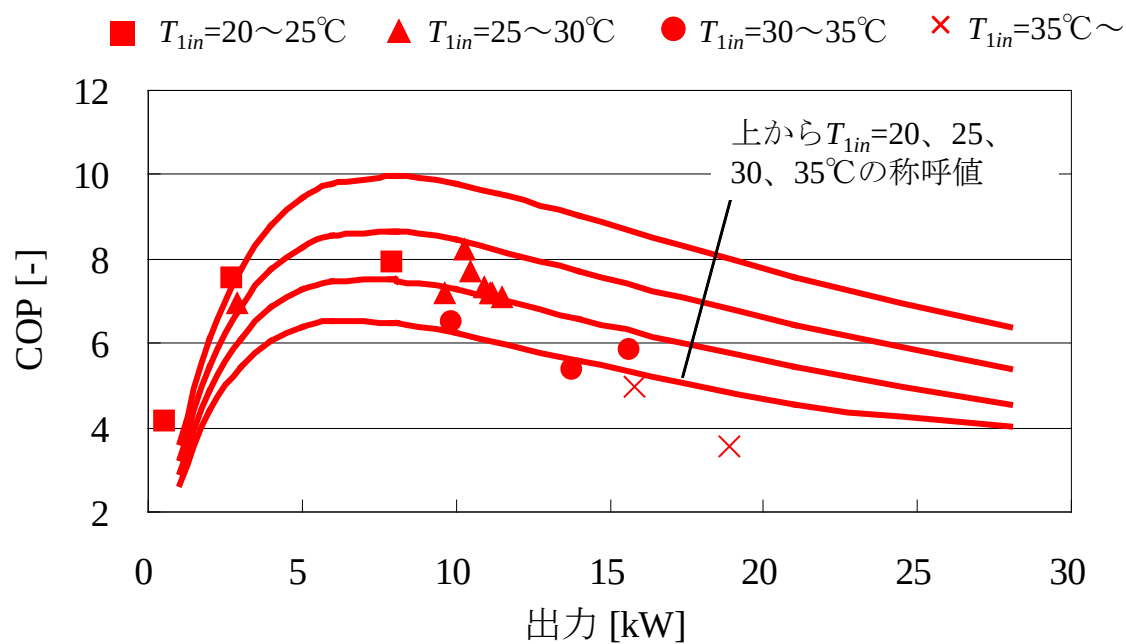
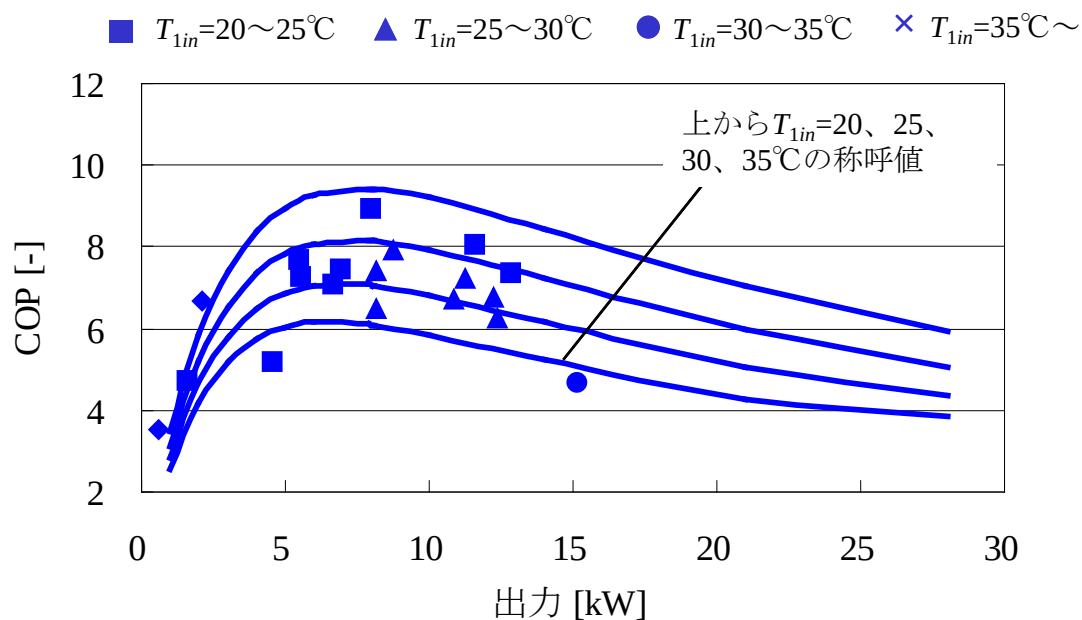


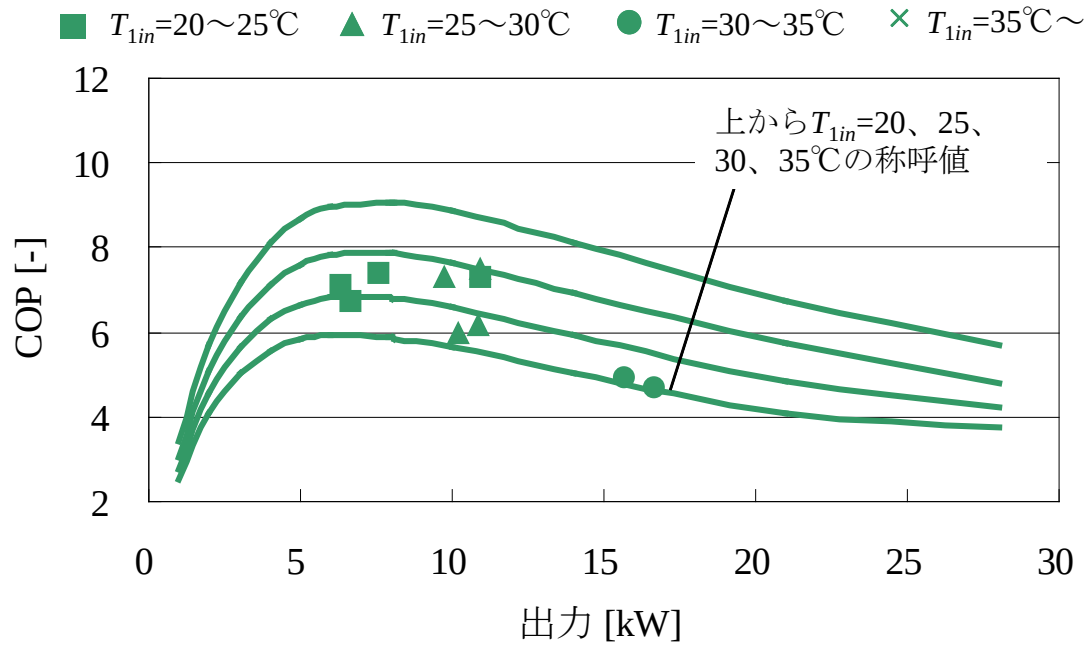
図 3-13 冷房連続運転試験の結果



(a) 循環流量 96L/min、吸込 WB 温度：19℃：連続試験時



(b) 循環流量 50 L/min、吸込 WB 温度：19℃：連続試験時



(c) 循環流量 30 L/min、吸込 WB 温度 : 19 °C : 連続試験時

図 3-14 冷房出力に対する COP／実測値と称呼値

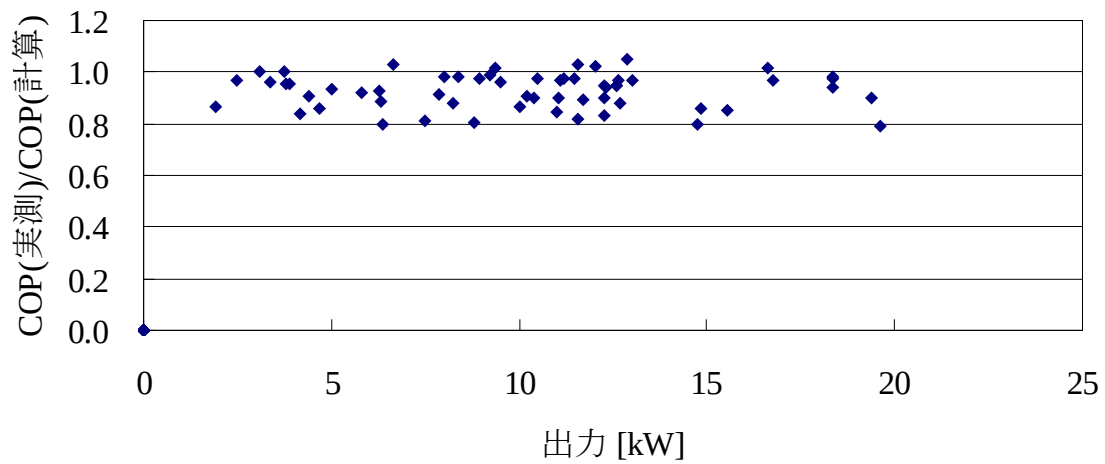


図 3-15 冷房出力に対する実測値 COP／称呼値 COP
(連続試験時：全ての循環流量)

3.5.2 暖房時安定運転試験におけるヒートポンプの性能検証

11月～12月の冬期に暖房運転時における安定運転試験を実施した。暖房運転試験においては、熱媒に水を用いていることもあり、 $T_{1in} < 10^{\circ}\text{C}$ の運転が難しいため、 $T_{1in} = 10^{\circ}\text{C}$ 一定に設定し、 G_f を変更して行った。試験は負荷率(圧縮機消費電力)や一次側の循環流量を変更して2度実施した。結果を表3-11に示す。

なお、ヒートポンプの暖房出力については、実測値をもとに次式により算出した。

$$Q_{hph} = c_{cf} \rho_f G_f (T_{1in} - T_{1out}) + E_{hp} \quad (3-4)$$

試験1、試験2についてはSCOPでも4前後の値が確保されており、暖房時でも高効率な運転が期待できることが確認された。

試験1については、冷房運転時同様、称呼値との比較を行い、各項目が称呼値を求める場合と比較して、どの程度増減が見られるかを検討した。表3-12に結果を示す。結果より循環流量が定格条件である試験1は冷房運転の試験1と同様に室内機容量差や室内機吸込温度差等が出力低下に影響していることがわかった。ただし、こちらも実際の設計においては把握可能なものであり、補正を行えば、実測値は称呼値とほぼ同値となることが確認された。

表 3-11 暖房時安定運転試験の結果

	試験1	試験2
試験実施日	2009/2/23	
流量 [L/min]	96.3	51.7
入口水温 [°C]	10.07	10.19
室内機吸込DB [°C]	22.82	24.32
出力 [kW]	22.52	13.28
圧縮機消費電力 [kW]	5.04	3.05
COP [-]	4.47	4.35
循環ポンプ消費電力 [kW]	1.03	0.23
循環ポンプ消費電力 (プレート熱交換器を除いた場合) [kW]	0.70	0.16
SCOP [-]	3.92	4.14

表 3-12 暖房時性能検証

		試験1		
		出力 [kW]	消費電力 [kW]	COP
実測値		22.52	5.04	4.46
称呼値		26.30	5.16	5.10
(実測値 / 称呼値 [%])		85.6	97.7	87.5
加減算項目	①インバータロス考慮	-0.43	-	-0.08
	②室内ファン入力考慮	0.46	-	0.09
	③配管熱損	0.54	-0.05	0.16
	④室内機容量差	1.18	-0.11	0.34
	⑤室内機吸込温度差	0.76	-0.07	0.22
	⑥インバータ周波数アップ	1.29	0.17	0.08
	⑦その他	0.00	0.18	-0.17

3.6 変流量制御最適化の考え方

3.5 では循環流量を定格流量の 96 L/min、約 50%流量の 50 L/min、約 30%流量の 30 L/min と変更して行き、各流量におけるシステムの性能を評価する安定運転試験を行った。改めてその結果を図 3-16(上)に示す。

図 3-16(上)ではヒートポンプの出力割合に対する SCOP を示している。出力割合が 30～50%程度の範囲では、循環流量 30 L/min の場合に SCOP の値が最大となっている。次に出力割合が 75%程度に増えると、循環流量 50 L/min の場合に SCOP の値が最大となっている。さらに出力割合 100%近辺では循環流量 96 L/min の場合に SCOP が最大となり、50 L/min、30 L/min の少水量の場合よりも明らかに優位となった。これより出力に応じて循環流量を変化させる変流量制御運転を導入することが、システムの性能を最も向上しうる運転であることを確認した。

出力に応じて循環流量を変化させる変流量制御の方法は、二次側負荷熱量比例制御、二次側定流量方式の場合の還り温度比例制御、ヒートポンプから圧縮機の回転数などを電気信号として受け取る負荷出力比例制御などが挙げられる⁷⁾が、図 3-17 に示すようにヒートポンプ一次側の出入口の温度差を測定し、それを一定に保つように循環ポンプの回転数を調節する一次側温度差一定制御が、二次側直膨方式でも採用可能、ヒートポンプを選ばない、比較的安価な温度センサーだけで制御可能といった特徴から、汎用性や制御性、設置の容易さを考慮し最適であると考え、その採用を検討した。以下に一次側温度差一定制御による変流量制御の概要について説明する。

冷房時のヒートポンプ一次側の放熱量 Q_{hp1c} は一次側出入口温度差と循環流量を用いて以下の式により計算することができる。

$$Q_{hp1c} = c_{pf} \rho_f G_f (T_{1out} - T_{1in}) \quad (3-5)$$

(3-5)式を G_f について解くと、

$$G_f = \frac{Q_{hp1c}}{c_{pf} \rho_f (T_{1out} - T_{1in})} \quad (3-6)$$

が得られる。(3-6)式より G_f は Q_{hp1c} に比例し、一次側出入口温度差が一定であれば、 Q_{hp1c} の増減に応じて G_f が増減することがわかる。また、(3-6)式よりヒートポンプ一次側の放熱量 Q_{hp1c} と冷房負荷 Q_{hp2c} が比例関係となれば、 G_f は Q_{hp2c} にも比例することとなる。ここで、 Q_{hp1c} と Q_{hp2c} には以下の関係がある。

$$Q_{hp1c} = Q_{hp2c} + E = Q_{hp2c} + \frac{Q_{hp2c}}{COP_c} = \frac{Q_{hp2c}(COP_c + 1)}{COP_c} \quad (3-7)$$

ここで、 COP_c は冷房時のヒートポンプ COP である。(3-6)式に(3-7)式を代入して、

$$G_f = \frac{Q_{hp2c}}{c_{pf} \rho_f (T_{1out} - T_{1in})} \frac{(COP_c + 1)}{COP_c} = \frac{Q_{hp2c}}{c_{pf} \rho_f (T_{1out} - T_{1in})} C_c \quad (3-8)$$

が得られる。従って、 COP_c が一定であれば、 G_f は Q_{hp2c} に比例することとなるが、本試験で使用しているビルマルチは図 3-16 で示したように Q_{hp2c} に応じて COP が変動する部分負荷特性を有している。しかしながら、ビルマルチの冷房定格 COP は 4.56 であり、この値より(3-8)式の係数 C_c を求めると 1.22 である。一方で、COP がフィールド試験の結果より想定される 3～10 の間で変動しても係数 C_c の範囲は 1.1～1.33 の範囲にとどまり、定格に対する変化幅は±10%以内に収まる。これより、 COP_c を一定と見做し、一次側出入口温度差を一定にするように循環流量を変化させることで、出力に応じた変流量制御を実現できると考えた。

同様に、暖房時における G_f は以下の式により与えられる。

$$G_f = \frac{Q_{hp2h}}{c_{pf} \rho_f (T_{1in} - T_{1out})} \frac{(COP_h - 1)}{COP_h} = \frac{Q_{hp2h}}{c_{pf} \rho_f (T_{1in} - T_{1out})} C_h \quad (3-9)$$

ここで(3-8)式と(3-9)式において、 $Q_{hp2c} = Q_{hp2h}$ で温度差の絶対値が同じ値であると考え、 C_h は 1 以下となるため暖房時の循環流量は冷房時よりも小さくなってしまふ。これより、一次側温度差一定制御による変流量制御を導入する場合には、暖房時の設定温度差を冷房時よりも小さくする必要がある。

試験結果より考えられた出力割合に対する SCOP が最大となる循環流量を図 3-16(下)①に示す。一方、熱媒出入口温度差一定制御により負荷出力に応じて流量を変化させると図 3-16(下)②のようになる。

図 3-16(下)①のような変流量制御運転を行うのであれば、出力割合に対しての循環流量の増加割合が途中で変更されるため、やや複雑な制御運転が必要となることが想定される。しかしながら、図 3-16(上) から明らかなようにヒートポンプ各出力割合において、出力割合に等しい割合の循環流量であっても試験結果で得られた出力割合に対する SCOP が最大となる循環流量と SCOP は大差がないため、熱媒出入口温度差一定制御により図 3-16(下)②に示されるように出力割合の増加に応じて循環流量を増大させ、出力割合 100%で定格流量 96 L/min となるように制御することにより、比較的容易に①と SCOP が同等の制

御を行うことができる。ただし、最小流量は熱源機器の運転可能な 30 L/min とし、これを下回る操作量をインバータ機器側で受け取る場合については、機器側で最小出力値(循環流量)が 30 L/min となるように設定して、図 3-16(下)②のように最小循環流量を保つこととした。また、50%以下における 50L/min の SCOP は 30L/min の SCOP に比べさほど劣らないので、循環ポンプのインバータ絞り限界等で 30L/min を下限値とすることが難しい場合は 50L/min 以下であれば許容範囲であると考えられる。

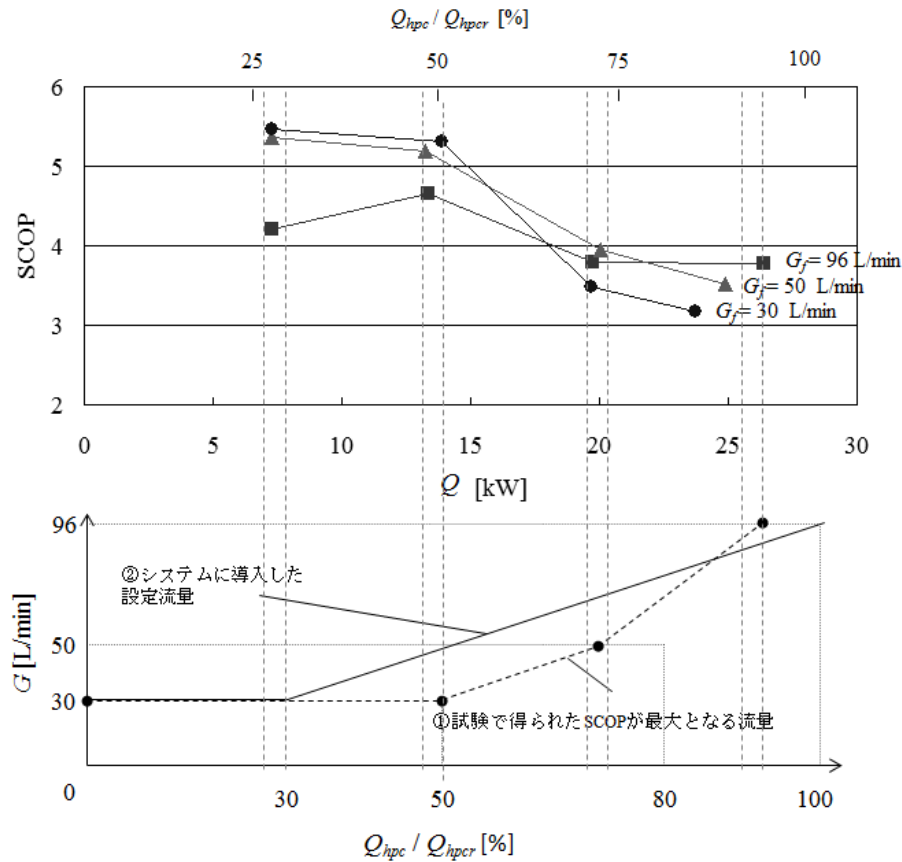


図 3-16 LF-GSHP ビルマルチシステムの冷房出力と SCOP の関係(上)
および変流量制御運転の概念図(下)

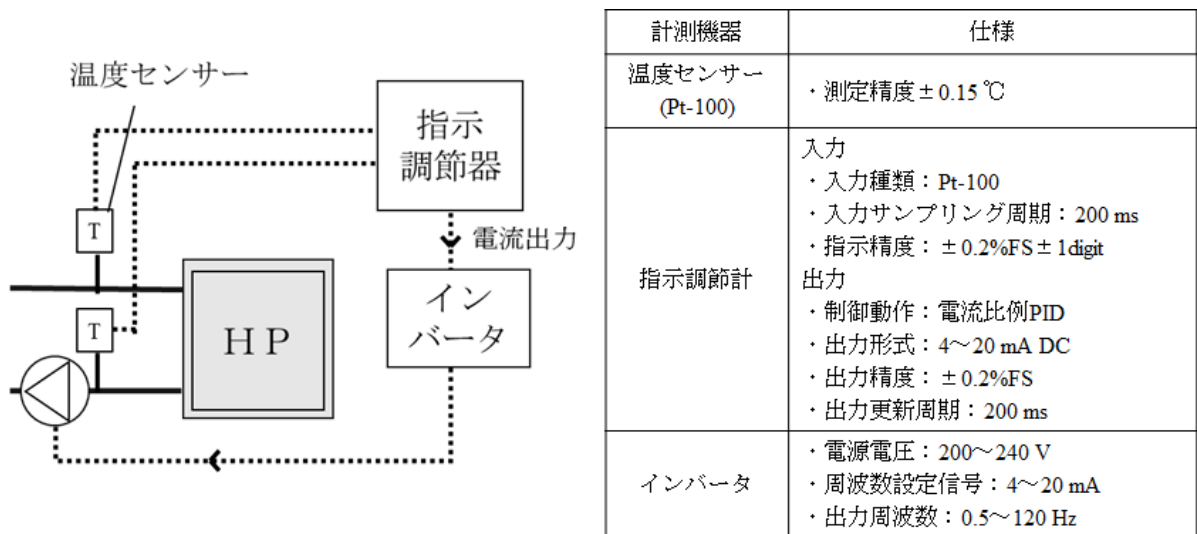


図 3-17 変流量制御運転の系統図(仕様は本試験で用いた機器仕様)

3.7 変流量制御の導入によるシステム性能の実証

3.7.1 冷房運転における負荷追従性確認

模擬負荷装置を用いて図 3-18 に示されるような時間毎に段階的に変化する冷房負荷を与えて、変流量制御運転の負荷追従性確認試験を行った。

代表日における差温一定制御運転における出力・消費電力およびヒートポンプ出入口温度・循環流量の変化を図 3-19 に示す。循環流量は負荷変動と同じ変動を示し、若干振れ幅があるものの安定していることがわかる。さらには、図 3-20 に運転中のヒートポンプ出力に対する循環流量を示す。全運転時間帯のうち約 9 割の時間帯で、設定した循環流量に対し ± 10 L/min の範囲内で運転が行われており、高い負荷追従性が確保されていることがわかる。これらのことから、本方式は実用可能な精度で変流量制御運転が行えることが確認された。

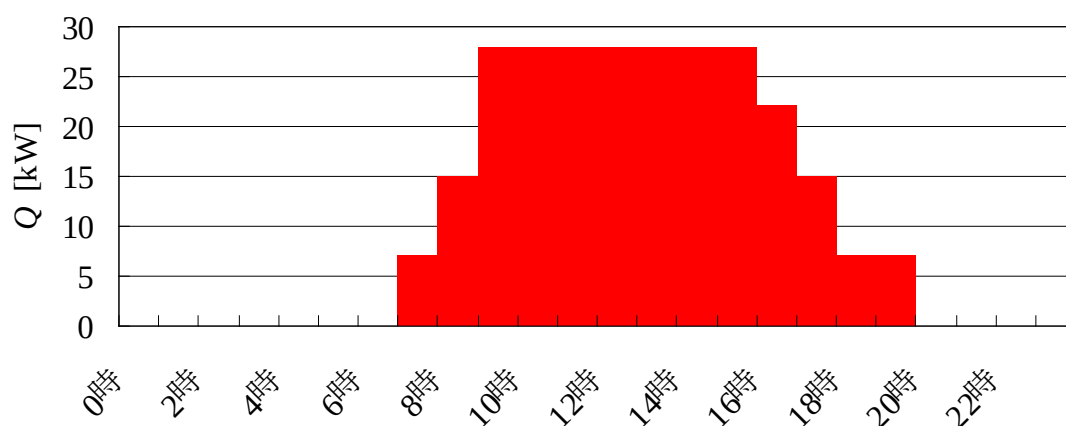


図 3-18 模擬負荷装置(ボイラ)の出力の一例

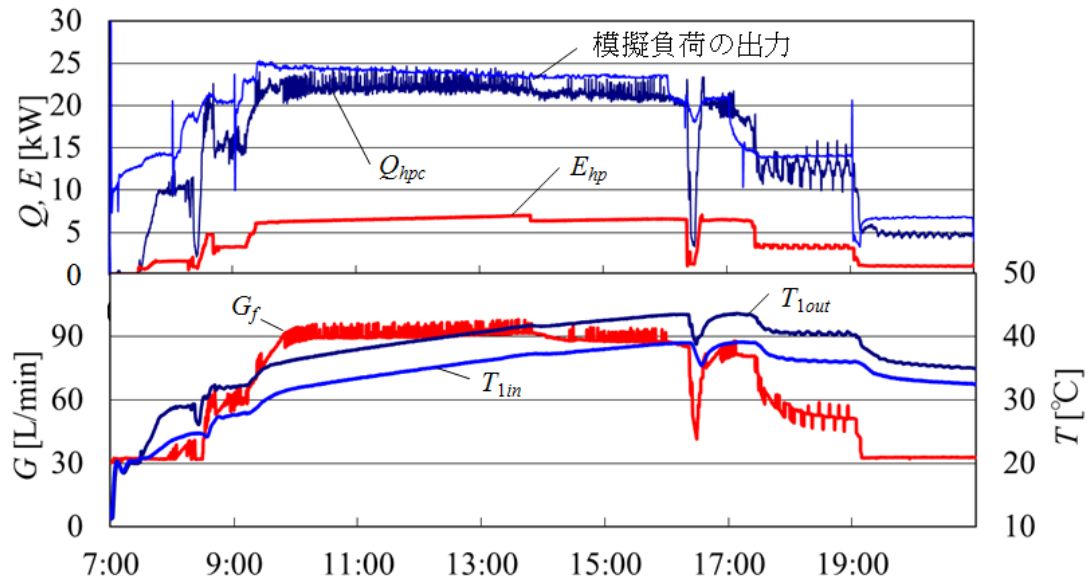


図 3-19
10月13日の冷房出力・消費電力および
ヒートポンプ出入口温度・循環流量の変化

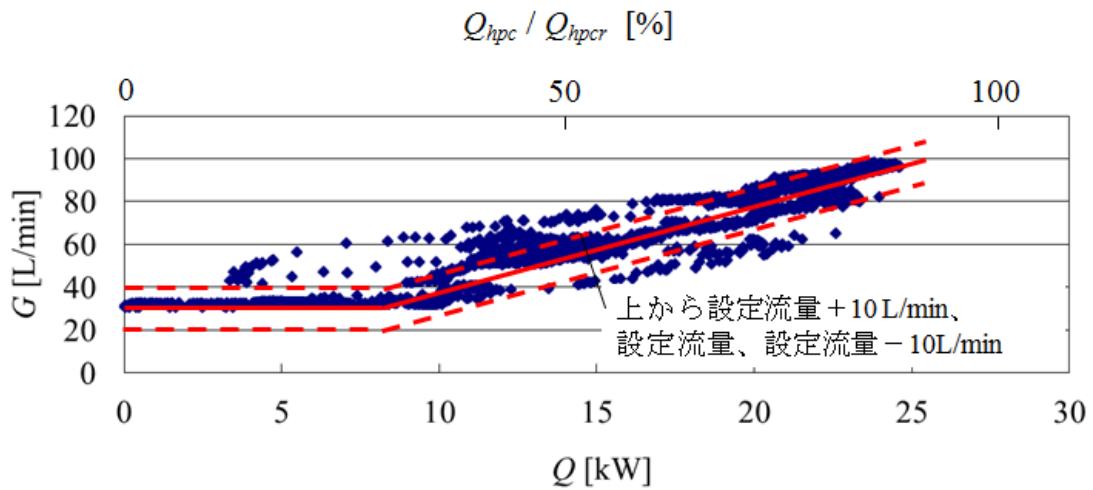


図 3-20 10月13日の運転中の冷房出力に対する循環流量

3.7.2 冷房運転における期間性能評価

ここでは、実際の建物負荷を想定して冷房期間運転時の性能評価を行った。
図 3-21 に実際に試験で行った各負荷率の運転時間と、文献⁸⁾を参考に実際の建

物を想定した負荷率毎の運転時間を示す。試験では負荷追従の確認のため、高出力(負荷)運転を長時間行っているが、文献⁸⁾のように実際の建物では高出力の運転割合は少なくなっていることがわかる。この高出力運転を評価に含めた場合、全体の出力に占める高出力運転の割合も多くなる上、図 3-16 でも示した通り高出力運転は性能が低くなるため、高出力運転の実測データは文献⁸⁾と同じ運転時間分のみを扱うこととした。

この場合の冷房期間運転時の試験結果として、6月4日～10月13日の冷房出力と消費電力量の日変化を図 3-22 に示す。図 3-22 には循環ポンプが標準流量(96 L/min)で運転するものとした場合の消費電力量の変化も示す。定流量運転時はヒートポンプの出力にかかわらず運転時間に応じて消費電力量が増大するが、変流量運転はヒートポンプの出力に応じて循環ポンプ消費電力も削減されるため、消費電力量が大幅に削減されていることがわかる。さらには冷房期間の出力・消費電力量および平均 COP・SCOP と、定流量運転時を想定した場合の循環ポンプ消費電力量および平均 SCOP を表 3-13 に示す。結果より平均 SCOP は 4.51 となり、当初目標としていた SCOP4.5 以上を達成できることが示された。また、定流量運転時との比較では、循環ポンプ消費電力で約 80%、システム全体で約 20%の消費電力削減効果が得られることがわかった。

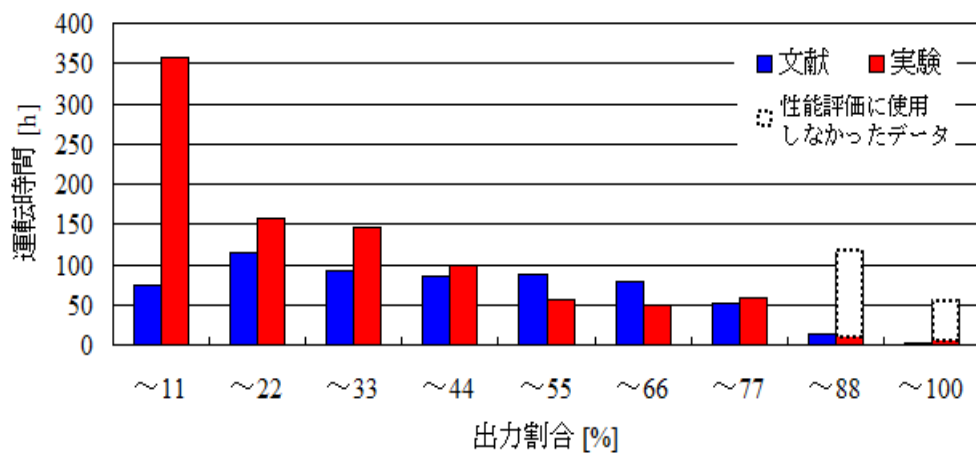


図 3-21 試験によって得られた負荷率と運転時間
実際の建物を想定した場合の負荷率と運転時間

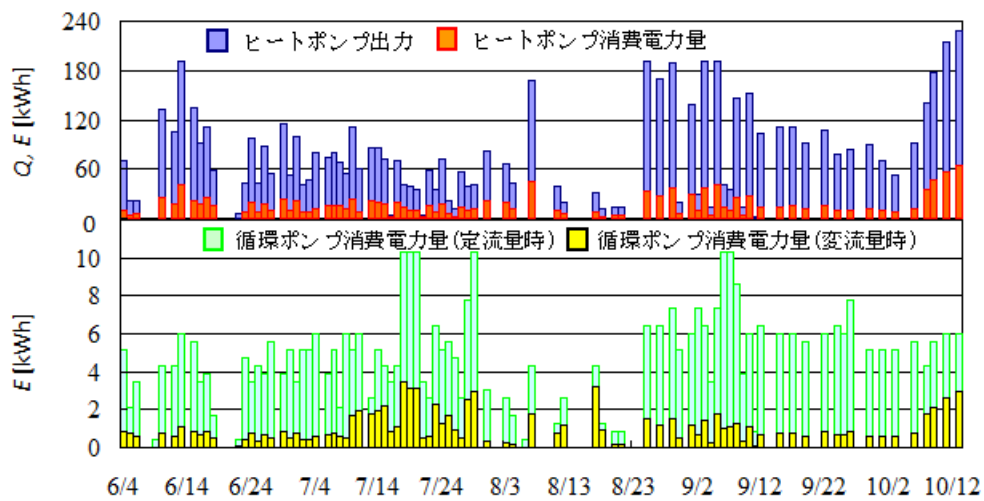


図 3-22 冷房期間の冷房出力と消費電力量の日変化

表 3-13 冷房期間の運転結果(循環ポンプ定格運転時の
ヒートポンプ運転時間は変流量運転時と等しいものとする)

	ヒート ポンプ 出力	ヒート ポンプ 消費電力	平均 COP	循環 ポンプ 消費電力	合計消費 電力	平均 SCOP
	[kWh]	[kWh]	[-]	[kWh]	[kWh]	[-]
変流量運転時	6687	1390	4.81	92	1482	4.51
定格流量運転時				431	1821	3.67
変流量/定格流量	-	-	-	0.21	0.81	1.23

3.7.3 冷房運転におけるシステム性能評価

図3-16に示した安定運転試験におけるヒートポンプ出力と SCOP の相関より、ヒートポンプ出力変化に合わせて循環流量を制御する変流量制御運転を行ったが、ここでは循環ポンプ消費電力を含むシステム性能特性を検証するため、変流量制御運転におけるヒートポンプ出力と SCOP の相関を図3-23に示す。図中の実線で示す称呼値^{注)}SCOPは表3-5で示した各循環流量の HP 一次側入口温度 30℃におけるヒートポンプ出力～称呼値 COP の相関により求まるヒートポンプ消費電力に、実験により得られた循環ポンプ消費電力(96L/min 時 : 0.39 kW、50 L/min 時 : 0.09kW、30 L/min 時:0.04 kW)を加算して得た値である。実測 SCOP は実測値の COP を吸込み WB 温度 19℃、HP 一次側入口温度 30℃条件に合うように補正した値である。変流量制御を加えた連続運転時は安定運転試験とは異なり、圧縮機の回転数の変更などによるインバータのエネルギー損失などにより少し COP が低下する部分が見られるものの実測 SCOP は概ね称呼値 COP から求めた SCOP に合致しており、大きな低下は見られないことがわかる。

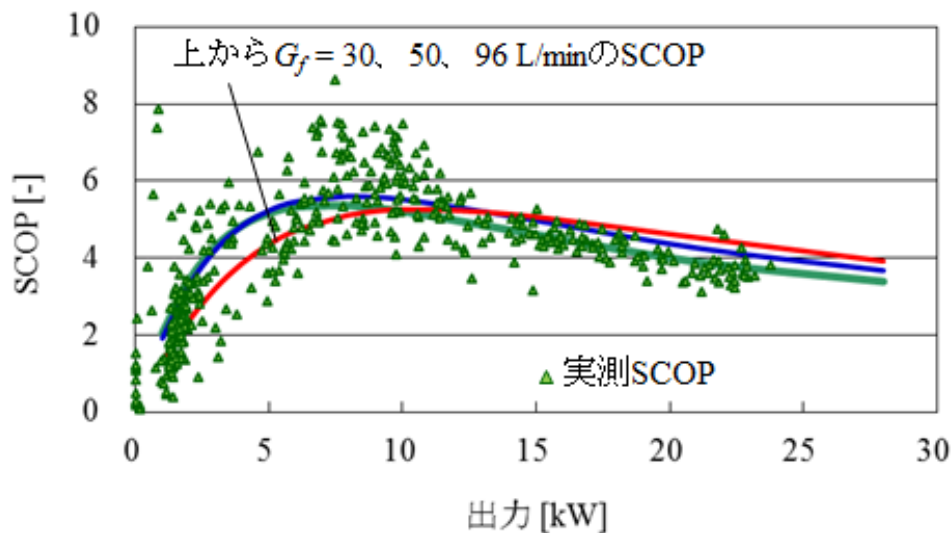


図 3-23 冷房出力に対する実測 SCOP と称呼値 SCOP の比較

3.7.4 暖房運転における負荷追従性確認

冬期暖房期間中には、暖房運転における変流量制御運転の負荷追従性確認試験を行った。暖房試験は冷房試験とは異なり暖房負荷は成り行きで行った。

まず、暖房運転における差温一定制御変流量運転の結果として、代表日における出力・消費電力およびヒートポンプ出入口温度・循環流量の変化を図 3-24 に示す。暖房負荷すなわちヒートポンプ出力は概ね 7kW から 18kW の間で推移しており、その増減に応じて循環流量も増減している。冷房運転時に行った制御の比例帯の調整により、暖房運転においても循環流量は負荷変動によく追従していると言える。

さらに、図 3-25 に運転中のヒートポンプ出力に対する循環流量を示す。実際に暖房負荷の存在するヒートポンプ出力 18kW 程度までは設定した循環流量に対し概ね ± 10 L/min の範囲内で運転が行われており、実質的には高い負荷追従性が確保されていると言え、暖房運転においても実用可能な精度で変流量制御運転が行えることが確認された。

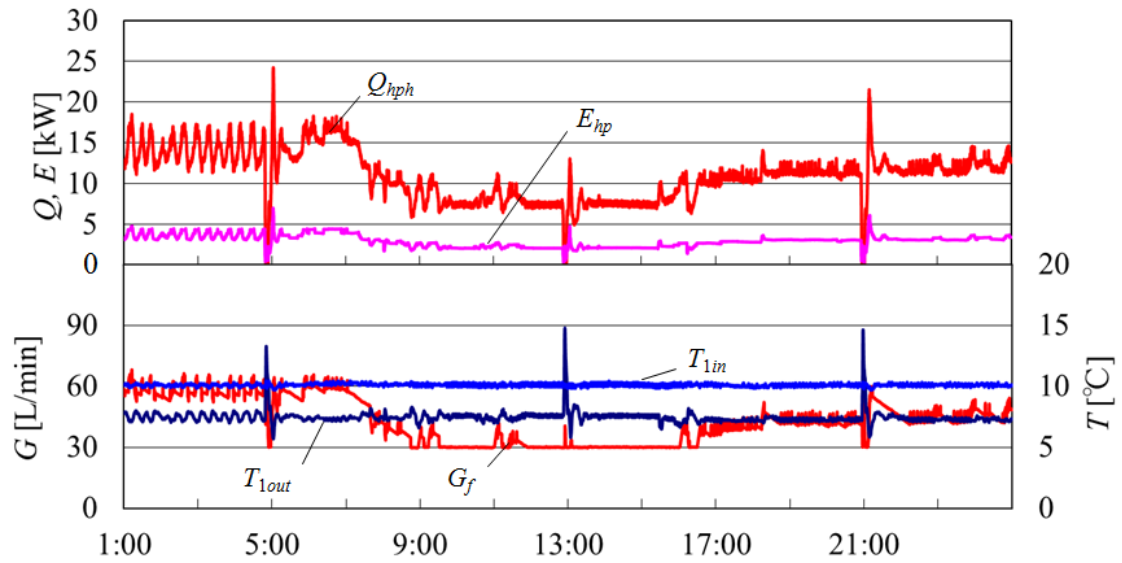


図 3-24 3 月 8 日の暖房出力・消費電力およびヒートポンプ出入口温度・循環流量の変化

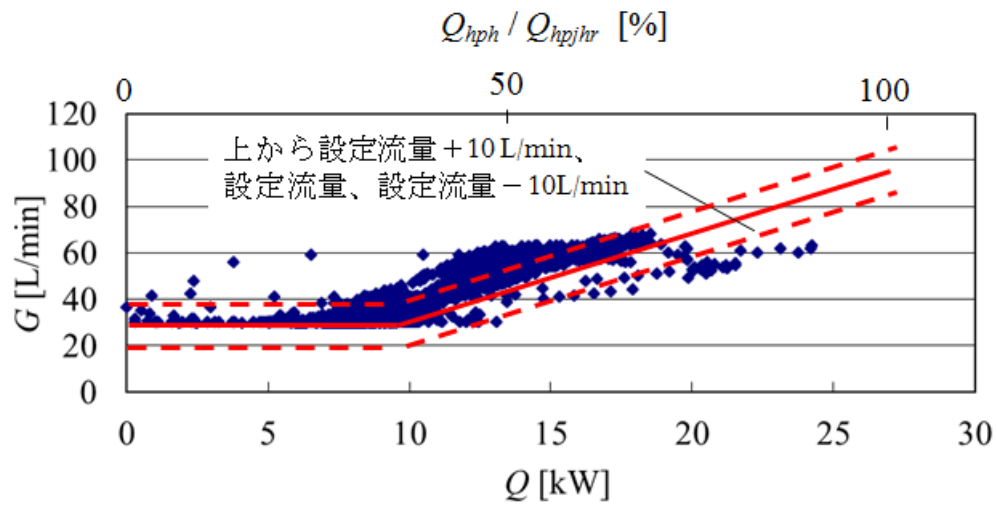


図 3-25 3 月 8 日の運転中の暖房出力に対する循環流量

3.7.5 暖房運転における期間性能評価

次に、2週間程度の暖房運転において期間性能評価を行った。

2月24日～3月8日の暖房出力と消費電力量の日変化を図3-26に示す。図3-26には循環ポンプが標準流量(96 L/min)で運転するものとした場合の消費電力量の変化を示す。暖房運転は試験期間中24時間運転を行ったため、定流量運転時はヒートポンプの出力にかかわらず消費電力量は毎日一定となるが、変流量運転ではヒートポンプの出力に応じて循環ポンプ消費電力も削減されるため、消費電力量が大幅に削減されていることがわかる。さらには暖房期間の出力・消費電力量および平均COP・SCOPと、定流量運転時を想定した場合の循環ポンプ消費電力量および平均SCOPを表3-14に示す。結果より平均SCOPは3.61となり、冬期暖房においても高いSCOPで運転できることが示された。また、定流量運転時との比較では、循環ポンプ消費電力で約70%、システム全体で約10%の消費電力削減効果が得られることがわかる。冷房時に比べて削減効果がやや低いのは、運転期間が比較的暖房ピーク期に近い短期間の試験であり、定流量と変流量の差が大きくなる中間期に近い低負荷期を含んでいないためと考えられる。

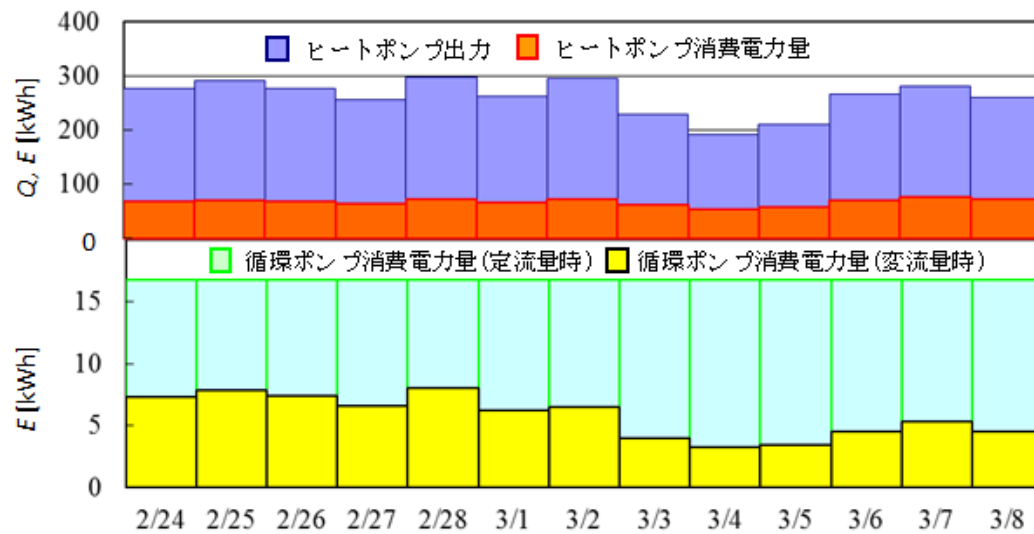


図 3-26 暖房期間の暖房出力と消費電力量の日変化

表 3-14 暖房期間の運転結果(循環ポンプ定格運転時のヒートポンプ運転時間は変流量運転時と等しいものとする)

	ヒート ポンプ 出力	ヒート ポンプ 消費電力	平均 COP	循環 ポンプ 消費電力	合計消費 電力	平均 SCOP
	[kWh]	[kWh]	[-]	[kWh]	[kWh]	[-]
変流量運転時	3398	867	3.92	75	942	3.61
定格流量運転時				218	1085	3.13
変流量/定格流量	-	-	-	0.34	0.87	1.15

3.7.6 暖房運転におけるシステム性能評価

暖房運転においても、循環ポンプ消費電力を含むシステム性能特性を評価するため、変流量制御運転におけるヒートポンプ出力と SCOP の相関を図 3-27 に示す。図中の実線で示す称呼値 SCOP は冷房運転同様に、各循環流量の HP 一次側入口温度 10℃におけるヒートポンプ出力～称呼値 COP の相関により求まるヒートポンプ消費電力に、実験により得られた循環ポンプ消費電力 (96L/min 時 : 0.70 kW、50 L/min 時 : 0.16 kW、30 L/min 時:0.08 kW)を加算して得た値である。実測 SCOP は実測値の COP を吸込み DB 温度 20℃、HP 一次側入口温度 10℃条件に合うように補正した値である。暖房出力はほぼ 18kW 以下で運転しているため、循環流量は 30～50L/min で運転していると見られ、実測 SCOP は概ね称呼値 COP から求めた SCOP に合致していることがわかる。

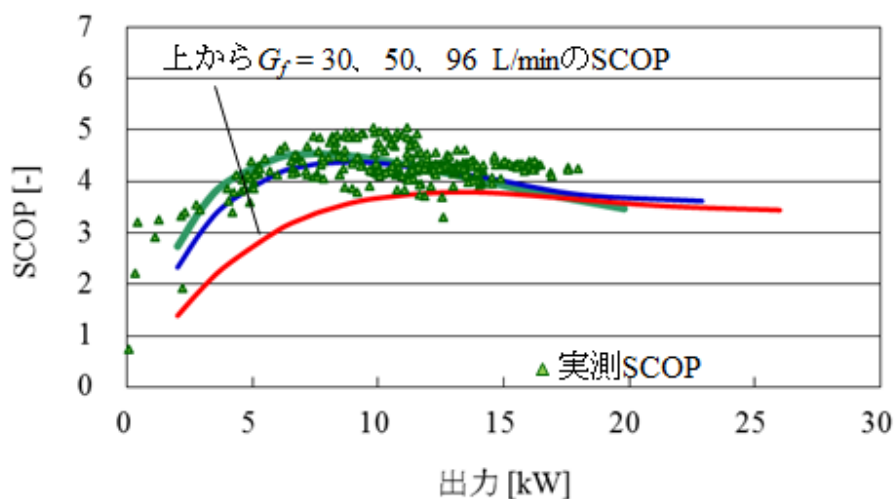


図 3-27 2 月 24 日～3 月 8 日の暖房出力(水使用時)
に対する SCOP および称呼値 SCOP との比較

3.8 不凍液使用時のシステム性能評価

3.8.1 試験概要

LF-GSHP ビルマルチシステムの一次側熱媒を水から不凍液(エチレングリコール 40%水溶液)に変更し、水使用時と同様に暖房試験を実施し、システムの性能評価を行った。負荷は水を用いた場合と同様に成り行きとしたが、厳寒期の運転を想定し、ヒートポンプの入口温度が 2℃になるまではボイラによる加熱は実施しなかった。以下に各試験の結果と考察を示す。

3.8.2 暖房運転におけるシステム性能評価

変流量制御(差温一定制御運転)にて、12月15日～2月6日の1ヶ月半程度の暖房運転においてシステム性能評価を行った。

代表日(2月6日)における出力・消費電力およびヒートポンプ出入口温度・循環流量の変化を図 3-28 に示す。ヒートポンプの入口温度は 2℃に保たれており、出力に応じて循環流量が増大し、それによりヒートポンプの出口温度も 1℃程度に保たれていることが伺える。

不凍液使用時の暖房運転におけるヒートポンプ出力と SCOP の相関を図 3-29 に示す。図中の実線で示す称呼値 SCOP は水使用時の各循環流量の HP 一次側入口温度 10℃におけるヒートポンプ出力～称呼値 $COP \times 0.9$ (ブライン使用による性能低下)の相関により求まるヒートポンプ消費電力に、実験により得られた循環ポンプ消費電力(96L/min 時 : 0.88 kW、 50 L/min 時 : 0.25 kW、 30 L/min 時:0.12 kW)を加算して得た値である。実測 SCOP は実測値の COP を吸込み DB 温度 20℃、HP 一次側入口温度 10℃条件に合うように補正した値である。実測 SCOP は称呼値 SCOP をやや上回る結果となっており、不凍液使用による性能低下は想定よりも小さいことが示された。また、不凍液使用時の SCOP は同程度の水使用時の条件と比較しても低下の割合は 15%未満の範囲で収まることがわかった。連続運転でも日平均 SCOP が 3.3～3.5 となり、寒冷地の冬期を想定した暖房運転の SCOP としては良好な値を得ることができた。

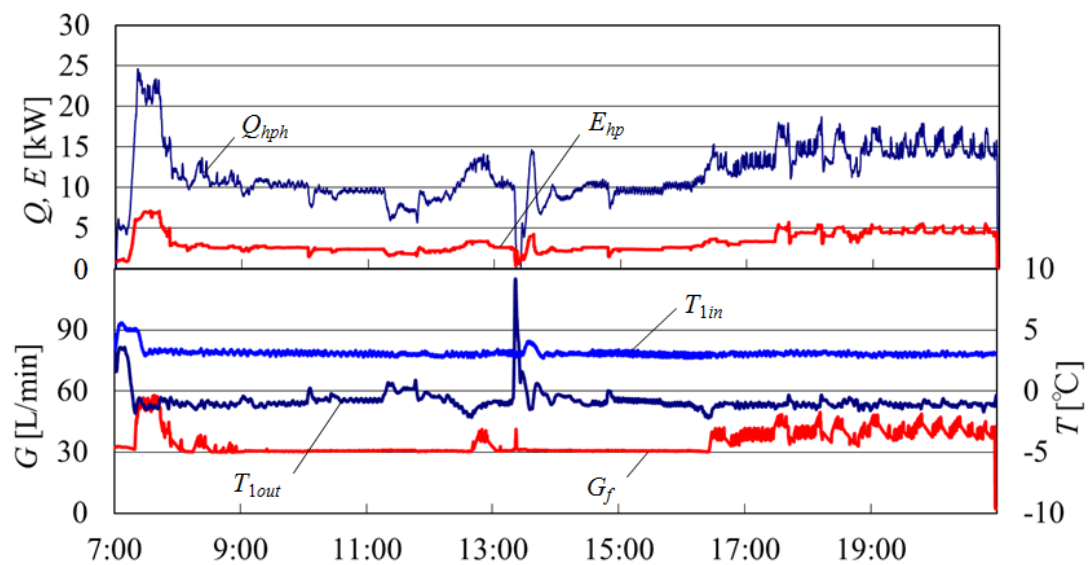


図 3-28 2 月 6 日(ブライン使用時)の暖房出力・消費電力およびヒートポンプ出入口温度・循環流量の変化

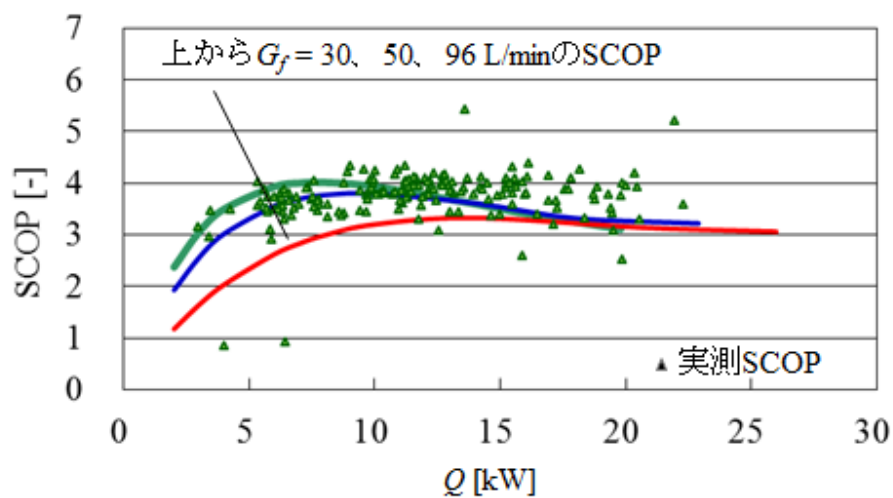


図 3-29 12 月 15 日～2 月 6 日の暖房出力(ブライン使用時)に対する SCOP および称呼値 SCOP との比較

3.9 第3章のまとめ

以下に本章のまとめを示す。

- 1) 冷房期間平均 SCOP4.5 以上の達成を目標とする LF-GSHP ビルマルチシステムの開発計画とシステム概要について示した。
- 2) 工場試験室での運転限界試験により、低温度域(下限 10 °C)・少水量化時(下限 30 L/min)における熱源機の信頼性が確認された。また、性能確認試験により機器単体性能を検証した上で、任意の水量・水温条件に対するシステム設計を可能とする性能特性(称呼値)をシミュレーションにより示した。
- 3) フィールド試験において、出力割合 100%近辺の最大能力時には定格流量 96L/min より循環流量を絞ると性能が著しく低下するため、基本単位ユニットの最大能力である定格出力時には循環流量は絞らず、96L/min が最適流量であることを確認し、上限流量を決定した。
- 4) 冷暖房双方の試験により、定格流量条件では差異の理由が明らかとなり、補正を行えば、実測値は称呼値とほぼ同値となることが確認された。したがって、実際には称呼値に対して逆の補正を行えば、実機の性能が予測できる。一方、少水量(循環流量 30 L/min)の条件では、出力 100%付近で、称呼値と比較して試験値が 20%近く低くなっていることから、シミュレーションの計算に誤差が発生していることを確認したが、出力に応じて循環流量を変化させる変流量制御運転を採用したため、この領域での運転は実際には行わないので問題はない。
- 5) LF-GSHP システムとしての負荷率に対する性能は、30~50%が最も優れ、30%を下回ると ON/OFF 運転に入るため、効率が著しく低下しており、基本単位ユニットにおける少水量化の流量下限値は 30L/min とし、下限流量を決定した。
- 6) ヒートポンプを日中成り行きの条件で連続運転を行った場合についても、COP の測定を実施し、称呼値との比較を行った。結果として期間全体(2007 年 8 月 22 日~9 月 27 日)の称呼値 COP に対する実測値 COP の比率は 0.94 となり、連続運転を行っても大きな性能低下がないことが確認された。
- 7) フィールド試験において、出力割合が 30~50%では循環流量が 30 L/min で SCOP が最大となり、出力割合 100%近辺では循環流量 96 L/min で SCOP が最大となることがわかった。これらにより出力に応じて循環流量を変化させる変流量制御運転が有効であることを確認した。

-
- 8) 変流量制御の方法としては、水冷ビルマルチ、すなわち二次側直膨方式でも採用可能であり、比較的安価な温度センサーだけで制御可能で、ヒートポンプ一次側の出入口の温度差を一定に保つように循環ポンプを流量調整することで、採放熱量と比例関係にある二次側の負荷に応じて循環流量を変化させることができる熱源水出入口温度差一定制御が、7)で記した SCOP が最大となる流量で制御する場合に比べ、制御が簡易で、かつ、効率も遜色ないため採用した。
 - 9) 変流量制御におけるビルマルチ出力に対する流量制御の追従性については、負荷追従性確認試験において全運転時間帯のうち約 9 割の時間帯で、設定した循環流量に対し ± 10 L/min の範囲内で運転が行われており、温度差一定制御方式により実用可能な精度で運転が行えることを確認した。
 - 10) 建物実負荷を想定した冷房期間の運転評価では、期間平均 SCOP が 4.51 となり、目標 SCOP である 4.5 以上を達成することができた。また、循環ポンプ定格運転時と比較して、循環ポンプ消費電力の約 80%、システム全体の消費電力の約 20%を削減できるという結果が得られた。
 - 11) 水使用時の暖房期間の運転評価では、期間平均 SCOP が 3.61 と高い効率を達成することができた。また、循環ポンプ定格運転時と比較して、循環ポンプ消費電力の 70%弱、システム全体の消費電力の 20%弱を削減できるという結果が得られた。
 - 12) 暖房運転時の不凍液使用時の SCOP は同程度の水使用時の条件と比較しても低下の割合は 15%未満の範囲で収まることがわかった。また、ヒートポンプ一次側入口温度が 2℃程度となる、寒冷地の冬期を想定した暖房連続運転でも日平均 SCOP が 3.3~3.5 となり、寒冷地の冬期を想定した暖房 SCOP としては良好な値を得ることができた。

注) 称呼値とは、JIS 規格による工場試験データをもとにサイクルシミュレーションにより求められる性能値のことである。この称呼値がメーカーのカタログや性能表に記載されている性能値である。

第3章の参考文献

- 1) 日本規格協会 発行 JISB8616 パッケージエアコンディショナに関する規格
- 2) 芳賀裕輔, 清水賢, 野部達夫: マルチユニット方式のオンサイト評価手法 (その 3～その 4), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 環境工学 II, pp.1083-1086, 2007
- 3) 中村卓司, 川島実, 橋雅哉, 福村貴司: 個別分散空調システムの現地調査計測法に関する研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 環境工学 II, pp.1127-1128, 2006
- 4) 北海道大学地中熱利用システム工学講座著: 地中熱ヒートポンプシステム, オーム社, 2007
- 5) 堀彰吾, 長野克則, 葛隆生: 札幌市立大学桑園キャンパスの地中熱ヒートポンプシステムの運転評価(その 3), 平成 20 年度 空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集, pp-1843-1846, 2008
- 6) ダイキン工業(株): ビル用マルチ Ve-up シリーズカタログ, 2014
- 7) 大谷光幸: 省エネルギー設計のポイント(3)水搬送系の効率を高めるポイント, 空気・衛生工学 Vol.86 No.7 pp.79-84 (2012)
- 8) 日本冷凍空調工業会: JRA4048 パッケージエアコンディショナの期間エネルギー消費効率 (2006)

記号

a : 温度伝播率	[m ² /s]
C_f : ヌセルト数を計算するための係数	
cp : 定圧比熱	[kJ/(kg・K)]
d : 直径	[m]
E : 消費電力	[W]
G : 体積流量	[m ³ /s]
Nu : ヌセルト数	[-]
Pr : プラントル数	[-]
Q : 採熱量、熱出力	[W]
Re : レイノルズ数	[-]

T : 温度	[°C]
u : 流速	[m/s]
α : 対流熱伝達率	[W/(m ² ・K)]
ρ : 密度	[kg/m ³]
ν : 動粘性係数	[m ² /s]
cp : 定圧比熱	[kJ/(kg・K)]
COP : ヒートポンプ COP	[-]
E : 消費電力	[W]
G : 体積流量	[m ³ /s]
Q : 熱量	[W]
Q _{hp} : ヒートポンプ採熱量、熱出力	[W]
T : 温度	[°C]
ρ : 密度	[kg/m ³]

添え字

1 : ヒートポンプ 1 次側
 2 : ヒートポンプ 2 次側
 : 熱媒流体
 hp : ヒートポンプ
 hpc : ヒートポンプ冷房時
 hph : ヒートポンプ暖房時
 in : 入口
 out : 出口
 U : U 字管
 -in : 内側
 1 : ヒートポンプ 1 次側
 f : 熱媒流体
 c : ヒートポンプ冷房時
 h : ヒートポンプ暖房時
 in : 入口
 out : 出口
 p : 熱媒循環ポンプ

第 4 章

システムの少水量化時における
地中熱交換器の採放熱性能検証
のフィールド試験

4.1 はじめに

空調設備における省エネ技術として、大温度差空調や VWV 制御等、流量低減による搬送動力の低減はよく使われる手段の一つであるが、地中熱の熱源水搬送においてはこの常套手段が安易に使えない事情がある。

地中熱交換器内の熱交換パイプ内の適正な下限流量は一般的によく用いられる 25A の U チューブの場合で 10L/min 程度とされている。これは流れの状態が 10L/min、流速で 0.3m/sec より小さくなると乱流から層流に変わり、内表面熱伝達率が著しく低下するためである¹⁾。例えば、地中熱交換器としてごく一般的な 25A の U チューブを 2 本用いるダブル U チューブ方式のボアホール 100m の場合、単位長さあたり熱交換量を 60W/m とすると、熱交換量は 6kW となる。5℃差での熱交換を考えるとパイプ 1 本あたりの流量は 9L/min 程度となりこれ以上流量を絞ることは適切ではないことが分かる。よって、熱源水は一定流量で運転することが常識となっている。

その一例として、図 4-1 に U 字管 2 本（ダブル U チューブ 25A）に 2℃の不凍液、エチレングリコール 20%水溶液を熱媒として循環させ、地中からの採熱を想定した場合の、循環流量に対するレイノルズ数 Re および対流熱伝達率 α_f の変化を示す。なお、U チューブを直管とみなし、 Re と α_f は以下の式により計算した²⁾。

$$Re = \frac{u_f d_{pi}}{\nu_f} \quad (4-1)$$

$$\alpha_f = \frac{N_u \lambda_f}{d_{pi}} \quad (4-2)$$

$$Pr = \nu_f / \alpha_f \quad (4-3)$$

ただし、

$$\begin{aligned} N_u &= N_{u1} & (Re \geq 3000 : \text{乱流}) \\ N_u &= N_{u2} \times (3000 - Re) / 900 + N_{u1} \times (Re - 3000) / 900 & (3000 > Re \geq 2100) \\ N_u &= N_{u2} & (Re < 2100 : \text{層流}) \end{aligned} \quad (4-4)$$

ここで、

$$N_{u1} = \frac{(C_f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{C_f/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (C_f = 0.079/Re^{0.25})$$

$$N_{u2} = 3.65$$

である。

図 4-1 に示す通り、一次側の循環流量を減らした場合には、地中熱交換器(主に U 字管)内部の流速も減少するため、それにより流れの状態が乱流から層流に変化し、対流熱伝達が小さくなる。図示の採熱 (2 ℃送水) 時については、循環流量が 20 L/min (U 字管 1 本当たり 10 L/min) 前後でレイノルズ数が 3000 以下となり、流れの状態が乱流を維持できなくなり採熱性能が低下することが想定される。

しかしながら、以上のことはあくまでパイプ内表面の熱伝達率に対する影響であって、実際の地中熱交換器はパイプや充填材から土壌に至る複合的な伝熱によるものである。そこで、循環量の低下による熱交換性能の低下を実際の地中熱交換器を使った実フィールドにおける採放熱実証実験により検証し、循環流量を減少させても、採放熱性能が同等、もしくは大きく低下することのない地中熱交換器の仕様を省力化・低コスト化を含め検討し、確立する。

4.2 少水量対応地中熱交換器のフィールド試験

4.2.1 少水量対応地中熱交換器のフィールド試験概要

LF-GHEXのフィールド試験は、1年目に北海道石狩市に試験装置を設置し、継続して行われている。各杭の配置と仕様について記載した試験平面図を図4-2に示す。図の左側に示されている、1年目の試験で使用した4本の基礎杭(2年目以降はLF-GSHPビルマルチシステムの試験で使用)の他に、2年目に4本の鋼管杭を埋設しており、2年目以降はこの4本を使用した。1本は口径400mm φ の鋼管杭であり、残りは口径267mm φ の鋼管杭を3本それぞれ900mm間隔で埋設する群杭方式である。

次に試験系統図を図4-3に示す。杭は地中熱交換器としての有効長さが25mで、中にU字管を挿入し、水を充填した。地中熱交換器として使用する杭と採放

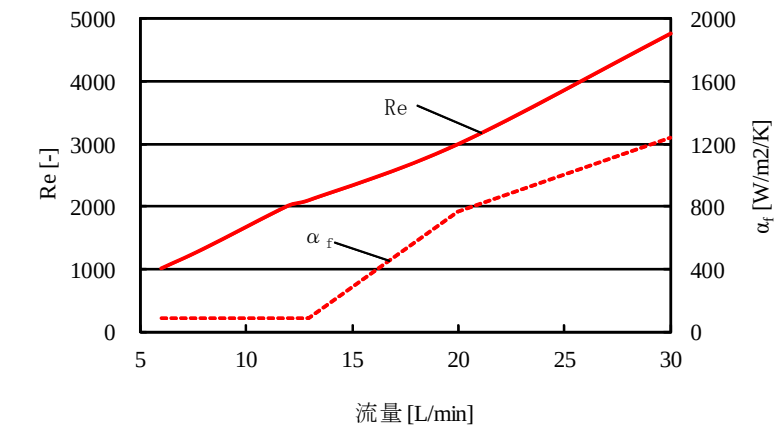


図 4-1 循環流量に対するレイノルズ数および対流熱伝達率の変化の一例
(ダブルUチューブ 25A エチレン 20%熱源水温度 2℃ 採熱運転時)

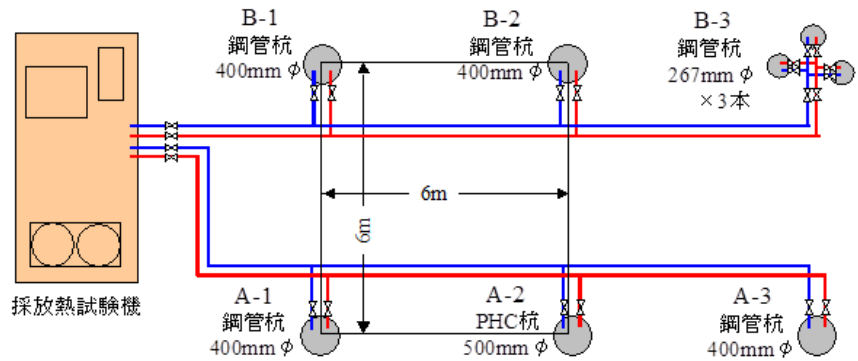


図 4-2 LF-GHEX 試験平面図

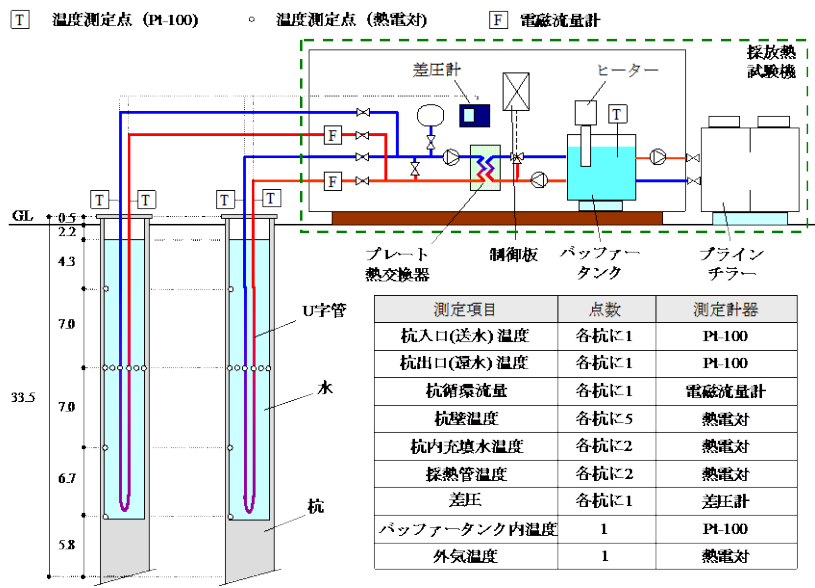


図4-3 LF-GHEX試験系統図

熱試験機を接続し、採放熱試験機から送水温度・循環流量一定条件で杭に冷水を送水して採放熱を行い、その期間の各部の温度変化・循環流量を測定した。採放熱試験の測定項目は図4-3に示す通りで、各杭の杭壁、充填水、U字管壁の各点に熱電対を、各地中熱交換器(杭)の出入口とバッファータンク内にPt-100温度センサーを、そして各系統に電磁流量計を設置した。また、外気温度と、各杭内の圧力損失(出入口差圧)も計測している。

また、これらの杭の他に大口径の鋼管杭の採放熱性能を把握するため、図4-4に示される有効長さ15m、口径600mmφ、800mmφ、1200mmφの鋼管杭を地中熱交換器として用い、一定加熱・循環流量の条件で送水を行う、熱応答試験も行った。測定項目は図4-4の通りで、杭の出入口温度、循環流量、杭壁温度、充填水温度、U字管壁温度を測定した。

地中熱交換器の仕様については、図4-5に示す通りで、初年度は主に従来使用していた口径25Aの高密度ポリエチレンU字管を使用するもの(従来型)で採放熱管1～2組、細径(口径16A)の架橋ポリエチレン細径管を挿入するもの(細径多数本型)で採放熱管3～5組の2試験を主に行った。2年目、3年目については細径型の他に従来型についても挿入するU字管の本数を杭径に応じて3～7本に変更した。さらに、U字管で通常用いている高密度ポリエチレン管の巻きぐせによる乱流誘発の可能性を確認するため、口径25A硬質塩化ビニル直管を用い先端部は継手を使った塩ビ折返し管を製作し、U字管との比較試験も行った。

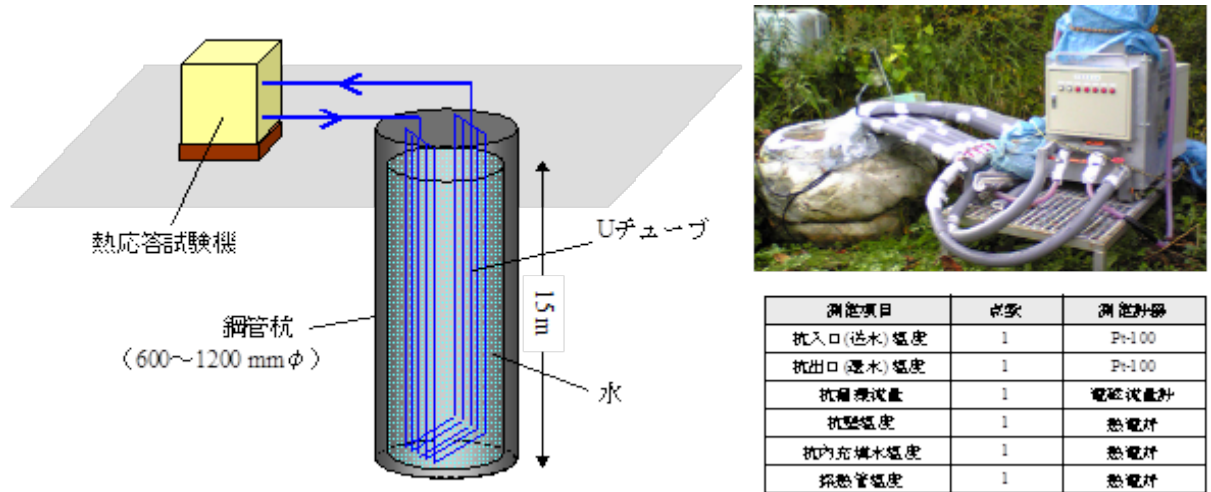


図4-4 大口径鋼管杭を用いた熱応答試験系統図

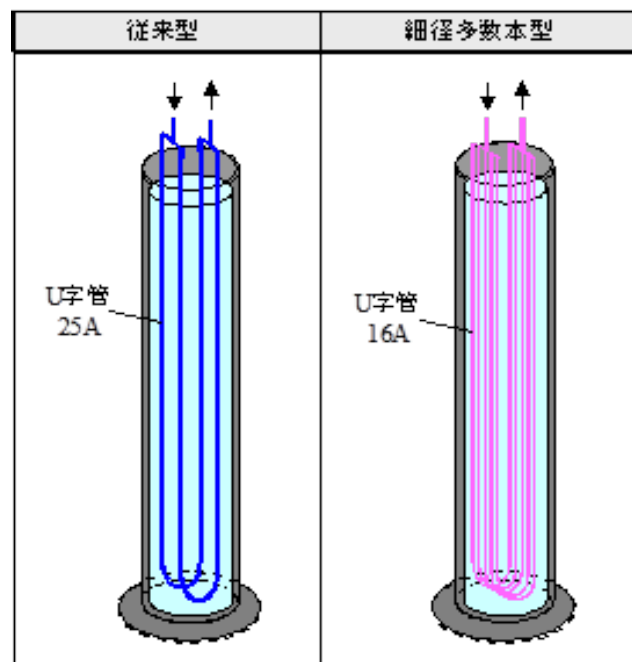


図4-5 地中熱交換器の仕様

4.2.2 採放熱試験の試験方法

実施した採放熱試験の各部温度および循環流量の時間変化の一例を図4-6に示す。採放熱試験の条件は、送水温度については全て放熱試験25℃、採熱試験2℃に設定した。流量条件については、試験中は一定で、使用する杭を変更した場合には試験開始から2～3週間程度、それ以外の場合は試験開始より1週間程度の期間をおき、還水温度 T_{pout} の変化が前2日間で1℃以内の範囲(測定データ前2日間の $(T_{poutmax} - T_{poutmin}) < 1$)であれば、準定常状態に達しているとみなし、流量変更を実施した。

また、図4-6から、準定常状態に達した場合には、各部の温度差がほぼ一定となっていることがわかる。

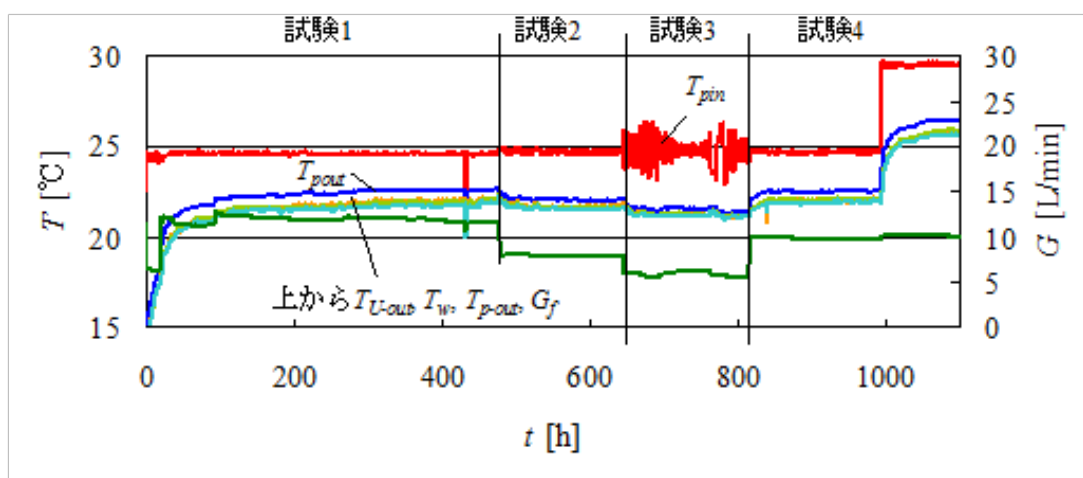


図4-6 LF-GHEX試験の一例

4.2.3 大口径鋼管杭を用いた熱応答試験の試験方法

熱応答試験の各部温度及び循環流量、加熱量の時間変化の一例を図4-7に示す。熱応答試験の条件として、ヒーターの加熱量は 2kW 一定とした。加熱中は杭壁温度・杭内水温度・U字管管壁温度と地中熱交換器出入口温度の温度差は一定となっていることがわかる。この理由から、流量条件については採放熱試験と同様に試験中は一定で、使用する杭を変更した場合には試験開始から2～3週間程度、それ以外の場合は試験開始より1週間程度の期間をおき、流量変更を実施した。

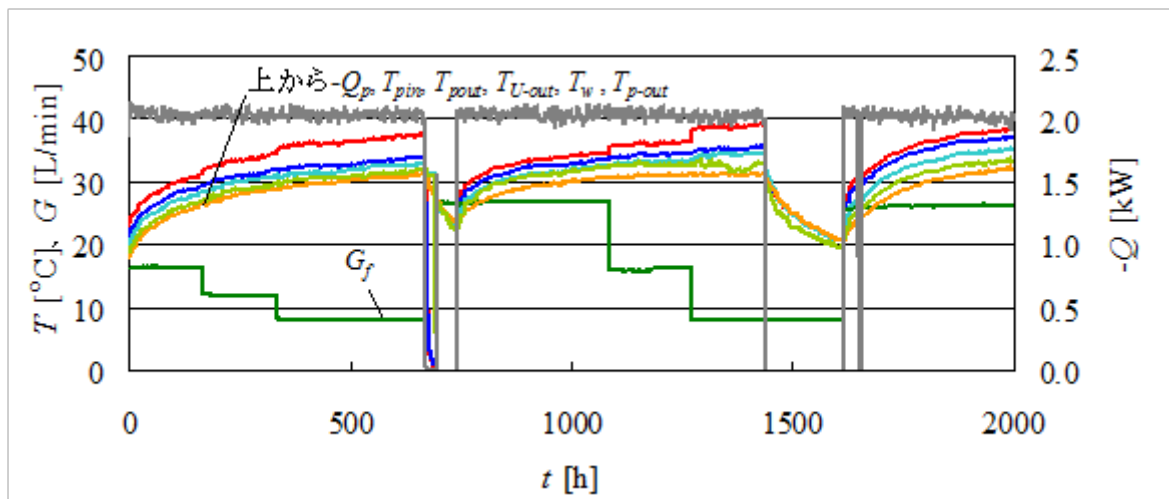


図4-7 熱応答試験の一例

4.2.4 地中熱交換器採放熱性能の定量評価手法

地中熱交換器の採放熱性能の定量評価手法については、評価対象に応じて以下の3種類によった。

(1) 採放熱量もしくは地中熱交換器長さあたりの採放熱量

従来から最も良く用いられている手法で、地中熱交換器の採熱量 Q_p は地中熱交換器の出入口水温の温度差と循環流量より以下の式によって計算される。

$$Q_p = c_f \rho_f G_f (T_{pout} - T_{pin}) \quad (4-5)$$

また、地中熱交換器長さあたりの採熱量 q_p は以下の式により計算する。

$$q_p = Q_p / L_p \quad (4-6)$$

(2) 内部熱抵抗値

図4-8に示されるように、地中熱交換器によって採放熱を行う場合には、内部熱媒から地中熱交換器(杭またはボアホール)表面までの地中熱交換器内部熱抵抗と、地中熱交換器表面から無限遠の周囲土壤までの外部熱抵抗が存在し、採放熱性能はこの二つの熱抵抗の大きさによって決定される。

ここで、同じ杭仕様・口径で、内部仕様の異なる地中熱交換器の採放熱性能を比較すると、(1)で示した採放熱量は少なからず外部熱抵抗、すなわち周囲土壤の影響を受けるものとなるため、できる限り採放熱性能の優劣を正確に判定するには、この影響を排除する必要がある。

そこで、今回のように地中熱交換器表面温度を測定している場合には、(1)で示した採熱量と地中熱交換器表面温度から、次式により鋼管外表面面積基準の内部熱抵抗値 R_{p-out} の計算が可能となる。

$$R_{p-out} = -A_{p-out} (T_{pm} - T_s(r_{p-out}, t)) / Q_p \quad (4-7)$$

ここで、 T_{pm} は地中熱交換器出入口温度の平均値である。

また、これについてはU字管の表面温度を測定しているのであれば、下式のように、内部熱媒からU字管外表面までのU字管外表面面積基準内部熱抵抗値 R_{fu} を計算することも可能である。

$$R_{fu} = -A_{p-out} (T_{pm} - T_{U-out}) / Q_p \quad (4-8)$$

図4-6の試験結果をもとに計算される地中熱交換器の放熱量と各部の鋼管杭害表面面積基準熱抵抗値の変化を図4-9に示す。また、図4-7の試験結果をもとに計算される地中熱交換器の放熱量と鋼管杭外表面面積基準の内部熱抵抗値の変化を図4-10に示す。図4-9、図4-10から、地中熱交換器各部における内部熱抵抗は数時間以内で一定となることがわかる。

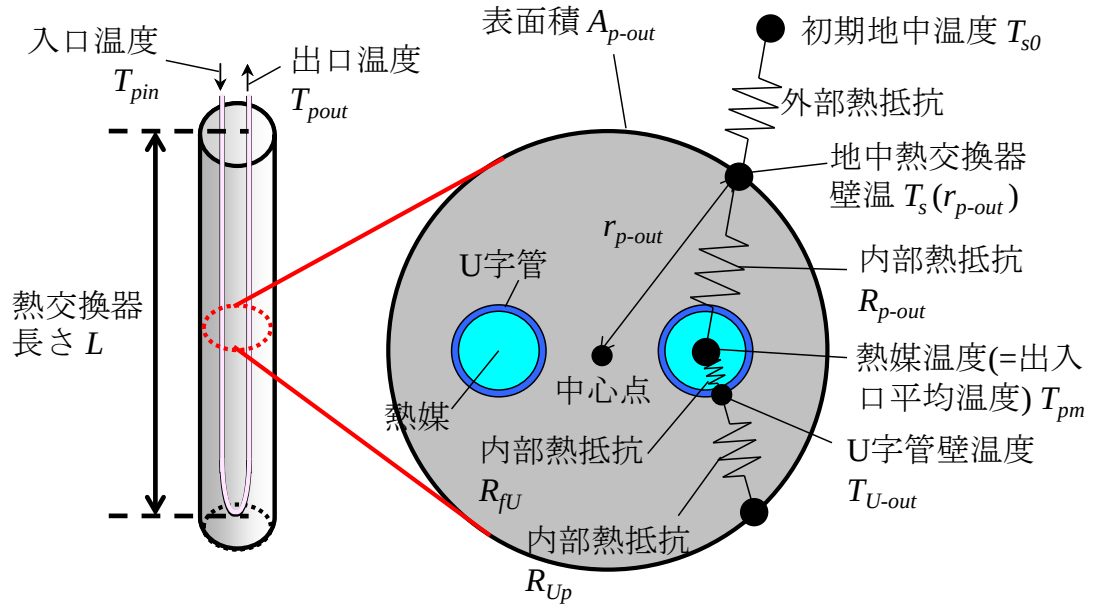


図4-8 地中熱交換器の外部・内部熱抵抗の概念図

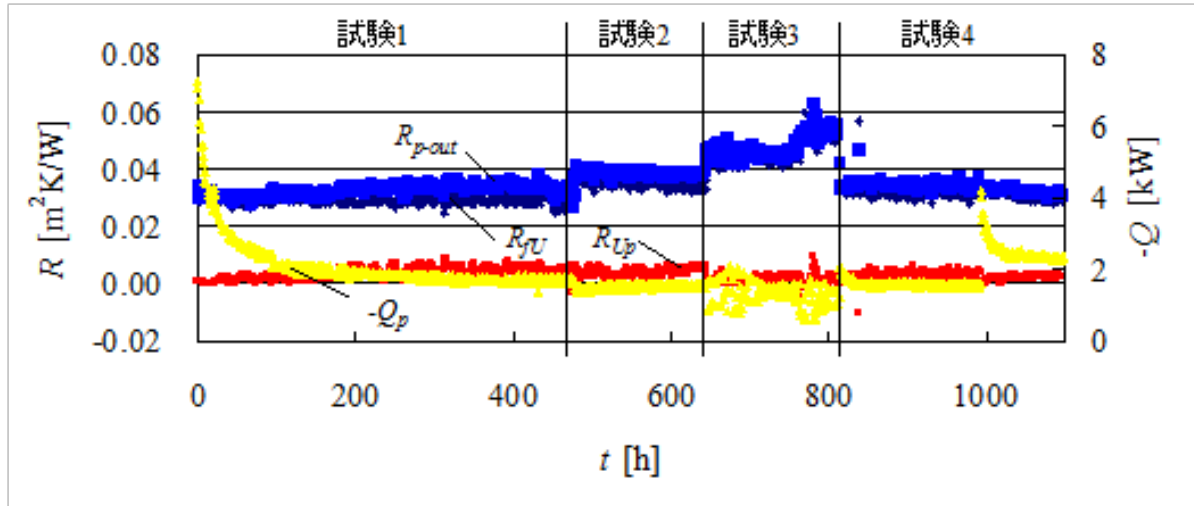


図4-9 LF-GHEX試験期間における熱抵抗値の変化

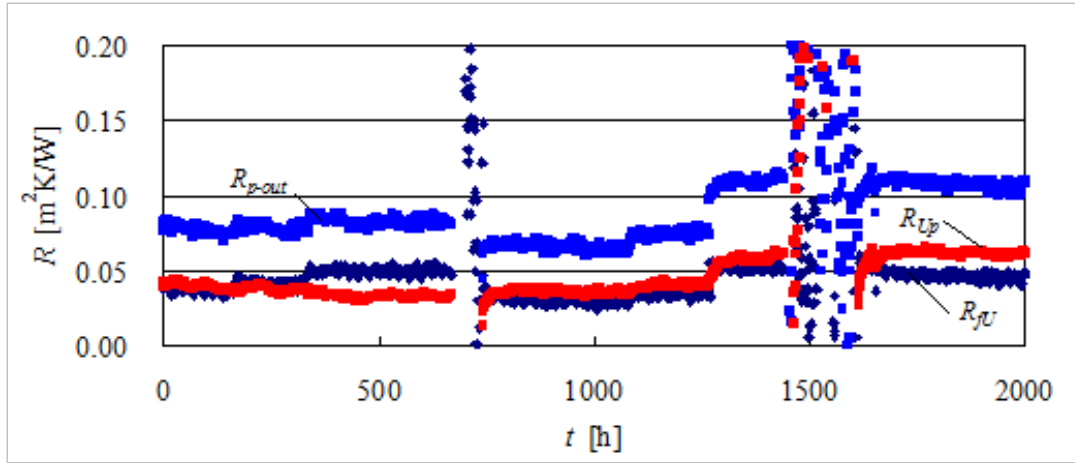


図4-10 熱応答試験期間における熱抵抗値の変化

(3) 単位採放熱係数(単位採放熱量)

(2)で示した熱抵抗値は上述した通り、同じ杭仕様・口径で、内部仕様の異なる地中熱交換器の採放熱性能を比較するには有効であるものの、杭仕様や口径が異なる場合における地中熱交換器の採放熱量の比較に用いることは困難である。一方、(1)で示した採放熱量については、地中熱交換器内部熱媒と周囲土壌の温度差を考慮していないため、例えば採熱試験において送水温度をできる限り下げて温度差を大きくすることにより採放熱量が大きくなってしまふことを考えると、これについても地中熱交換器の採放熱性能の比較に用いる指標(定量値)としては不十分である。

そこで、この場合の地中熱交換器の採放熱性能を比較するための指標として、地中と熱媒の温度差を考慮した単位採放熱係数を導入することとした。単位採放熱係数 q'_p は長さあたりの採放熱量 q_p から地中温度(不易層温度) T_{s0} と熱媒温度 T_{pm} の温度差 ΔT_{pm} で除すことによって求められる。

$$q'_p = q_p / (T_{pm} - T_{s0}) = q_p / \Delta T_{pm} \quad (4-9)$$

ここで、 ΔT_{pm} について考えると、地中熱交換器の採放熱量 Q_p が一定であると仮定すれば次式によって表すことができる。

$$\Delta T_{pm} = -R_{p-out} Q_p / A_{p-out} + \Delta T_s(r_{p-out}, t) \quad (4-10)$$

(4-10)式の右辺第一項については地中熱交換器表面から地中熱交換器内部熱媒までの内部熱抵抗による温度変化を示しており、図4-9、図4-10より地中熱交

換器の内部熱抵抗は数時間の範囲で一定となることから、定常値とみなすことが可能であるといえる。一方で、右辺第二項を考えると、地中熱交換器表面から一定熱流 Q_p/A_p が発生した場合の地中熱交換器表面温度変化として捉えることができる。しかしながら、地中熱交換器表面温度の変化は与えられる熱流の時間の長さによって影響されるため、試験結果から初期温度と熱媒温度の温度差のみで ΔT_{pm} を求めてしまうと、右辺第二項を考慮しきれず、その結果正確な q'_p を把握することができなくなってしまう。

そこで、試験結果をもとに q'_p を計算する場合には、試験結果により R_{p-out} のみを算出し、それを(4-10)式の右辺第一項に代入した上で予め計算によって求めた $\Delta T_s(r_{p-out}, t)$ を加えることで ΔT_{pm} を計算することとした。

$\Delta T_s(r_{p-out}, t)$ は地中熱交換器周囲土壌の熱移動が伝導のみで行われるものとするれば、以下の無限円筒理論の式によって計算できる。

$$\Delta T_s(r_{p-out}, t) = -\frac{2Q_p}{A_{p-out} \pi \lambda_s} I(r_{p-out}, t)$$

$$I(r, t) = \int_0^\infty (1 - e^{-a_s u^2 t}) \frac{J_0(ur) Y_1(ur_{p-out}) - Y_0(ur) J_1(ur_{p-out})}{u^2 [J_1^2(ur_{p-out}) + Y_1^2(ur_{p-out})]} du \quad (4-11)$$

4.2.5 フィールド試験結果および考察

(1) U 字管内の流れの状態と対流熱伝達率の関係について

一般的に地中熱交換器の採放熱性能を確保するためには、内部熱媒の流れの状態を乱流に保つことが望ましいといわれていることから、U 字管内の流量および流れの状態が地中熱交換器の採放熱性能に与える影響について検討した。また、写真 4-1 に示されるような、現在一般的に使用されている高密度ポリエチレン製の U 字管については、いわゆる巻きぐせがついており、理想的な直管と比較して、流れの状態が層流になりにくいことも考えられる。そのため、写真 4-2 に示されるように、比較的直管に近い塩ビ管を用いて U 字管を作成し、その場合についても採放熱性能を検討した。さらに、写真 4-3 には架橋ポリエチレン管を使った細径多数管を示す。7～8m おきに写真のような金物のスペーサーを設置し、配管同士が密着しないようにした。

ここでは、下式によって求められる U 字管外表面面積基準の熱抵抗値を算出して、その値を性能の評価指標として用いることとした。

$$R_{fU} = -A_{p-out} (T_{pm} - T_{U-out}) / Q_p \quad (4-12)$$

結果として、各試験条件における地中熱交換器仕様放熱量、各部温度、循環流量の平均値と、それより計算されるレイノルズ数および(4-12)式によって計算される熱抵抗値を表 4-1 に示す。

さらには、循環流量をもとに計算されるレイノルズ数から、U 字管内部の対流熱伝達率を計算した上で、U 字管外表面までの熱抵抗値を計算して、実測から得られる採熱量および内部熱媒と U 字管外表面の温度差をもとに計算される熱抵抗値との比較を行った。U 字管内部循環熱媒のレイノルズ数、対流熱伝達率、内部熱媒から U 字管外表面までの U 字管外表面面積基準の熱抵抗値は(4-1)～(4-4)式と次式によって計算した。

$$R_{fU} = \left(\frac{1}{\lambda_U} \ln \frac{r_{U-out}}{r_{U-in}} + \frac{1}{r_{U-in} \alpha_f} \right) \times r_{U-out} \quad (4-13)$$

(4-1)～(4-4),(4-13)式の計算によって得られる熱抵抗値(以降理論値とする)と(4-12)式によって得られる熱抵抗値(以降実測値とする)の比較を図 4-11～図 4-14 に示す。25AU 字管の結果については若干の誤差は見られるものの、理論値は概ね実測値を再現していることがわかる。一方で 16A 細径管の結果はレイノルズ数が 1000 を上回る条件では実測値が理論値よりも小さくなっており、こ

ことから流れの状態が完全に層流に達していないことも考えられる。また、レイノルズ数が 1000 以下の条件、特に採熱試験の条件では、実測の熱抵抗値が理論値よりも大きい値となっていることから、レイノルズ数が 1000 を下回る条件はなるべく避けた方が良いといえる。

これらの結果より、実測によって得られた熱抵抗値が上記を除いて理論で計算される熱抵抗値と同様の傾向を示したことから、従来通り流れをなるべく乱流に保つ設計を行いつつも、16A 細径管のレイノルズ数が 1000 を下回る条件を除いては、理論値を確認しながらであれば、乱流域以下の流量でも地中熱交換器の採放熱性能を確認しながら設計することは可能であるといえよう。



写真 4-1 一般的な U 字管(材質：高密度ポリエチレン管)



写真 4-2 塩ビ管で作成した U 字管(直管)



写真 4-3 細径多数本管(材質：架橋ポリエチレン管)

表 4-1 各試験条件における地中熱交換器仕様放熱量、各部温度、循環流量の平均値と、レイノルズ数および(4-12)式、(4-7)式によって計算される熱抵抗値

地中熱交換器仕様	放熱量 [W]	送水・還水平均温度 [°C]	U字管管壁温度 [°C]	水温 [°C]	杭壁温度 [°C]	循環流量 [L/min]	管内レイノルズ数	(4-12)式で計算される熱抵抗値 R_{fu} [m²K/W]	(4-7)式で計算される熱抵抗値 R_{p-out} [m²K/W]
塩ビ 25AU字管×2組	1128	24.75	22.56	22.66	21.93	23.4	3735	0.020	0.020
	1086	24.83	22.52	22.61	21.89	15.9	2541	0.021	0.021
	951	24.87	22.10	22.18	21.47	8.0	1276	0.029	0.029
25AU字管 ×1組	1328	24.50	22.93	22.91	22.79	16.1	5095	0.006	0.012
	1279	24.84	22.95	22.96	22.83	7.9	2530	0.007	0.015
25AU字管 ×2組	1276	24.69	22.71	22.82	22.70	25.2	4027	0.016	0.016
	1219	24.74	22.59	22.76	22.62	15.1	2412	0.018	0.018
	1143	25.04	22.37	22.51	22.39	8.1	1304	0.023	0.023
25AU字管 ×3組	1679	24.53	23.15	22.96	22.82	24.9	2641	0.012	0.015
	1504	24.54	22.97	22.78	22.67	16.0	1695	0.016	0.019
	1462	24.94	22.81	22.79	22.64	7.3	779	0.022	0.024
25AU字管 ×4組	1366	24.67	23.58	23.54	23.40	24.1	1924	0.016	0.019
	1279	24.56	23.40	23.37	23.22	16.0	1273	0.018	0.021
	959	25.20	22.02	22.13	22.00	7.8	627	0.067	0.067
塩ビ 25AU字管×2組	-980	2.56	4.47	4.51	5.48	23.8	1960	0.020	0.030
	-892	2.65	4.53	4.58	5.53	16.2	1334	0.021	0.032
	-776	2.97	4.77	4.77	5.70	7.9	662	0.023	0.035
25AU字管 ×1組	-519	2.06	3.12	4.14	4.68	24.8	3998	0.010	0.025
	-519	2.26	3.31	4.33	4.80	16.1	2615	0.010	0.025
	-492	2.64	4.07	4.85	5.21	7.6	1245	0.015	0.026
25AU字管 ×2組	-539	2.12	3.14	3.93	4.56	24.9	2011	0.019	0.046
	-584	2.34	3.51	4.17	4.73	16.1	1310	0.020	0.041
	-588	2.73	3.96	4.43	4.89	8.0	659	0.021	0.037
25AU字管 ×3組	-687	2.24	3.35	3.96	4.60	24.3	1316	0.024	0.052
	-673	2.34	3.55	4.06	4.69	16.2	878	0.027	0.053
	-635	2.85	4.16	4.51	4.97	7.9	439	0.031	0.050
16AU字管 ×3本	1695	23.59	22.10	21.40	21.52	12.0	1931	0.009	0.012
	1428	23.69	22.41	21.81	21.91	10.1	1635	0.009	0.012
	1438	23.41	22.00	21.34	21.49	8.0	1290	0.010	0.013
	1401	23.16	21.27	21.28	21.20	6.0	962	0.013	0.014
16AU字管 ×4本	1399	23.69	22.70	22.27	22.25	11.6	1405	0.009	0.014
	1317	23.79	22.82	22.40	22.35	11.4	1381	0.010	0.014
	1388	23.71	22.67	22.24	22.26	10.0	1210	0.010	0.014
	1363	23.54	22.45	21.96	22.03	7.9	960	0.011	0.015
	1268	23.21	21.96	21.47	21.58	5.9	701	0.013	0.017
16AU字管 ×5本	1813	23.53	21.85	21.77	21.60	12.0	1160	0.015	0.018
	1498	23.61	22.08	22.11	21.92	9.8	950	0.017	0.019
	1496	23.36	21.67	21.63	21.51	7.9	762	0.019	0.020
	1358	23.16	21.68	21.02	21.20	6.1	587	0.018	0.024
	-777	2.12	3.19	4.58	4.15	16.39	828	0.023	0.043
	-830	2.35	3.64	5.07	4.80	11.21	571	0.026	0.049
	-674	2.39	3.58	4.82	4.48	10.14	518	0.029	0.051
	-641	2.43	3.42	4.92	4.69	7.69	393	0.025	0.058
	-624	2.62	3.45	5.01	4.81	5.94	306	0.022	0.058

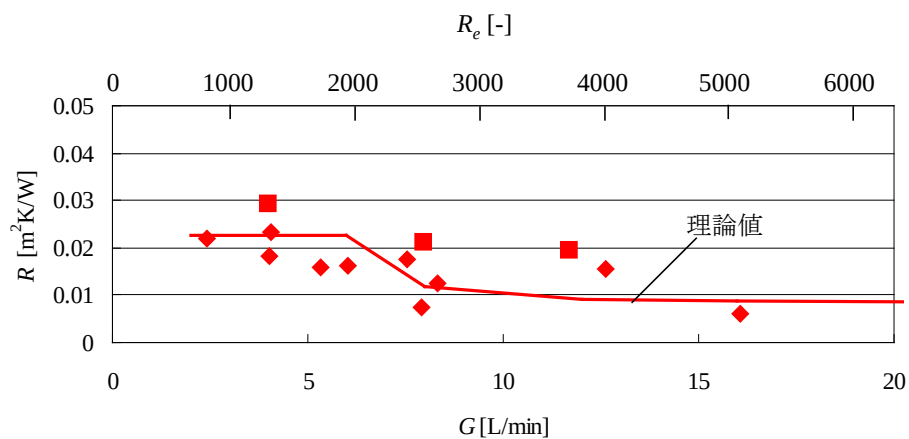


図 4-11 熱抵抗の理論値と実測値の比較(25AU 字管使用放熱試験時)

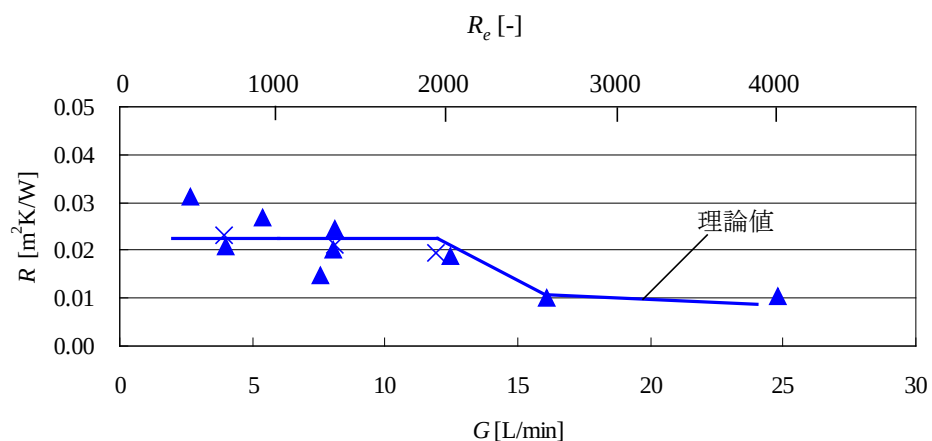


図 4-12 熱抵抗の理論値と実測値の比較(25AU 字管使用採熱試験時)

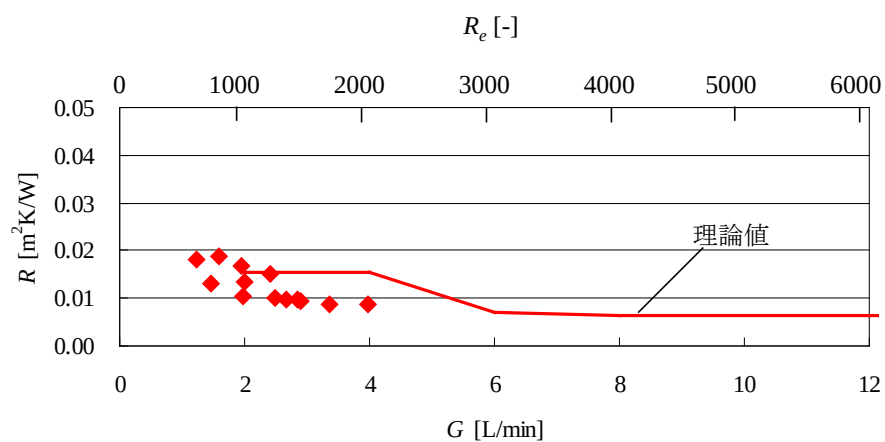


図 4-13 熱抵抗の理論値と実測値の比較(16AU 字管使用放熱試験時)

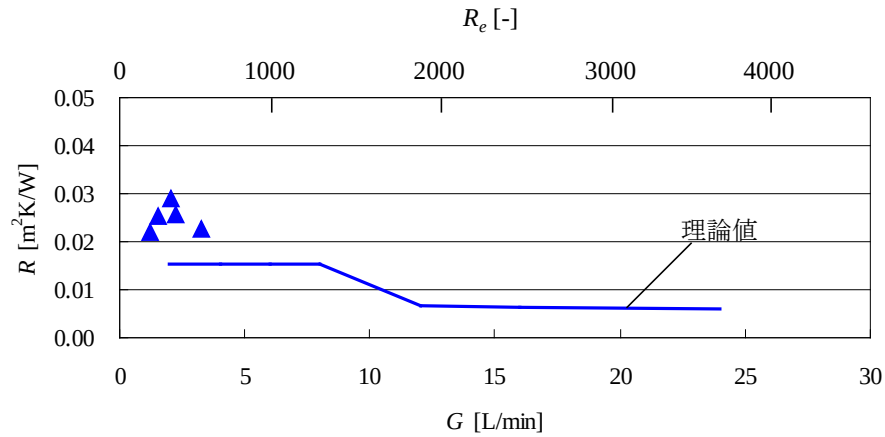


図 4-14 熱抵抗の理論値と実測値の比較(16AU 字管使用採熱試験時)

(2) 地中熱交換器内部熱抵抗と U 字管外表面面積基準の熱抵抗値の関係

ここではトータルの内部熱抵抗である内部熱媒から鋼管外表面までの地中熱交換器内部熱抵抗 R_{p-out} と内部熱媒から U 字管外表面までの熱抵抗値 R_{fu} の関係を確認する。

(1)と同じ各試験条件における地中熱交換器仕様、放熱量、各部温度、循環流量の平均値と、それより計算されるレイノルズ数および(4-7)式によって求められた地中熱交換器内部熱抵抗を(4-12)式によって求められた U 字管外表面面積基準の熱抵抗値とともに表 4-1 に示す。

さらに、放熱時と採熱時に分けて、地中熱交換器内部熱抵抗 R_{p-out} と U 字管外表面面積基準の熱抵抗値 R_{fu} の相関関係を図 4-15 と図 4-16 に示す。

図 4-15 に示すように、放熱時においては切片のない比例関係にあることが分かる。これにより放熱時すなわち冷房時には、地中熱交換器内部熱抵抗 R_{p-out} と U 字管外表面面積基準の熱抵抗値 R_{fu} はほとんど等しい関係にあり、U 字管の管壁から鋼管杭壁までの鋼管杭内充填水の自然対流による熱抵抗 R_{up} はほとんど無視できることが分かる。

一方、図 4-16 に示すように、採熱時にはある程度の比例関係はみられるものの切片がある。これにより採熱時すなわち暖房時には、放熱時すなわち冷房時とは違って、鋼管杭内充填水の自然対流による熱抵抗 R_{up} は無視できず、トータルの地中熱交換器内部抵抗を求めるためには熱抵抗 R_{up} を考慮しなければならないことが分かる。

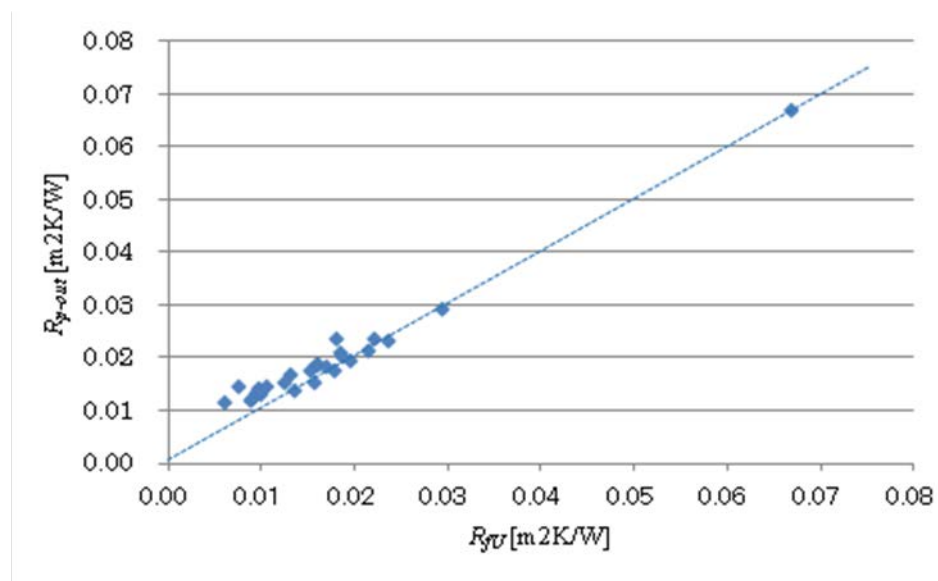


図 4-15 地中熱交換器内部熱抵抗と U 字管外表面面積基準の熱抵抗値の比較（放熱時）

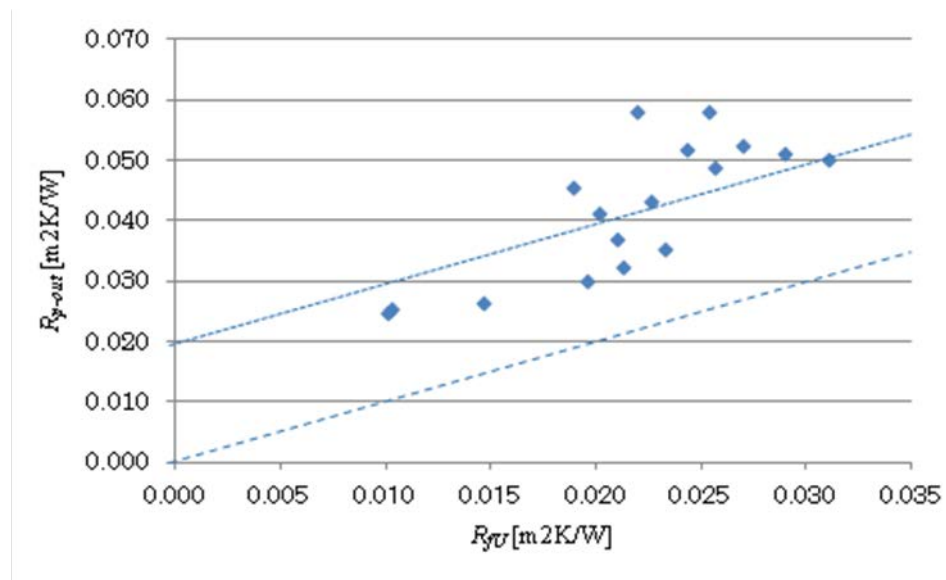


図 4-16 地中熱交換器内部熱抵抗と U 字管外表面面積基準の熱抵抗値の比較（採熱時）

(3) U字管内の流れの状態と単位採放熱係数の関係

口径 400mm ϕ 鋼管杭、25AU チューブを使用した場合の、U チューブ 1 本あたりの循環流量とレイノルズ数に対する単位採放熱係数を図 4-17 に示す。なお、単位採放熱係数は(4-9)、(4-10)式を用いて計算した。(4-10)式において、右辺第 1 項の熱抵抗値は実験によって得られた値を与えて計算し、右辺第 2 項の地中熱交換器表面温度は(4-11)式を用いて、 $\lambda_s = 1.5 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ 、 $a_s = 5.0 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$ 、 $t = 4000 \text{ h}$ を与えて計算した。図 4-17 よりいずれの条件についても、U チューブ 1 本あたりの循環流量の減少に伴い、単位採放熱係数が減少していることがわかる。しかしながら、U チューブ 2 本の結果において、レイノルズ数が 4000 程度で乱流と考えられる循環流量 25 L/min の条件と、レイノルズ数が 1200 程度で層流と考えられる循環流量 8 L/min の条件を比較しても、約 5% の単位採放熱係数の減少しか見られない。また、U チューブの本数に対する単位採放熱係数を比較すると、1 本あたりの循環流量が同程度であれば、U チューブを 4 本にしても U チューブ 2 本と比較して 10% 程度の単位採放熱係数の上昇にしかない。

次に、口径 400mm ϕ 鋼管杭、16A 細径管を使用した場合の、細径管 1 本あたりの循環流量とレイノルズ数に対する単位採放熱係数を図 4-18 に示す。16A 細径管を用いた場合でも管の本数もしくは循環流量の増大に伴い、単位採放熱係数が増大することが確認された。しかしながら、管の本数の増大や循環流量の増大による単位採放熱係数の増大効果は 5% 未満の範囲に収まっており、小さいことが伺えた。

16A 細径管は 25AU チューブと比較して、乱流域から層流域に至る場合に単位採放熱係数の減少が小さいものの、25AU ダブルチューブにおいてレイノルズ数が 2100 以下の層流となる杭 1 本あたり循環流量 12 L/min 以下の範囲でも、16A 細径管との単位採放熱係数の差異は 10% 程度しかないことがわかった。第 3 章の LF-GSHP システムのフィールド試験の結果から、LF-GSHP 側では変流量制御を行うことがシステム全体の性能を最も向上させられることが確認され、低負荷運転となる少水量・層流域における性能は 10% 程度の低下であれば十分と判断されたこと、16AU チューブは 25AU チューブと比較すると曲がりやすく鋼管杭に挿入する際に杭壁に引っかかるという点で、施工性に劣ることなどから、変流量制御を行うのであれば、25AU チューブを用いてピーク負荷の際に乱流となる循環流量を確保する方法が、地中熱交換器の採放熱性能、材料費・

施工費などのコストの観点から最適であると結論付け、少水量対応地中熱ヒートポンプの場合でも従来通り、25AU チューブを採用することを決定した。

杭内に挿入する U チューブ本数について決定する上で必要な条件としては、杭 1 本あたりに割り当てられる循環流量と U チューブ 1 本あたりの循環流量をいくりにするかが必要となる。まず、U チューブ 1 本あたりの循環流量については下限値とは言えないが、循環流量を減少させても採放熱性能が大きく低下することのない流量としてフィールド試験で図 4-17 に示すように確認できた 2L/min (U 字管 3 本試験の最小流量) とする。次に杭 1 本あたりに割り当てられる循環流量であるが、これは杭 1 本あたりの採放熱可能量に依ることとなり杭長によって決まる。基礎杭利用地中熱交換器の場合、本来は構造物としての基礎杭を地中熱交換器に兼用するものなので、その長さは熱交換器としてではなく、基礎杭として支持層の深さから決定される。

例えば鋼管杭 30m の場合で、基本ユニットの 10HP 機に接続する場合を考えてみる。地中熱交換器長さあたり採放熱量を 200W/m 程度と仮定すると、1 本の放熱量は $200\text{W/m} \times 30\text{m} = 6\text{kW}$ となり、接続本数は基本ユニットの定格運転時の放熱量 $34.14\text{kW} \div 6\text{kW/本} \approx 6$ 本となる。これより杭 1 本あたりの定格運転時循環流量は $96\text{L/min} \div 6 \text{ 本} = 16\text{L/min}$ となり、最小流量は $30\text{L/min} \div 6 \text{ 本} = 5\text{L/min}$ となる。よってこの場合、U チューブ 1 本あたり 2L/min 以上の流量を確保するためには U チューブ 2 本挿入のダブル U チューブ以下でなければならない。

次に鋼管杭 60m の場合で、基本ユニットの 10HP 機に接続する場合を考えてみる。地中熱交換器長さあたり採放熱量を 200W/m 程度と仮定すると、1 本の放熱量は $200\text{W/m} \times 60\text{m} = 12\text{kW}$ となり、接続本数は基本ユニットの定格運転時の放熱量 $34.14\text{kW} \div 12\text{kW/本} \approx 3$ 本となる。これより杭 1 本あたりの定款運転時循環流量は $96\text{L/min} \div 3 \text{ 本} = 32\text{L/min}$ となり、最小流量は $30\text{L/min} \div 3 \text{ 本} = 10\text{L/min}$ となる。よってこの場合、U チューブ 1 本あたり 2L/min 以上の流量を確保するためには U チューブ 4 本挿入でも可能となる。

U チューブ 4 本挿入は U チューブ 2 本挿入に対して、単位採放熱系数の上では 5%程度の向上しか見られないことは前述の通りであるが、さらに、ここでは U チューブ 1 本あたりの流量低下による圧力損失の低下による搬送動力の低減効果を確認する。フィールド試験設備における圧力損失の合計は 180kPa であり、その内訳はビルマルチ熱源機 30kPa、電磁流量計 50kPa、地中熱交換器 (ダブル U チューブ) 5kPa、その他配管系 95kPa である。地中熱交換器を U チュー

ブ2本から4本に変え、パイプ1本あたりの流量を半減させると地中熱交換器の圧力損失は2kPaに低下するが合計圧力損失の低下は2%足らずであり効果はほとんどない。これは熱源水循環流量が定格流量でも25Aの配管許容流量に比べ少なく、元々圧力損失が少ないこと、地中熱交換器は全て並列接続なので配管系全体に占める地中熱交換器の圧力損失比率は低いことに依るものであり、実際の地中熱導入建物においても同様となる。

以上により、基礎杭利用方式における少水量対応地中熱交換器では2本のUチューブを杭内に設置するダブルUチューブを採用することとした。

なお、変流量制御を採用する際には、低負荷時にUチューブ1本あたりの循環流量が減少するため、乱流を確保できなくなることも想定される。しかしながら、低負荷時の地中熱交換器の温度変化はピーク負荷時の地中熱交換器の温度変化よりも小さくなるため、地中熱交換器の長さや本数を決定する最大温度変化には影響を与えないと考えられる。例として、第3章のLF-GSHPシステムのフィールド試験における、ヒートポンプ出力(熱負荷)と変流量制御によって得られる管内のレイノルズ数に対する、地中熱交換器内部熱媒温度を図4-19に示す。この結果からも、低負荷時において変流量制御によって少水量化を行い、それにより流れの状態が乱流を保てなくなったとしても、ピーク負荷時に乱流を確保できる循環流量が保たれていれば、最大温度変化に与える影響は無いものと考えられる。

また、ボアホール型地中熱交換器についても、少水量化が地中熱交換器に与える影響について検討した。口径120mmのボアホール、25AUチューブを使用した場合の、Uチューブ1本あたりの循環流量とレイノルズ数に対する単位採放熱係数を図4-20に示す。なお、単位採放熱係数は(4-9)式、(4-10)式を用いて計算した。ボアホールU字管型の地中熱交換器における内部熱抵抗については、次式によって計算した¹⁾。

$$R_{p-out} = 1 / K_{p-out} \quad (4-14)$$

ただし、

$$K_{p-out} = \frac{A_{U-out}}{\left\{ A_{U-out} R_{Up} + A_p r_{U-out} \left(\frac{1}{\lambda_U} \ln \frac{r_{U-out}}{r_{U-in}} + \frac{1}{r_{U-in} \alpha_f} \right) \right\}}$$

である。なお、(4-14)式の R_{Up} については同様に境界要素法¹⁾を用いて算出し、 α_f については、(4-2)式によって求めた。右辺第2項の地中熱交換器表面温度は

(4-11)式を用いて、 $q'_p = 50 \text{ W/m}$ ($Q_p / A_{p-out} = 132.6 \text{ W/m}$)、 $\lambda_s = 1.5 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ 、 $a_s = 5.0 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$ 、 $t = 4000 \text{ h}$ を与えて計算した。また、本計算については、熱媒として水を想定している。図 4-20 に示される通り、1 本あたりの循環流量が 4 L/min 以上(乱流)となる場合と 2 L/min (層流)となる場合を比較すると、シングル U チューブで約 12%、ダブル U チューブで約 7% の差となることがわかった。いずれの条件についても層流となった場合の採放熱量の減少割合は鋼管杭の場合と同等程度であり、このことから鋼管杭と同様に変流量制御を採用しても、低負荷時に採放熱量が減少することで、最大温度変化に影響を与えることは無いものと考えられる。

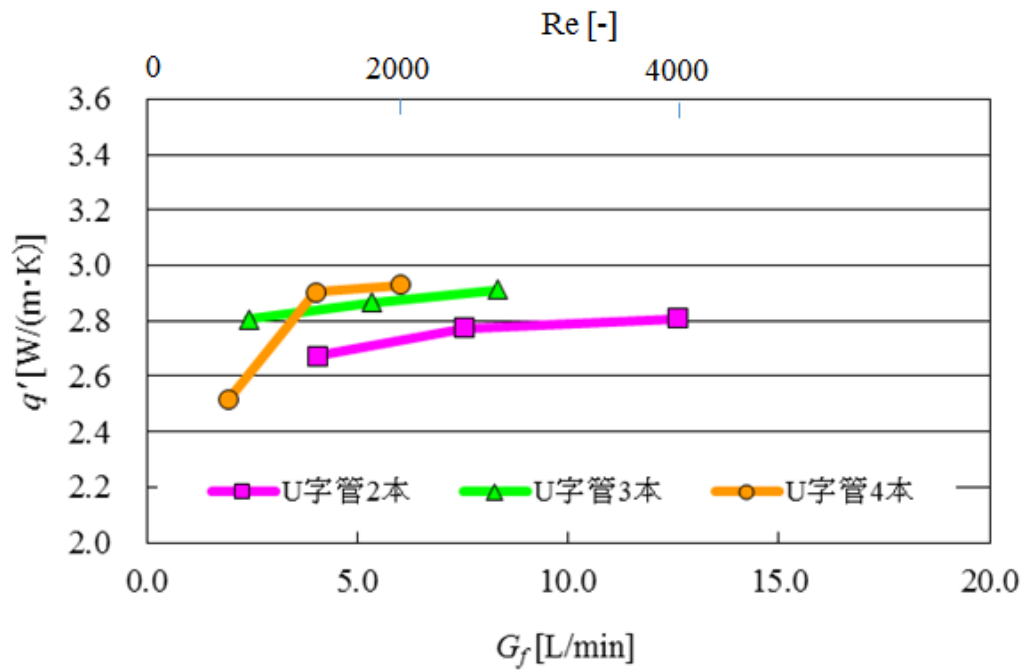


図 4-17 U チューブ 1 本あたりの循環流量、レイノルズ数に対する単位採放熱係数(25AU チューブ使用時)

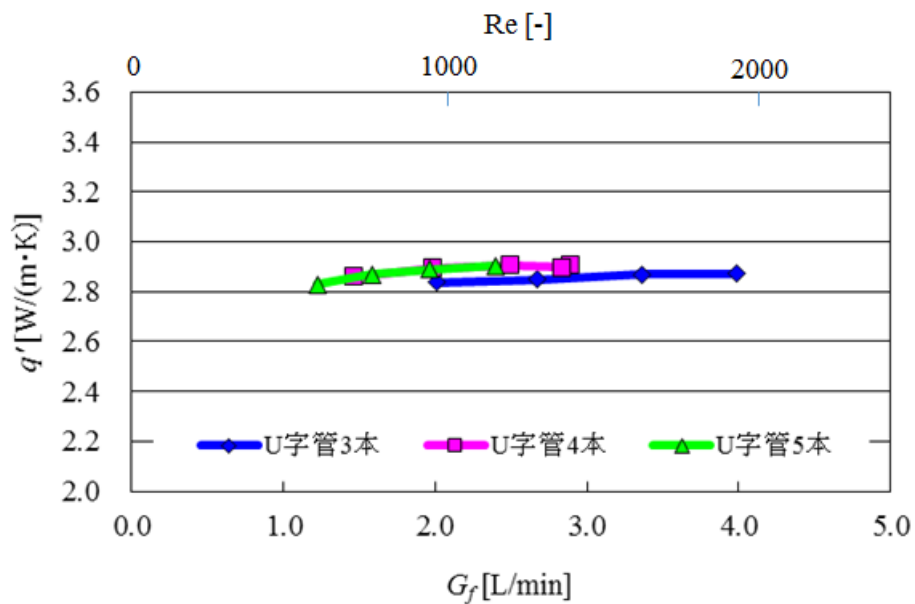


図 4-18 U チューブ 1 本あたりの循環流量、レイノルズ数に対する単位採放熱係数(16AU チューブ使用時)

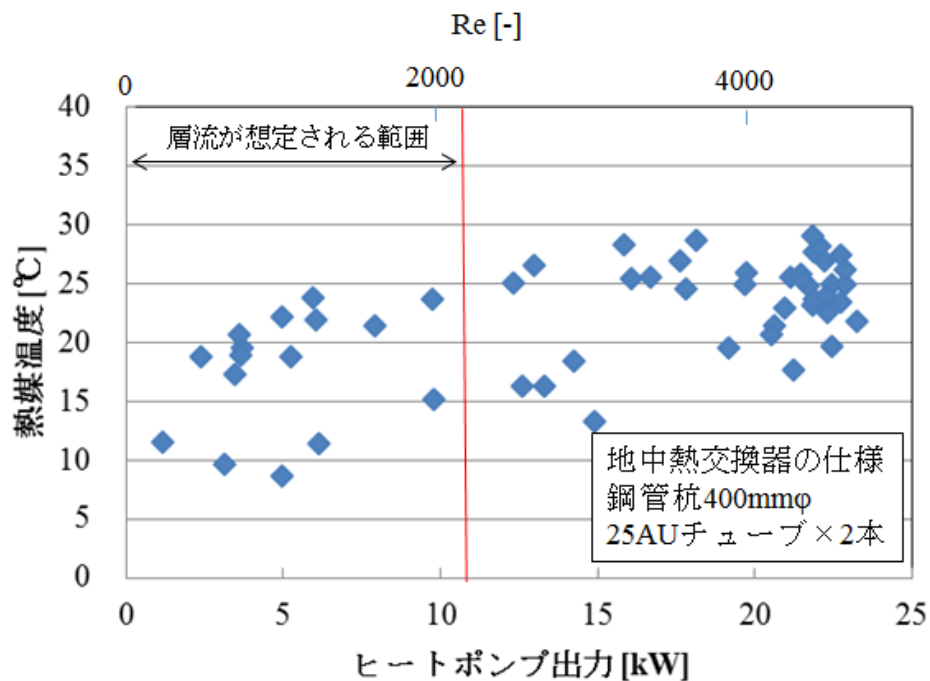


図 4-19 ヒートポンプ出力(熱負荷)と変流量制御によって得られる管内のレイノルズ数に対する地中熱交換器内部熱媒温度

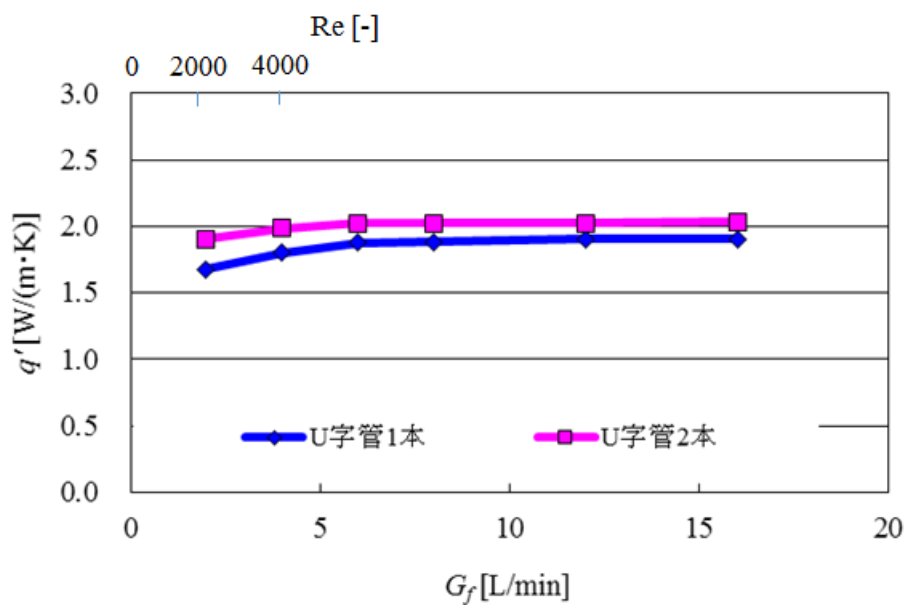


図 4-20 Uチューブ 1 本あたりの循環流量、レイノルズ数に対する単位採放熱係数(口径 120 mm ϕ ボアホール、25AU チューブ使用時)

(4) PHC 杭の採放熱性能について

PHC 杭に U 字管を挿入し、水を充填し地中熱交換器として用いた場合について、採放熱試験を行い、鋼管杭の採放熱性能と比較した。ここでは、杭の種類や口径が異なる条件であるため、各地中熱交換器における単位採放熱係数を求めて比較を行った。循環流量に対する単位採放熱係数を図 4-21 に示す。図 4-21、内径が同程度の 267mm φ 鋼管杭(内径 255mm)と 500mm φ PHC 杭(内径 300mm)の採熱量は同程度となることがわかった。これは PHC 杭壁と土壌の熱伝導率がほぼ同じ($1.5\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 程度)である上に、内径と U 字管の口径に依存される杭内充填水の自然対流伝達の効果も同程度に作用したためと考えられる。

この結果より、PHC 杭の採放熱性能については、U 字管内部熱媒の対流や内部充填水の自然対流は鋼管杭と同様に考えて、杭壁のみ PHC 杭に変更して考えればよいと思われる。

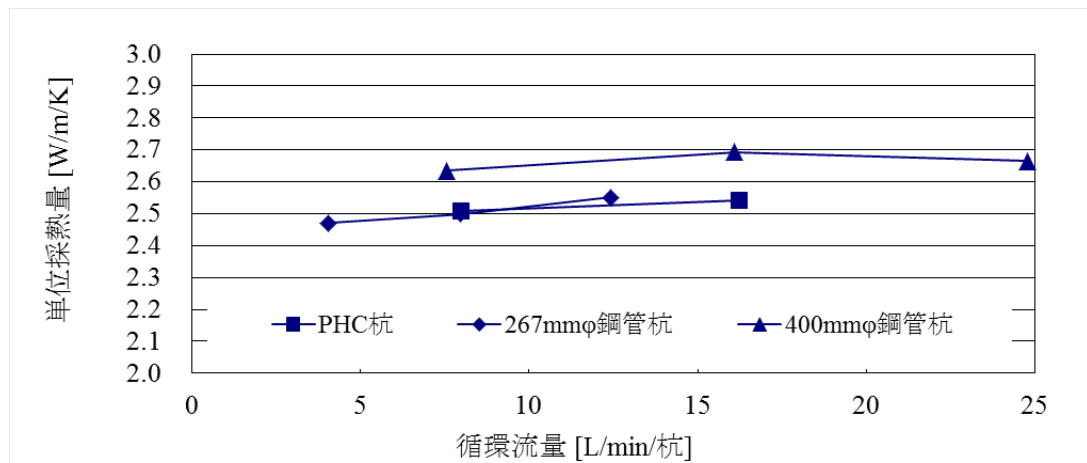


図 4-21 PHC 杭と鋼管杭の単位採熱係数の比較

(5) 群杭の採放熱性能について

群杭については、採熱初期の段階においては、複数本分の採熱量が期待できるものの、長期間連続して採熱を行うと地中熱交換器同士の採熱による干渉が発生し、それにより採熱性能が低下することも想定される。そこで、群杭と単杭を用いて、100 日程度の期間連続採熱を行い、その採熱量について比較を行った。

ここでは群杭の長期的な性能の遷移を見ることが目的なので、熱抵抗値や単位採熱量ではなく採熱量を示すこととした。結果として、**図 4-22** に長期間採熱時の群杭および比較対照として行った単杭の採熱量および各杭全体の循環流量を示す。群杭は、単杭と比較すると長期間では杭が互いに干渉して採熱性能は大きく低下しているものの、試験終了時でも採熱量は単杭を上回る結果となり、1.2 倍程度の採熱量が得られた。また、試験開始時については大きな採熱量が得られており、単杭と比較して、約 2.0 倍の採熱量となっていることがわかる。100 日間の期間全体における単杭の採熱量は群杭の 1.3 倍となった。

この結果から、口径の小さな群杭でも、それらを全て地中熱交換器として利用することにより、大口径の杭と同等以上の採放熱性能が得られることが確認できた。

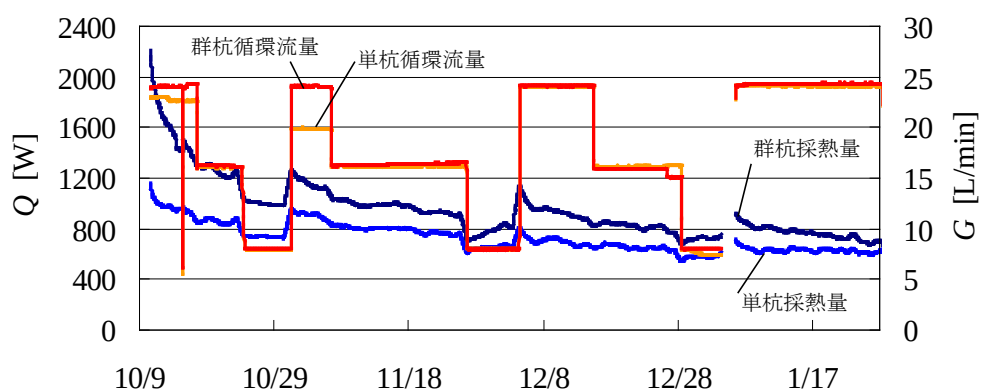


図 4-22 単杭および群杭の採熱量の経時変化

(6) 直列配管と並列配管の採放熱性能について

ここでは、杭内に挿入する U 字管を直列に接続した場合と、並列に接続した場合の採放熱性能を比較した。結果として図 4-23 に並列接続と直列接続の単位採熱係数を示す。図によると、杭全体の循環流量が等しい場合には、直列接続は並列接続よりも性能が優れていることが確認できる。また、杭全体の循環流量が 24L/min の場合には、U 字管 2 本の直列接続と 4 本の並列接続では採熱量はほぼ同じとなることも確認した。しかし直列接続は並列接続と比較して圧力損失が大きくなることや、エア抜きが必要になるなどの施工上の問題も有しているため、これらに注意する必要があるといえる。特に圧力損失の問題は循環ポンプの消費電力増大に繋がり、システム全体の性能低下に繋がることも懸念されるため、できる限り少ない循環ポンプ消費電力で採熱量を大きくする配管方式を検討する必要があるといえるが、これについては今後の検討課題にする。

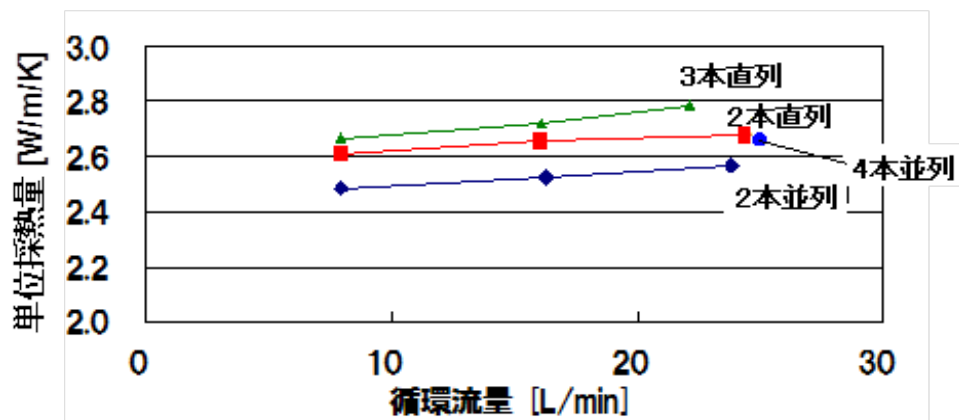


図 4-23 直列配管と並列配管の単位採放熱係数の比較
(循環流量は杭 1 本あたりの流量)

(7) 施工によって発生する内部仕様の違いに対する採放熱性能について

施工によって発生する内部仕様の違いに対する採放熱性能を検討した。施工によって発生する内部仕様の違いとは主に、U字管の挿入時にU字管を密着させたまま挿入するか・開放させるかや、U字管を並列接続した場合に、1本ごとの循環流量が異なっているかなどである。それぞれについて、400φおよび267φの鋼管杭を用いて、採熱試験を実施し、熱抵抗値について比較を行った。

試験条件とその結果として、使用鋼管杭、地中熱交換器仕様、循環流量、各部温度、採熱量、熱抵抗値を表4-2に示す。さらには循環流量と熱抵抗値の関係を杭条件毎にまとめたものを図4-24、図4-25に示す。U字管を開放した方が、密着させて挿入するよりも熱抵抗値が小さくなっていることがわかる。その差は大口径鋼管杭を用いた場合の方が、小径の場合よりも密着・開放よりも大きくなっている。また、循環流量は均一化されている方が、採放性能がよくなる結果となった。

表4-2 各試験条件における使用鋼管杭、地中熱交換器仕様、循環流量、各部温度、採熱量、熱抵抗値

	使用 鋼管杭	地中熱交換器 仕様	流量測定値 [L/min]	送水・還水 平均温度 [°C]	管壁温度 [°C]	採熱量 [W]	熱抵抗値 [m ² K/W]	管内 レイノルズ数
S4-1	鋼管杭	16AU字管×5本	15.96	2.37	4.1	681	0.0798	814
S4-2	A-3	密着・流量均一	8.06	2.68	4.38	635	0.0841	416
M4-1	郡杭	各杭毎に	16.34	2.66	4.07	1512	0.0587	2107
M4-2	B-3 3本	16AU字管×2本 密着・流量均一	8.28	3.11	4.44	1199	0.0698	1086
S5-1	鋼管杭	16AU字管×5本	15.43	2.4	3.35	817	0.0365	788
S5-2	A-3	開放・流量均一	8.05	2.53	3.59	675	0.0493	413
M5-1	郡杭	各杭毎に	16.29	2.73	3.71	1666	0.0370	2106
M5-2	B-3 3本	16AU字管×3本 密着・流量均一	8.01	2.98	4.04	1184	0.0563	1046
S6-1	鋼管杭	16AU字管×5本	15.94	2.3	3.23	689	0.0424	811
S6-2	A-3	開放・流量不均一	7.68	2.54	3.54	620	0.0507	394
M6-1	郡杭	各杭毎に	16.03	2.58	3.59	1417	0.0448	2061
M6-2	B-3 3本	16AU字管×3本 密着・流量不均一	7.82	2.93	3.93	1074	0.0586	1019
S7-1	鋼管杭	16AU字管×3本	15.9	2.18	3.45	553	0.0722	805
S7-2	A-3	開放・流量均一	8.1	2.37	3.59	537	0.0714	413
M7-1	郡杭	各杭毎に	15.86	2.39	3.87	1048	0.0888	2024
M7-2	B-3 3本	16AU字管×1本 密着・流量均一	8.13	2.67	4.29	889	0.1146	1049

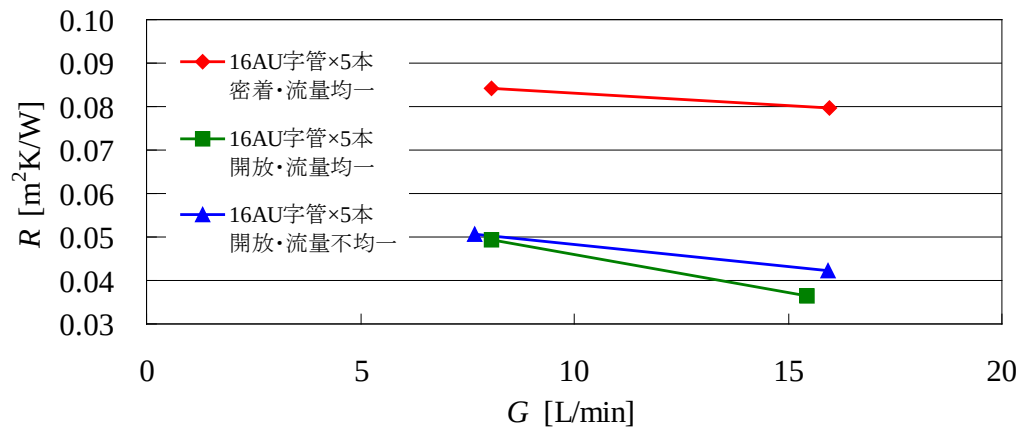


図 4-24 施工方法の違う条件における熱抵抗値の比較(400mm φ 鋼管杭使用時)

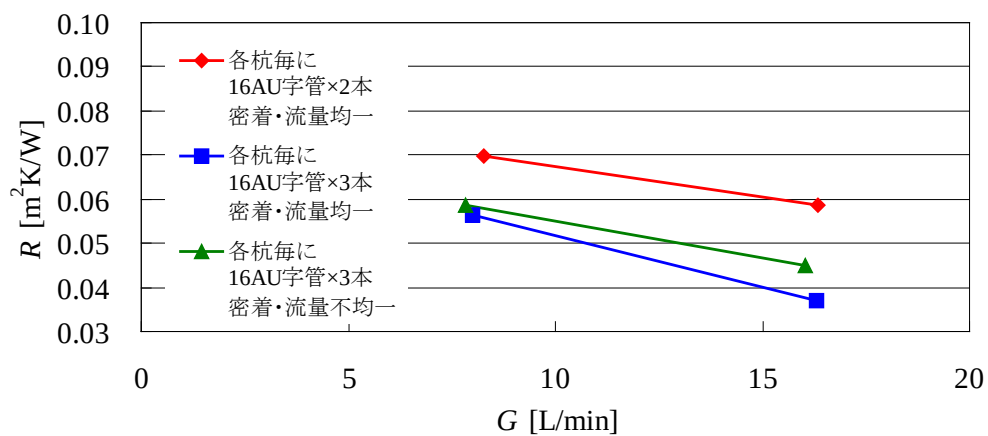


図 4-25 施工方法の違う条件における熱抵抗値の比較(267mm φ 鋼管杭使用時)

(8) LF-GHEX における汎用部材を用いた熱交換器の循環流量の確認試験

LF-GHEX において、施工の簡略化や部材コストの削減を目的として、汎用部材を用いて U 字管の杭頭部配管を行うことを検討する。このような汎用部材を用いた場合、上部でヘッダーを組む場合と比較して、循環流量が不均一となり、それにより(7)で示されたような採放熱量の低下が発生することと考えられる。そこで、**写真 4-3** に示すような汎用部材を用いた熱交換器の循環流量の確認試験を実施した。

LF-GHEX 流量均一性確認試験時使用系統部の拡大図を **図 4-25** に示す。**図 4-25** に示されるように、現在採放熱試験に使用している鋼管杭(地中熱交換器)のヘッダーの 1 系統を流量均一性確認試験に使用した。横引きされた配管に部材を接続して分岐を行い、その下流に、さらに分岐を行う場合には部材を、そうでなければバルブおよびフローセッターを接続した。そして 25m の U 字管を接続した。試験は循環流量一定条件で送水を行い、流量が安定した時点で、流量バランスの確認を行った。試験条件を **表 4-4** に示す。最初に U 字管 1 本を使用しフローセッターと電磁流量計との誤差について確認した。次に 2 本、3 本に U 字管本数を増やし、それぞれ循環流量を変更して流量バランスの確認を行った。試験結果を **表 4-5** に示す。まず、U 字管 1 本で試験を行い、フローセッターの指示値と電磁流量計の測定値の結果の比較を行ったところ、10~20%程度の誤差が見られた。また、フローセッターごとの電磁流量計との誤差を見たところ若干の差はあるものの、概ね一致した。次に U 字管 2 本の試験について、各 U 字管の試験値の比較を行ったところ、こちらについても大きな差は見られなかった。さらに U 字管 3 本の試験について各 U 字管の循環流量の比較を行ってみたところ、最も値の大きい U 字管③の循環流量が最も値の小さい U 字管②と比較して、21%大きくなるという結果となった。しかしながら、この範囲の流量の差であれば、採熱量が大きく低下する範囲ではないと考えられ、このことから汎用部材の適用は十分に可能であることが確認できた。

なお、汎用部材の使用イメージは **図 4-26** に示される通りであり、汎用部材を用いることで、地上に取り出す U 字管の本数が減るため、施工を簡略化できる効果が期待される。

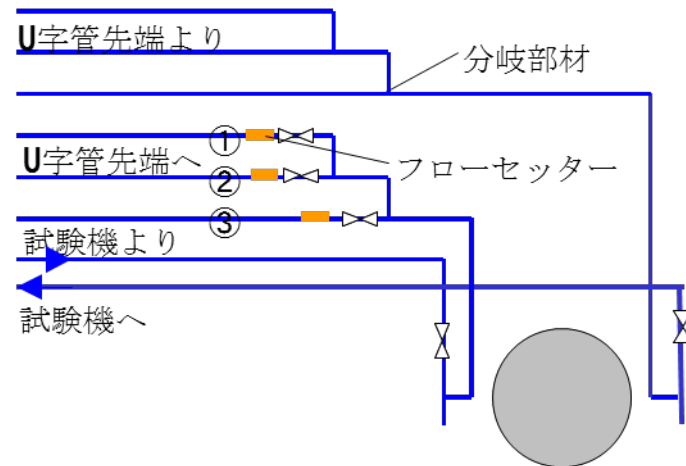


図 4-25 流量均一性確認試験の系統図



写真 4-3 往きヘッダー(右上)、還りヘッダー(左上)およびフローセッター(下)

表 4-4 試験条件

	U字管本数	使用U字管
試験1	1本	①
試験2		②
試験3		③
試験4	2本	①と②
試験5		①と③
試験6		②と③
試験7	3本	①と②と③

U字管の番号は図-1に準ずる

表 4-5 試験結果

	設定流量 [L/min]	電磁流量計 [L/min]	フローセッター 指示値 [L/min]
試験1	8	7.2	8.1
	10	8.4	10
	14	12	14
試験2	14	12.3	14
試験3	14	12.4	14

	設定流量 [L/min]	電磁流量計 [L/min]	フローセッター 指示値① [L/min]	フローセッター 指示値② [L/min]
試験4	15	15.2	8.5	8.5
	21	20.9	12.1	11.9

	設定流量 [L/min]	電磁流量計 [L/min]	フローセッター 指示値① [L/min]	フローセッター 指示値③ [L/min]
試験5	21	21	12	12

	設定流量 [L/min]	電磁流量計 [L/min]	フローセッター 指示値② [L/min]	フローセッター 指示値③ [L/min]
試験6	21	21	11.2	10.8

	設定流量 [L/min]	電磁流量計 [L/min]	フローセッター指 示値① [L/min]	フローセッター 指示値② [L/min]	フローセッター 指示値③ [L/min]
試験7	25	25	8.5	8.2	10

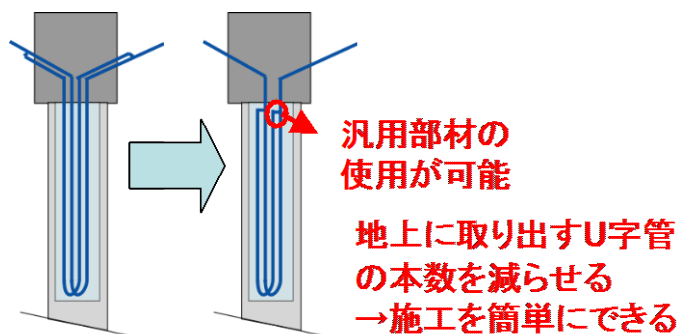


図 4-26 汎用部材の使用イメージ

4.3 地中熱交換器の施工標準化

地中熱交換器の設置および熱源水配管工事において、従来の建築設備工事で行なわれていない工事は建築基礎杭を利用して地中熱交換器を構築する際の杭との取り付け部分の工事である。

地中熱交換器は図-2 や図-4 に示したように U 字管等の熱交換パイプを水を充填した杭内に挿入して構成される。熱交換パイプの杭内挿入・設置は杭内が空洞であり、水中に熱源水を循環させる熱交換パイプを埋没させるので、パイプの浮力程度の錘を先端に取り付けるだけで特に内部支持等も必要なく、施工上特に問題はない。

しかしながら、熱交換パイプを杭内から取り出す杭頭部の建築躯体との取り付け部分は、杭という構造部材と建築基礎（鉄筋コンクリート造が一般的で、取り付け部分をフーチングという）を緊結させる構造上の重要部分であり、通常は設備配管を通すことの有り得ない部分であり、施工上十分な検討が必要である。

小規模な住宅等と異なり、建築物のこの部分の基礎構造の詳細は建物の規模、構造種別等により千差万別である。したがって、地中熱利用システムを建物の構造条件を問わず広く適用していくためには、寸法・形状まで固定する標準部材化は現実的ではない。したがって、フーチング部分の杭の取り付けや配筋状況等が異なっても対応できる施工方法の標準化を検討し、図 4-27 に示す施工管路フローチャートを作成し、実施案件で実行したので以下に示す。

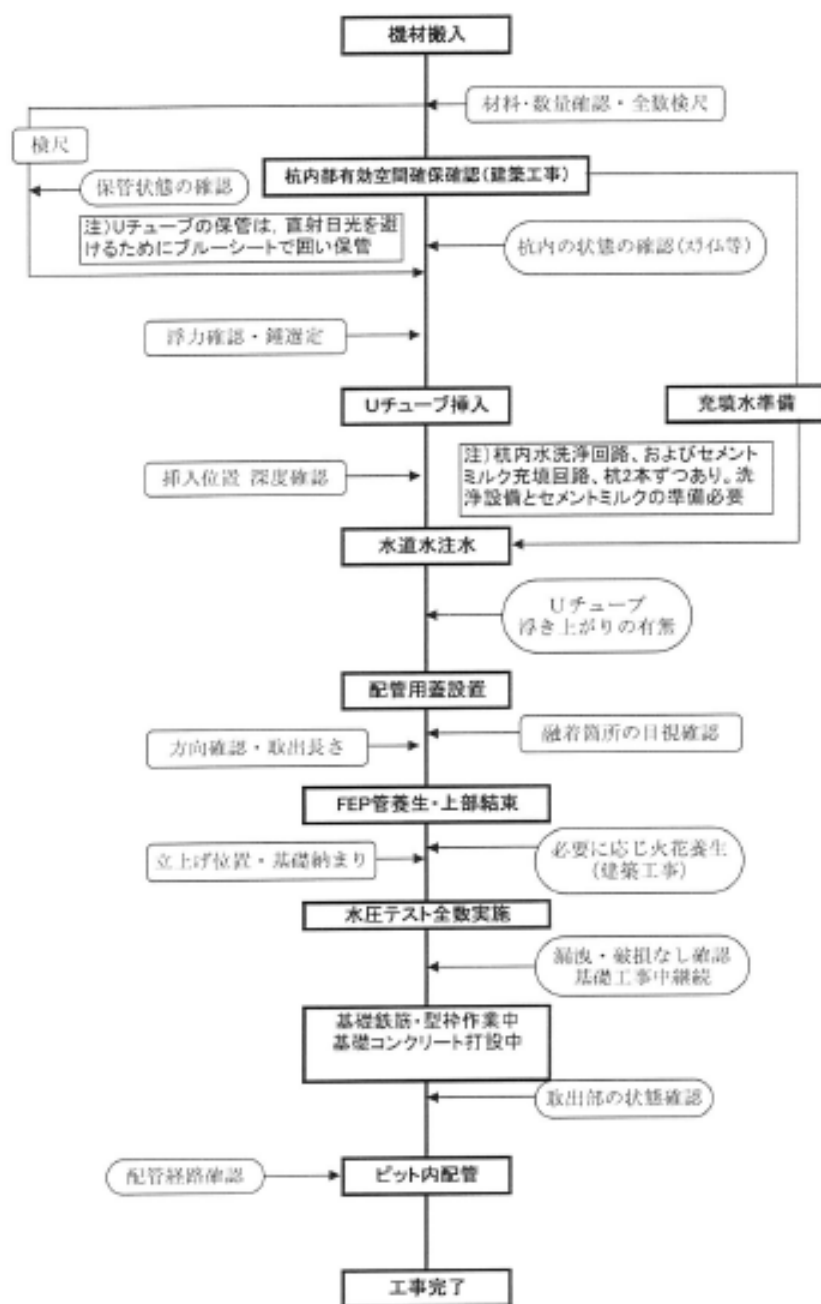


図 4-27 熱交換パイプ杭頭部取り出し施工管理フローチャート

(1) 杭内部有効空間の確認

着手直後、杭内の状況を確認し、先端が閉塞していること、土砂・泥水の流入がなく、杭内部有効空間（内径×地中熱交換長）が確保されていることを確認する。杭内がスライムなどで所定深度の挿入が困難と思われる場合は、事前に協議を行い、杭内洗浄などの処置を速やかに行なう。

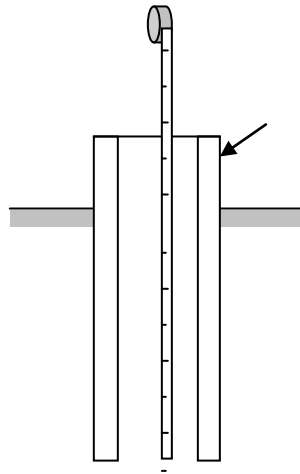


図-4-28 杭内部有効空間の確認

(2) Uチューブの入荷受け入れ

全数、マーキングにより検尺するとともに、工場検査成績書により先端継手の融着不良等がないことを確認する。

(3) Uチューブの杭内挿入設置

所定の基礎杭内にUチューブを挿入・設置する。挿入に際しては、挿入位置及び深度を再度確認し、錘および先端保護プレートを取り付け、人力でUチューブを挿入する。

Uチューブに付ける錘は、チューブ内に水を充填した後に生じる配管材料の比重差分のみとする。（熱源水を不凍液とする場合はその比重差を差し引く。）

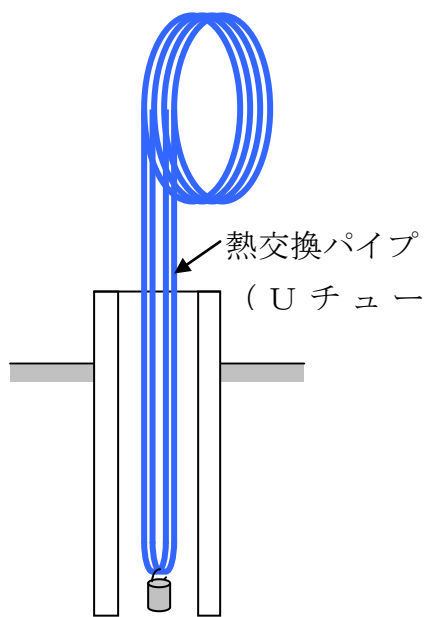


図-4-29 Uチューブの杭内挿入設置

(4) 杭内および配管内注水・充填

杭内にUチューブを人力で挿入後、仮設給水より水道水をホースを所定の杭の杭頭部まで用意し、中蓋レベルまでの注水を行う。このとき、杭内には杭打ちの際に使用した水が残っているので、所定のレベルより高いものは、逆に排水する。蓋下には杭内水熱膨張時の吸収代を確保しておく。

Uチューブに付ける錘はチューブ内空気充填に見合うものではないので、杭内注水時には適宜、同時にチューブ内にも注水充填する。

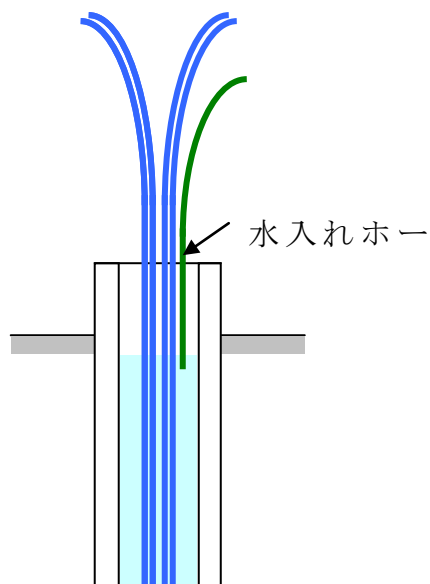


図-4-30 杭内注水・充填

(5) 配管通し蓋の設置

中水・充填後、杭内へのコンクリート落下を防止する配管通し蓋を設置する。

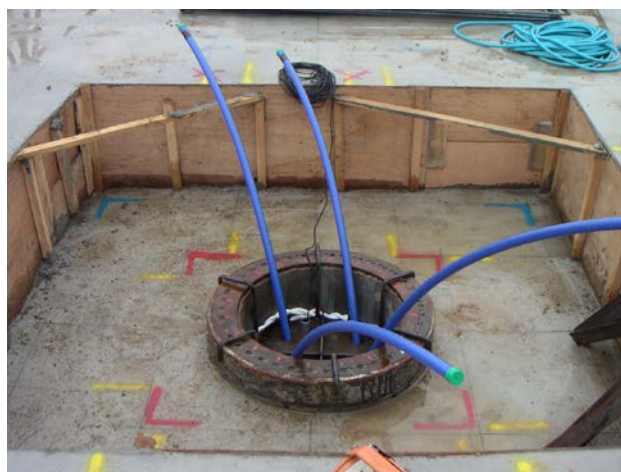
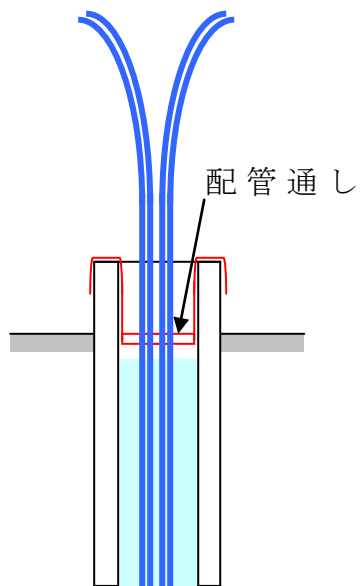


図-4-31 配管通し蓋の設置

(6) 杭内折返管の融着接続

1-2-5 の(5)で述べたような直列配管折り返し、(7)で述べたような熱交換パイプの分岐を杭内で施工する場合は、コンクリートまたは杭中に埋め殺しとなるため、接合性が高く、振動に強く緩まない融着接合を行なう。

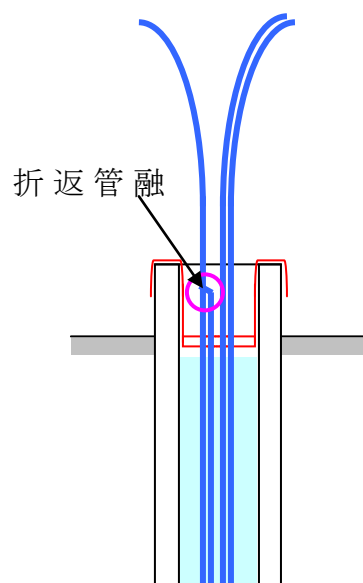


図-4-32 杭内折返管の融着接続

(7) 杭頭取出管の振り回し・立上げ・養生、結束固定

フーチングや基礎梁等の主配筋をかわした位置に杭頭取出管を立ち上げる。この際、取出管の可とう性のみでかわせない場合は融着継手を用いる。

Uチューブ設置完了後は、Uチューブにさや管（FEP 管やロックウール保温筒等）を被せて、U チューブを養生、保護する。また、設置完了後に、杭頭部および周辺で配筋・型枠等の作業が行われるため基礎コンクリート打設後の配管取り出し方向に留意の上、配筋等作業に極力、支障のない位置に立上げ、固定しておく。

配筋等作業中にはUチューブに破損がないように、また、取り出し方向が間違った方向に向けられないように相番管理する。

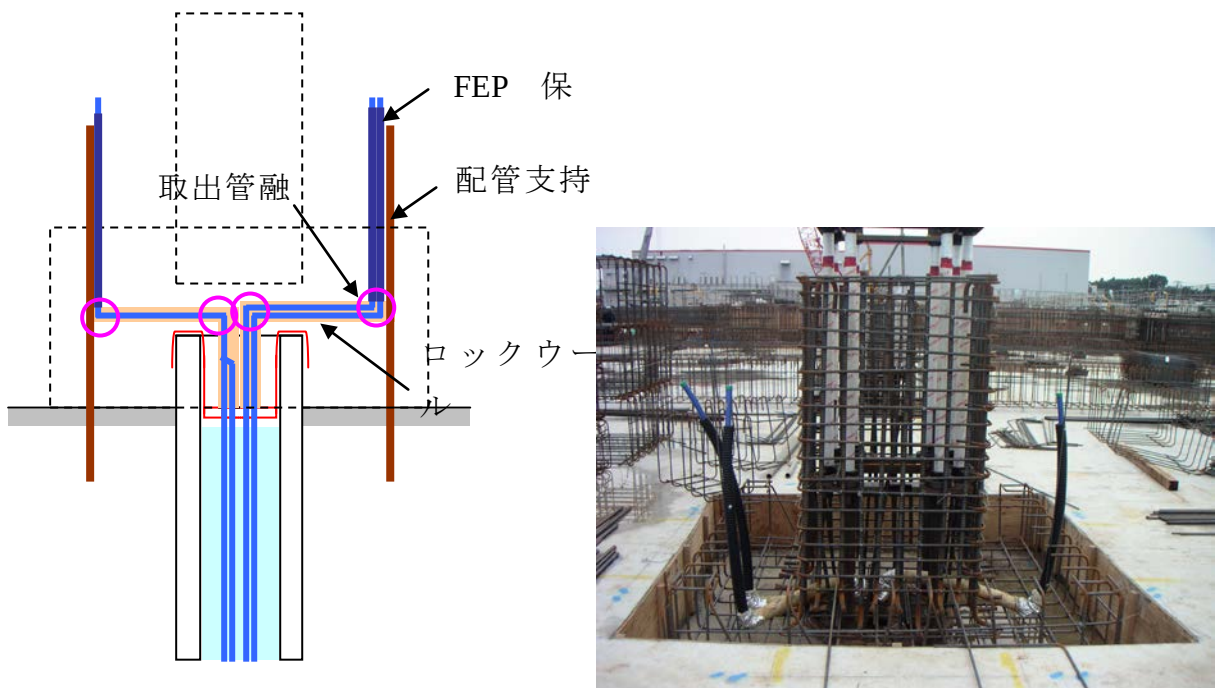


図-4-33 杭頭取出管の融着・振り回し・立上げ

(8) 水圧テストの実施

熱交換パイプ設置完了後、パイプの健全性を確認するため、水圧テストを行なう。

この後、配筋工事、型枠工事、コンクリート打設とパイプに破損を与える可能性がある工程が続くので、水圧はコンクリート打設完了までかけたままとし、破損があった場合には即座に修理処置できるようにする。

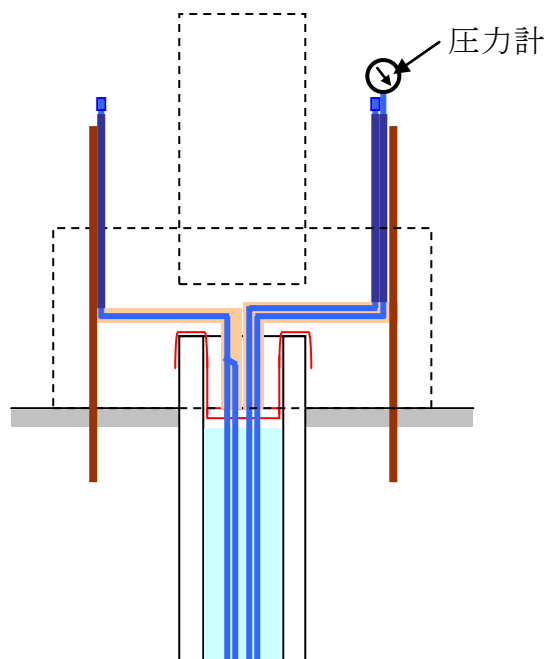


図-4-34 水圧テストの実施

4.4 第4章のまとめ

- 1) U 字管外表面基準の熱抵抗値については、フィールド試験結果より、25A の標準的な従来型 U 字管では理論値は概ね実測値を再現しているものの、16A の細径多数本型ではレイノルズ数が 1000 以下の条件では、実測の熱抵抗値が理論値よりも大きい値となっている。よって、従来通り流れをなるべく乱流に保つ設計を行いつつも、16A 細径管のレイノルズ数 1000 以下を除けば、乱流域以下の流量でも地中熱交換器の採放熱性能の理論値を確認しながら設計することは可能である。
- 2) 放熱時すなわち冷房時においては、トータルの地中熱交換器内部熱抵抗と U 字管外表面面積基準の熱抵抗値はほとんど等しい関係にあり、U 字管の管壁から鋼管杭壁までの鋼管杭内充填水の自然対流による熱抵抗はほとんど無視できることが分かる。一方、採熱時すなわち暖房時においては、鋼管杭内充填水の自然対流による熱抵抗は無視できず、トータルの地中熱交換器内部抵抗を求めるためには熱抵抗を考慮しなければならない。
- 3) 標準的に使われている 25AU 字管にて層流となる循環流量でも、16A 細径管との単位採放熱係数の差異は 10%程度しかなかった。第3章の LF-GSHP システムのフィールド試験の結果から、LF-GSHP 側では変流量制御を行うことが最適であることが確認され、低負荷運転となる少水量・層流域における性能は 10%程度の低下であれば十分と判断される。16A 細径管は 25AU チューブと比較すると曲がりやすく施工性に劣る。U 字管挿入本数を 2 本から 4 本に増やしても単位採放熱係数の上昇は 10%足らずに過ぎない。以上の試験結果により、少水量対応地中熱交換器の最適仕様は、従来型の高密度ポリエチレンU字管 25A を採用し、採放熱管 1 本当たり循環流量下限値は、採放熱試験において採放熱性能が大きく低下することのなかった 2L/min/本とし、地中熱交換杭あたりの採放熱管本数は 2 本と決定した。
- 4) ボアホールにおける U 字管内の流れの状態と単位採放熱係数の関係においても計算によって、層流となった場合の単位採放熱係数の減少割合は鋼管杭の場合と同等程度であることが確認されたため、鋼管杭と同様に変流量制御を採用しても問題ないものと考え
- 5) PHC 杭と鋼管杭において、内径が同程度であれば PHC 杭壁と土壌の熱伝導率がほぼ同じため採熱量は同程度となる。この結果より、PHC 杭の採放熱性能については、U 字管内部熱媒の対流や内部充填水の自然対流は鋼管杭

と同様に考えて、杭壁のみ PHC 杭に変更して考えればよいと思われる。

- 6) 群杭については、採熱初期の段階においては、複数本分の採熱量が期待できるものの、長期間連続して採熱を行うと地中熱交換器同士の採熱による干渉が発生し、それにより採熱性能が低下することが確認された。
- 7) 杭内に挿入する U 字管の直列または並列の接続により、管内流速が早くなるほど採放熱性能は優れているものの、大きな差はなく、直列接続は並列接続と比較して圧力損失が大きくなり、循環ポンプの消費電力増大に繋がるため、むしろできる限り少ない循環ポンプ消費電力で採熱量を大きくする配管方式を検討する必要がある。
- 8) 杭内に複数の U 字管を挿入する場合の管同士の離隔や流量の均等化の必要性を採放熱性能確認により再認識するとともに、汎用継手部材を使用しても均等化は確保できることを確認した。
- 9) 熱交換パイプを杭内から取り出す構造上の重要部分である杭頭部は建物の規模、構造種別等により千差万別であるが、GSHP システムを建物の構造条件を問わず広く適用していくため、フーチング部分の杭の取り付けや配筋状況等が異なっても対応できる施工方法の標準化を検討し、実施案件で実行した。

第 4 章の参考文献

- 1) 北海道大学地中熱利用システム工学講座著：地中熱ヒートポンプシステム，オーム社，2007
- 2) 日本機械学会編：伝熱工学資料改訂第 4 版，p.55，2001

記号

A ：表面積	$[\text{m}^2]$
a ：温度伝播率	$[\text{m}^2/\text{s}]$
$c_f \rho_f$ ：循環熱媒の熱容量	$[\text{kJ}/\text{m}^3/\text{K}]$
G ：循環流量	$[\text{m}^3/\text{s}]$
Gr ：グラスホフ数	$[-]$
g ：重力加速度	$[\text{m}/\text{s}^2]$
J_x ： x 次の第一種ベッセル関数	
Nu ：ヌセルト数	$[-]$

Q : 採熱量	[W]
q : 長さあたり採熱量	[W/m]
q' : 単位採熱係数	[W/m/K]
R : 熱抵抗値	[m ² K/W]
Re : レイノルズ数	[-]
r : 半径	[m]
T : 温度	[°C]
u : 流速	[m/s]
u : 固有値	
Y_x : x 次の第二種ベッセル関数	
β : 体膨張係数	[K ⁻¹]
λ : 熱伝導率	[W/m/K]
ν : 動粘性係数	[m ² /s]

添え字

f : 熱媒

p : 地中熱交換器

pin : 地中熱交換器入口

pm : 地中熱交換器出入口平均

$pout$: 地中熱交換器出口

$p-in$: 地中熱交換器の内部表面

$p-out$: 地中熱交換器の外部表面

s : 土壌

U : U 字管

w : 水

第 5 章

少水量対応地中熱ヒートポンプ システムの導入と性能検証

5.1 はじめに

実際の建物に LF-GSHP システムを導入し、性能検証を行った。

導入した建物は福岡県北九州市に建設された事務所ビルであり、本研究で対象としている典型的な建物である温暖地域の中小規模建物であり、空調方式も本来は全館空冷ビルマル設置で設計された典型的な個別空調方式採用の建物である。

建物の低炭素化・省エネ化に寄与する技術は既に多数存在しているが、真の省エネの実現のためには、省エネ技術をただ導入するだけではなく、それらの効果を、実証フィールドで定量的に把握・評価し、改善を行う事が必要と考えられる。本建物はその実証の場として建設されたものでもあり、後述するいくつかの環境配慮技術の中核をなすものとして LF-GSHP システムを導入している。

5.2 導入対象建物および地中熱ヒートポンプシステム概要

5.2.1 導入対象建物概要

対象建物の外観は図 5-1 に示すようなオフィスビルである。概要は表 5-1 に示したように、2011 年に竣工し、現段階ですでに 3 年間の運転が行われている。

また図 5-2 に建物に導入されている省エネルギー設備システムの概要を示す。自然換気システムや、太陽光発電システムや地中熱利用システム等の数多くの環境配慮技術を導入している。また BEMS (Building and Energy Management System) を活用して、建物の環境・エネルギーの各種制御を行っている。具体的には、屋外・室内センサー情報に基づいて室内環境を制御すると共に、建物の機器・設備等を自動管理することで、それらのエネルギー消費量の削減を図っている。

表 5-1 建築概要

建築名称		新日鉄住金エンジニアリング株式会社 北九州技術センターE館
工事場所		福岡県北九州市戸畑区大字中原46-59
竣工		2011年6月30日
発注者		新日鉄住金エンジニアリング株式会社
設計・監理		新日鉄住金エンジニアリング株式会社
施工者	建築	新日鉄住金エンジニアリング株式会社九州支社(一括発注)
	電気	株式会社日鉄エレクトクス
	空調衛生	高砂熱学工業株式会社
建築概要	敷地面積	6,649.401 m ²
	建築面積	2,169 m ²
	延床面積	10,388 m ²
	構造	S造
	階数	地上5階建て
	高さ	27.40 m
外部仕上	外壁	アルミ製カーテンウォール + LOW-Eガラス
		押出中空セメント板t=60 + アルミスパンドレル
	屋根	コンクリートの上断熱アスファルト防水+ 押えコンクリート グリッドシェル構造+ 複層ガラス(太陽光パネル挟み込み)
内部仕上	事務室	床 : OAフロアH=100 + タイルカーペットt=7
		壁 : 石膏ボード2枚張り+ 塗装
		天井: システム天井 (岩綿吸音板t=15)
	エントランス	床 : 外国産大理石
		壁 : 特殊鋼板パネル他
		天井: 金属ルーバー天井他
空調設備概要	空調	ヒートポンプビルマルチ方式(空冷・地中熱併用)
	換気	個別全熱交換器方式
給排水衛生設備概要	給水	直結増圧方式
	排水	寮室内汚水・雑排水分流 建屋内合流(集合管)
	消火	屋内消火栓 連結送水管



図 5-1 新日鉄住金エンジニアリング(株)北九州技術センターE 館

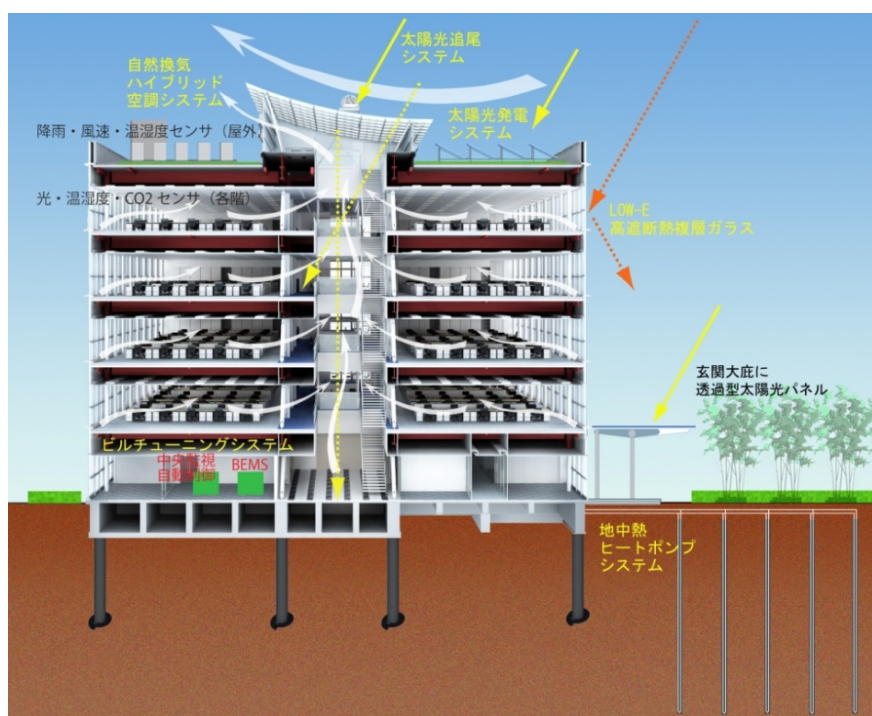
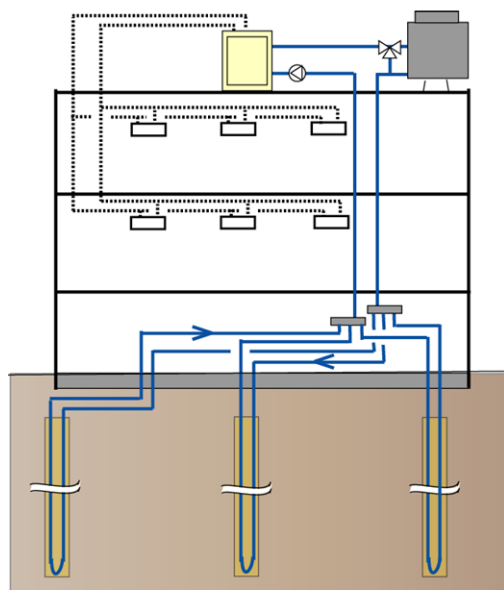


図 5-2 北九州技術センターE 館の省エネルギー設備システム

5.2.2 地中熱ヒートポンプシステム概要

GSHP システムの概要を図 5-3 に示す。本システムはボアホールダブル U チューブ型地中熱交換器 80m×50 本に、水冷ヒートポンプビルマルチ熱源機(圧縮機：100 馬力、暖房出力：258 kW、冷房出力：280 kW)を接続し、オフィスの暖冷房を行う。水冷ビルマルチは地中熱利用や少水量化に対応可能な低水温・少水量仕様となっている。また、本システムはビルマルチ一次側の温度差を一定に保ち、循環ポンプの消費電力を最小限に抑える、温度差一定制御が組み込まれている、少水量対応地中熱ヒートポンプ(LF-GSHP)ビルマルチシステムである。さらに、本システムは冷暖房負荷のアンバランスによる地中温度上昇を抑えるための密閉式冷却塔にも接続されている。また基準階平面図を図 5-4 に示す。LF-GSHP システムは全階の北側執務スペースの東半分には適用されている。空調負荷条件がほぼ同等となる北側執務スペースの西半分には、高効率空冷ビルマルチが適用されており、同負荷条件下における性能比較実証も行うことが可能となっている。



- ①空調対象面積：2,271 m²
- ②水冷ヒートポンプビルマルチ
圧縮機：100馬力、
冷房出力：287 kW
暖房出力：258 kW
- ③冷却塔：102型
- ④循環ポンプ(変流量制御)
定格循環流量：1056 L/min、
定格消費電力：11 kW
- ⑤地中熱交換器
仕様：ボアホールダブルUチューブ
型
U字管：高密度ポリエチレン管25A
ボアホール口径：150 mm
充填材：珪砂
長さとお本数：80m×50本

図 5-3 LF-GSHP システムの概要

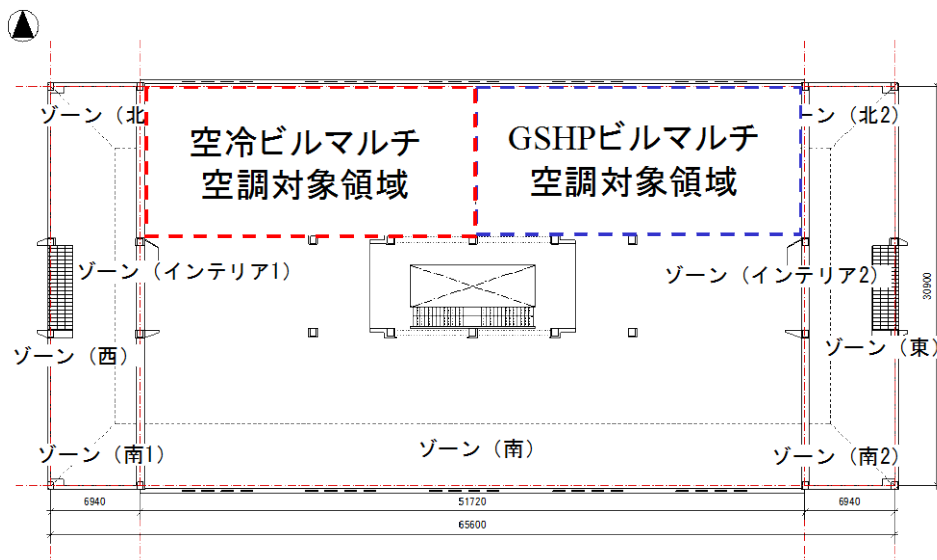


図 5-4 平面図および LF-GSHP システムの空調対象空間

5.3 熱応答試験概要と結果

2010年6月より当ビル建設地において、地中熱ヒートポンプ(GSHP)システムの導入工事が実施され、ボアホール型地中熱交換器(80m×50本)の設置が行われた。12月の運転に先立ち地盤の熱特性を把握し、GSHPシステムの性能予測をより正確なものとするため、設置された地中熱交換器を用いた熱応答試験を実施した。

試験系統図を図5-5に示す。地中熱交換器を熱応答試験に接続し、一定流量、一定加熱の条件で、内部熱媒(水)を循環させる。地中熱交換器出入口温度、循環流量を測定し、それをもとに地盤熱特性の評価を行った。

地中熱交換器の配置を図5-5に示す。試験は5箇所の地中熱交換器を用いて行われた。試験工程は表1に示す通りであり、試験機A(ヒーター加熱量約5kW)、試験機B(ヒーター加熱量約2.1kW)の2種類の試験機を用いて5度の試験が実施された。地盤の有効熱伝導率は加熱開始より12～60h経過時の温度変化をもとに推定した。結果は表5-2に示す通りであり、推定された有効熱伝導率には大きな違いが見られ、最小値は $1.87 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ 、最大値は $31.1 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ であった。また、試験中に温度低下が発生した試験もあり、これは地下水流動による影響であるものと考えられる。結果より、有効熱伝導率の最小値が一般的な砂の値 $1.5 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ などと比較して大きいこと、地下水流動が発生していることなどから、本敷地内の地盤は採放熱を行うのに際して比較的良好な条件であるといえる。

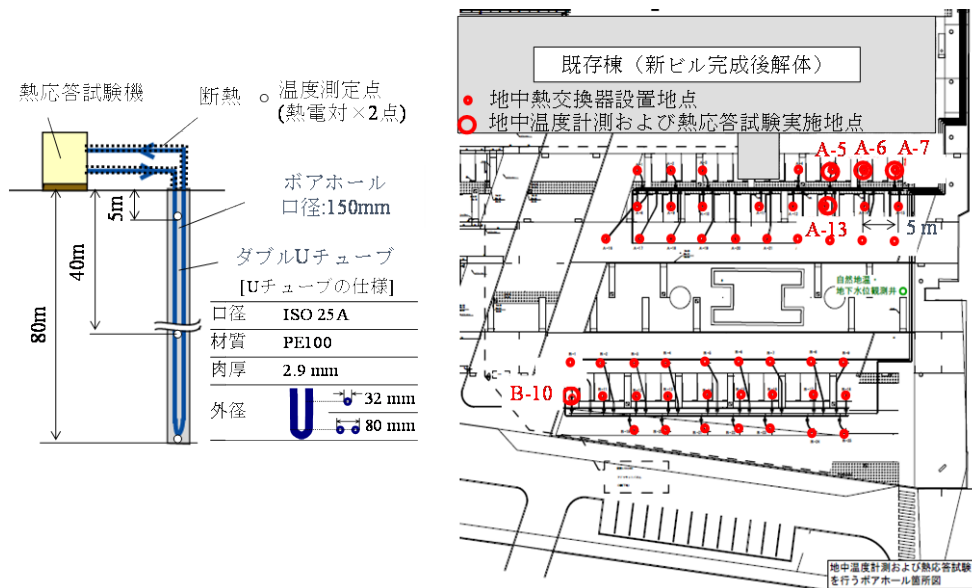


図 5-5 熱応答試験の概要(左)および地中熱交換器の配置(右)

表 5-2 熱応答試験の結果

	使用ボアホール	加熱量 [kW]	加熱試験期間	近似式作成時間	有効熱伝導率 [W/(m・K)]	周囲の掘削工事
試験1	A-6	5.23	6月18日～6月21日(62h)	12～60 h	31.1	○
試験2	A-13	4.84	7月7日～7月30日(537h)	12～60 h	2.15	○
試験3	A-7	2.14	7月17日～7月21日(110h)	12～60 h	3.19	○
試験4	B-10	5.28	9月3日～9月12日(220h)	12～60 h	2.67	×
試験5	A-5	2.17	9月9日～9月15日(148h)	12～60 h	1.87	×

5.4 地中熱ヒートポンプシステムの性能検証と運用改善

5.4.1 冷房期間、暖房期間代表日の性能評価

冷房期間の代表日の結果として8月8日の各部温度と流量の実測値の変化を図5-6～図5-8に示す。ヒートポンプ一次側出口温度、入り口温度は最大でそれぞれ29℃、24.5℃程度となっている。また循環流量は500L/min程度である。また各出力は下式を用いて算出した。測定した温度、流量から式(5.1)を用いて地盤への採放熱 Q_1 [kW]を算出した。

$$Q_1 = c\rho V\Delta T \quad \cdots\cdots(5.1)$$

ここで、 c は水の比熱 [kJ/(kg・K)]、 ρ は密度 [kg/m³]、 V は循環流量 [m³/s] である。計測した消費電力 E [kW]と採放熱量 Q_1 から式(5.2)を用いて GSHP の暖冷房出力 Q_2 [kW]を算出した。(暖房は+、冷房は-)

$$Q_2 = Q_1 \pm E \quad \cdots\cdots(5.2)$$

その結果最大の放熱量が190kW、HP出力が130kW、HP消費電力が45kW程度となった。またCOPとSCOPはほぼ同様の値を示しており、COPは最大で4、SCOPは3.5となった。

同様に暖房期間の代表日の結果として1月31日の運転結果について示したものが図5-9～図5-11である。ヒートポンプ一次側出口温度、入り口温度は最大でそれぞれ16.5℃、17℃程度となっている。また循環流量は500L/min程度である。また同様に出力を算出したところ最大の採熱量が100kW、HP出力が110kW、HP消費電力が25kW程度となった。またCOPとSCOPはほぼ同様の値を示しており、COPは最大で4、SCOPは3.8となった。

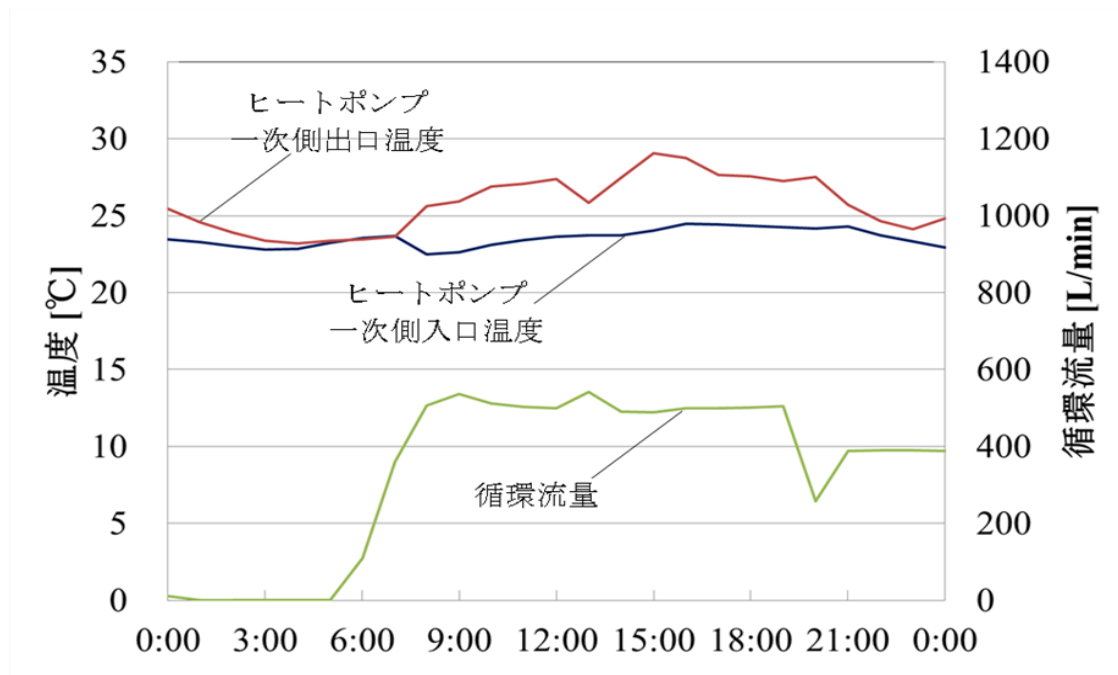


図 5-6 冷房運転期間の HP 一次側出入り口温度と循環流量

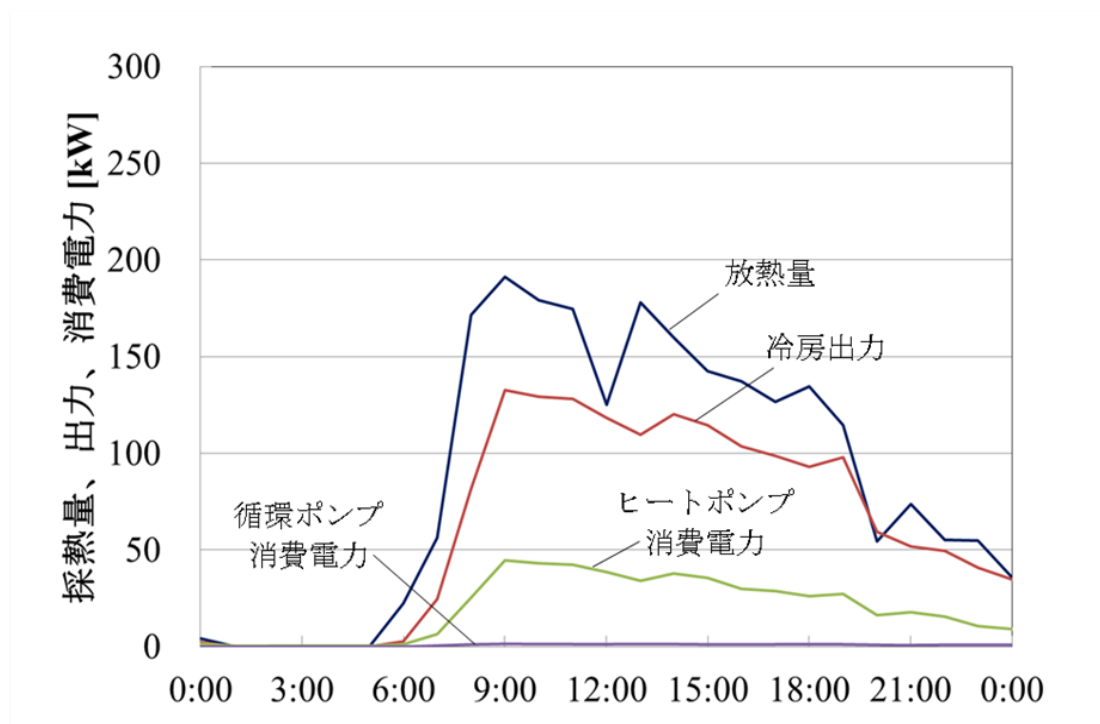


図 5-7 冷房運転期間の HP 運転状況

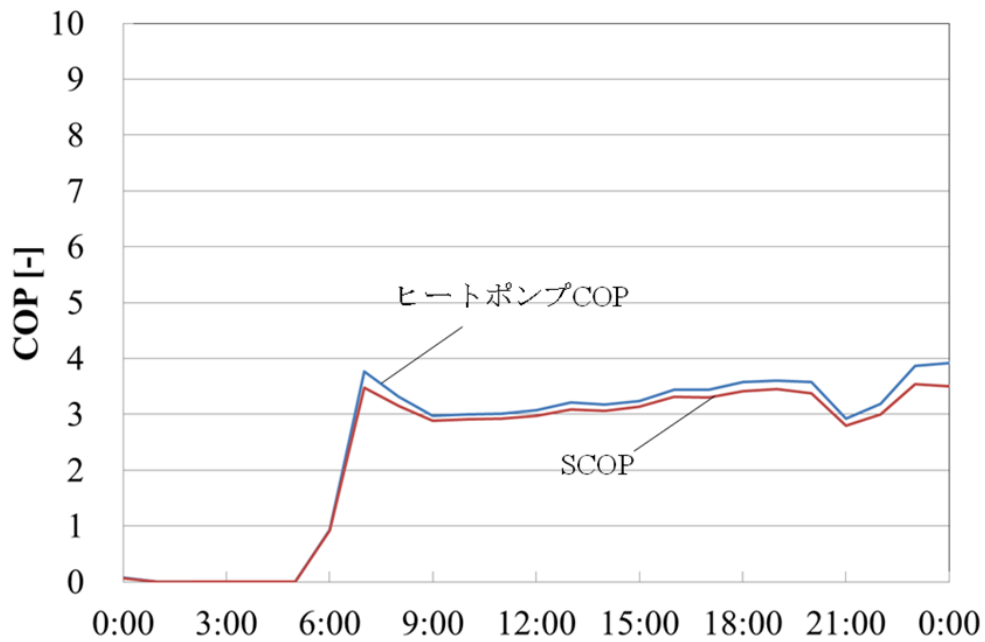


図 5-8 冷房運転期間の COP、SCOP

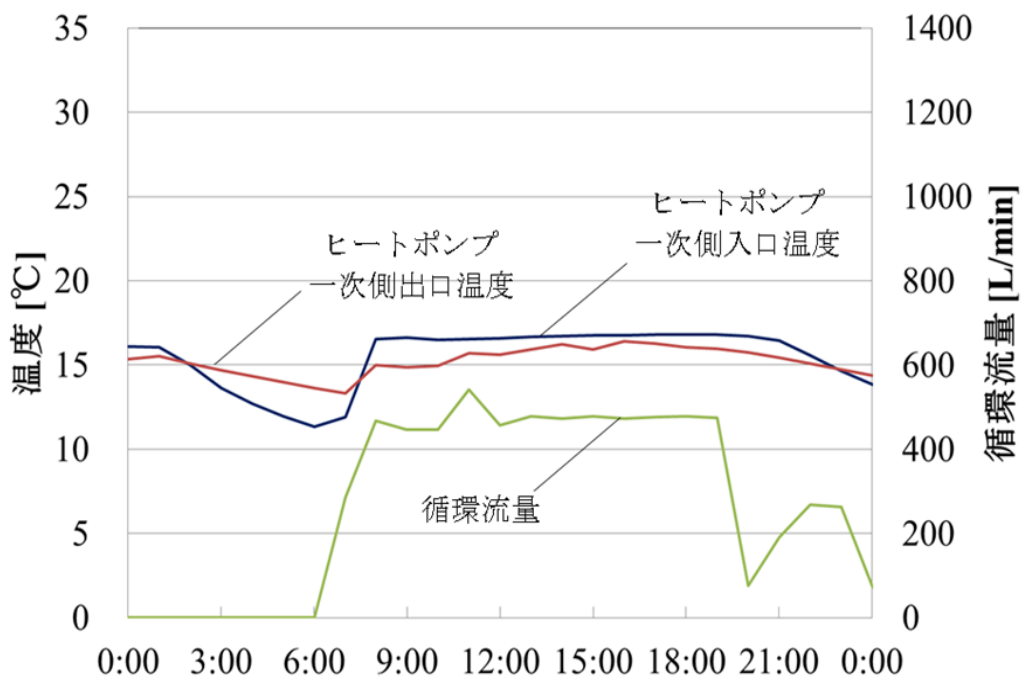


図 5-9 暖房運転期間の HP 一次側出入り口温度と循環流量

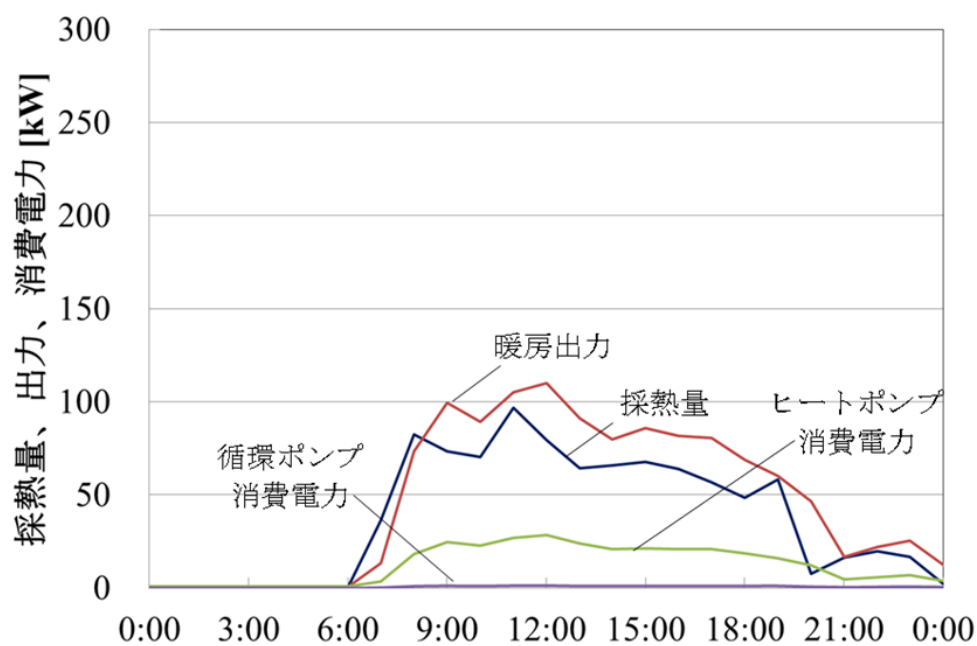


図 5-10 暖房運転期間の HP 運転状況

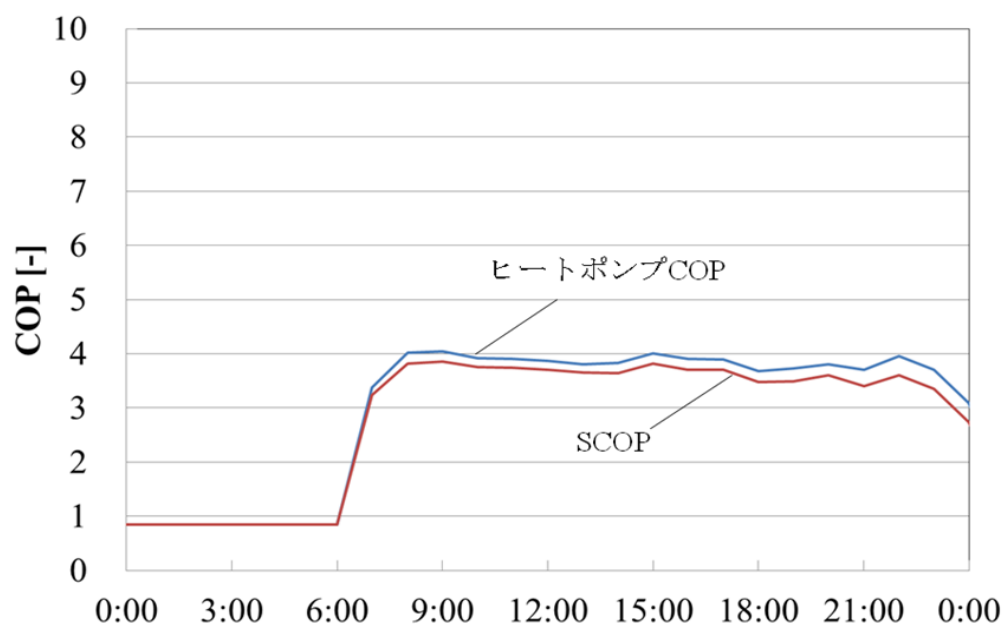


図 5-11 暖房運転期間の COP、SCOP

5.4.2 地中熱ヒートポンプシステムの冷暖房出力の検証

図 5-12 に 2011 年の地中熱ヒートポンプ出力の実測値と設計時計算値との時刻別変動を示す。図に示されるように実測の熱負荷は設計時の熱負荷と比較して小さい。また、冷房期間、暖房期間にそれぞれの期間において負荷を降順にしたものを図 5-13、図 5-14 に示す。結果より実測値は運転時間が長くなっているが、ピーク負荷値が小さいため、全体的に設計時計算値より低い値となっている。経過年数で比較すると、大きな差にはならなかった。

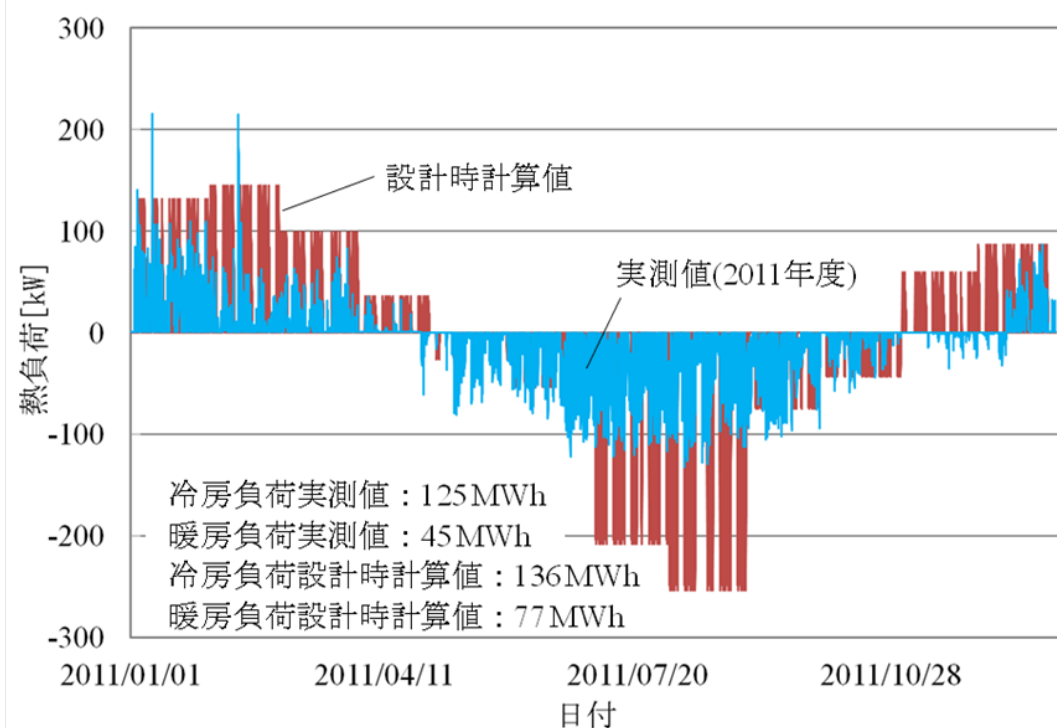


図 5-12 2011 年度時刻別熱負荷

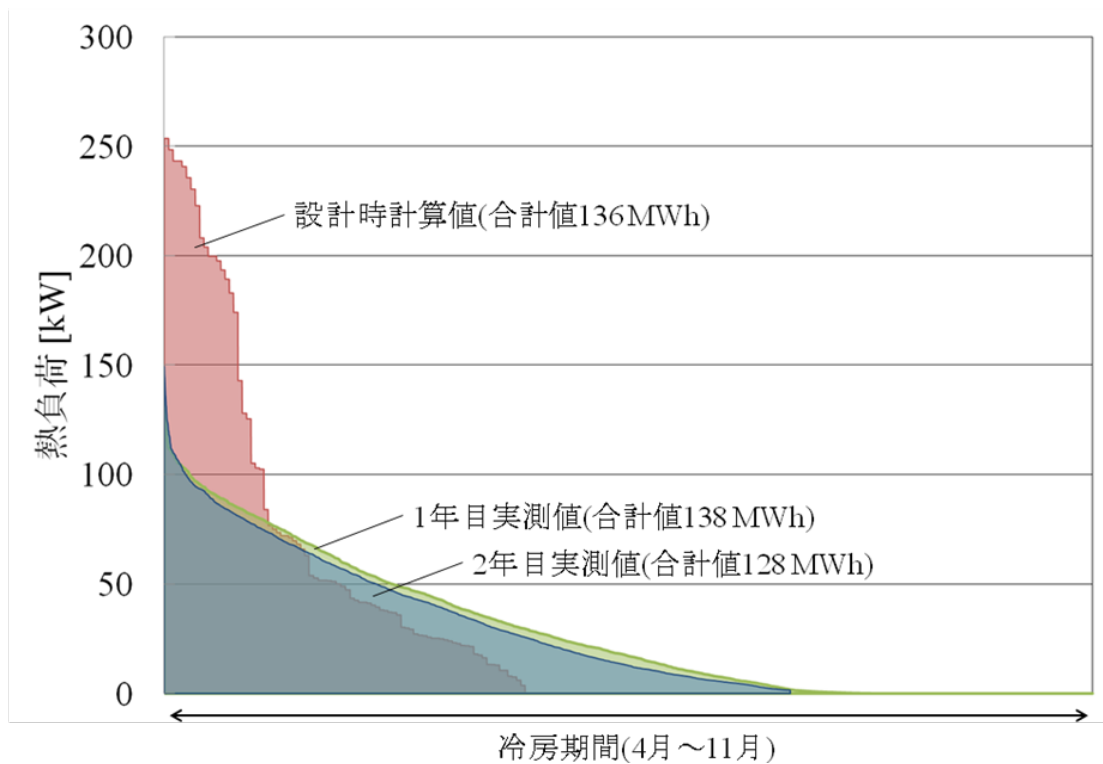


図 5-13 冷房期間の熱負荷降順

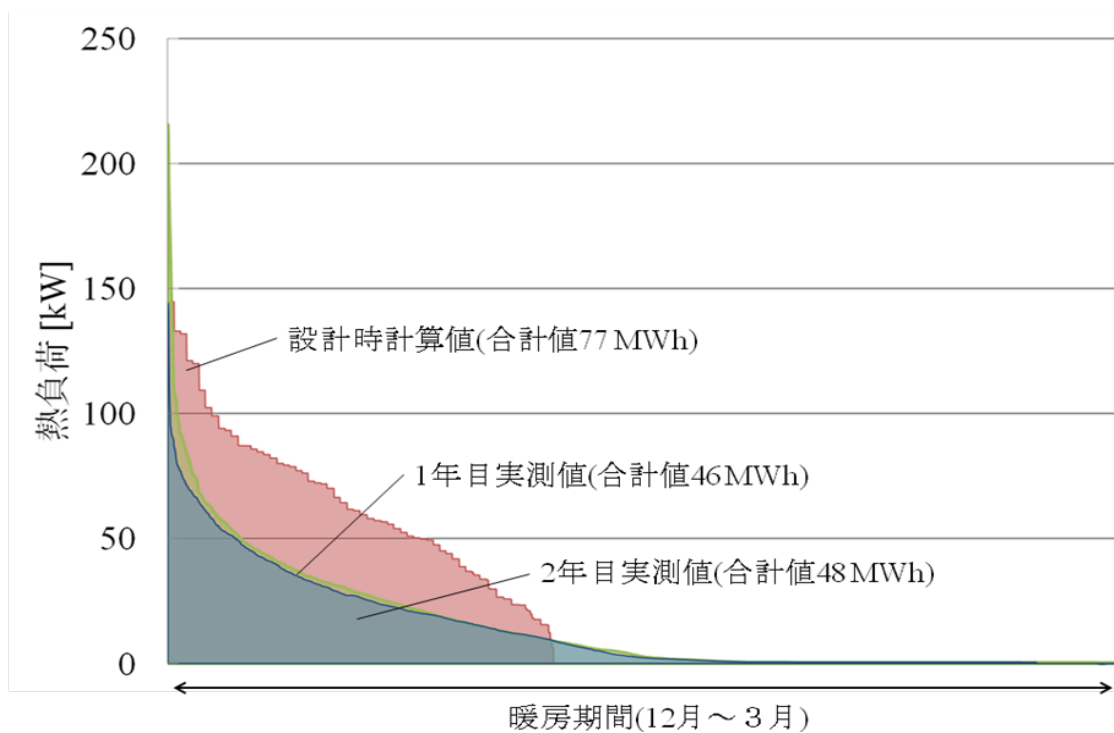


図 5-14 暖房期間の熱負荷降順

5.4.3 ヒートポンプ一次側入口温度変化と地中温度変化

図 5-15 にヒートポンプ一次側の出入口温度の時刻別変動を示す。ヒートポンプ出入口温度は予測の 30℃まで上がっていないことが確認できる。原因としてピーク時の負荷が小さいこと、地盤の熱伝導率が良いことが考えられる。実測のピーク時の負荷が小さくなった要因は、断熱性能が向上していること、後述するが照明・コンセントの消費電力が小さく内部発熱が低下したことなどが挙げられる。また敷地内の地中温度の比較を行った。図 5-16 に敷地内 2 地点の深さ 40m の地中熱交換器表面温度の時刻別変動を示す。図から見られるように図 4 に示した B-10 地点での温度変化が A-7 地点と比較して小さいことが確認できる。これより B-10 地点は地下水の影響を受けている可能性があり、局所的にそのような地点があると考えられる。また、経年的に温度変化が上昇している傾向がみられるため、検証を引き続き行っていく必要がある。

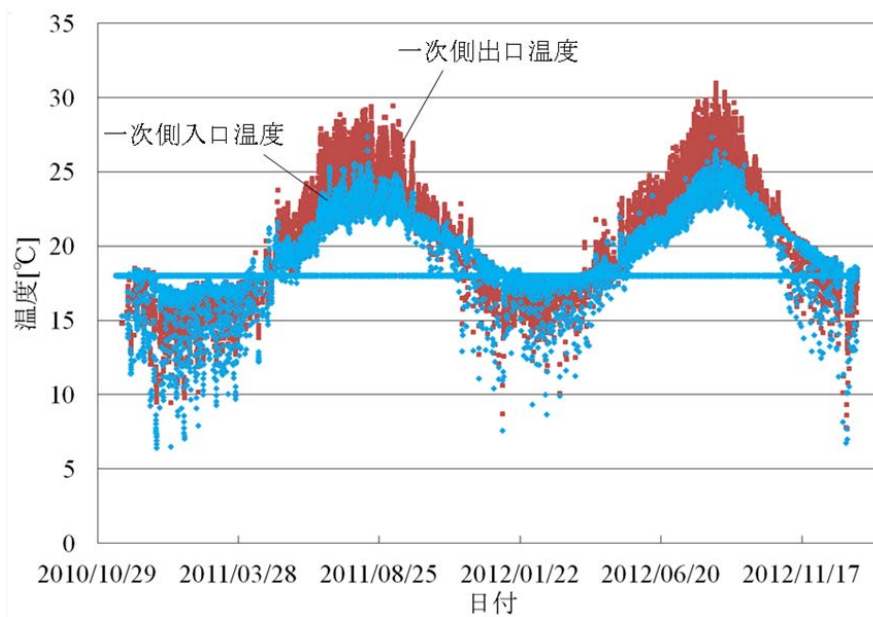


図 5-15 ヒートポンプ一次側の出口温度の変化

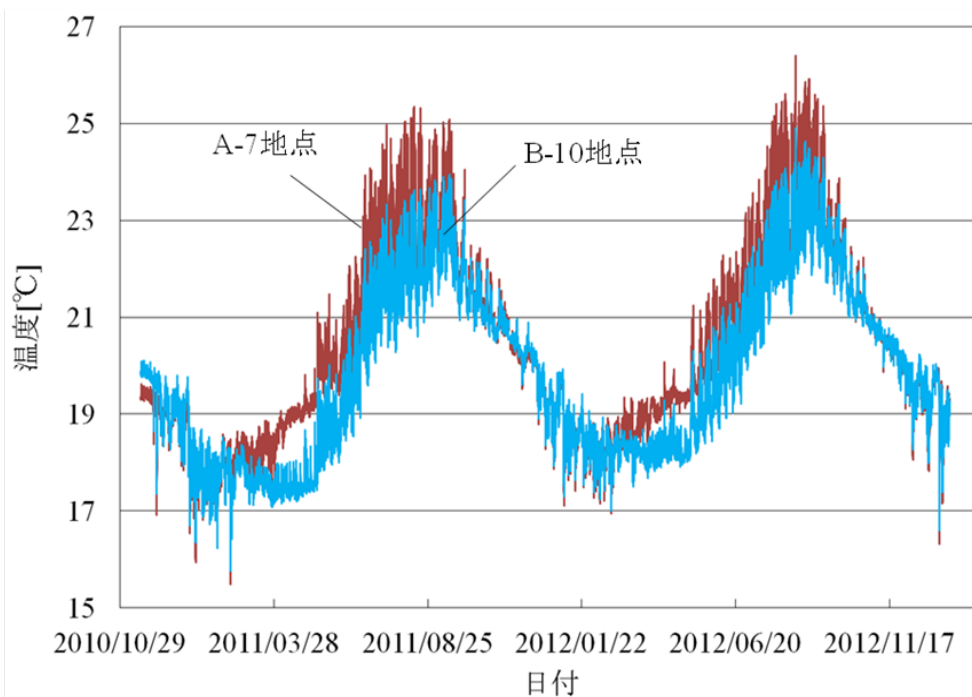


図 5-16 地中温度の変化(場所は図 5-5 参照)

c

5.4.4 少水量制御の導入効果検証

1年目夏期冷房時におけるヒートポンプ出力1時間平均値に対する循環流量1時間平均値を図5-17に示す。これは本建物において地中熱交換器の流量性能特性に適した少水量変流量制御を行った結果である。ヒートポンプの負荷率が定格出力(280 kW)に対して50%未満となっているため、循環流量は500 L/min以下、すなわち定格流量1056 L/minの約半分以下に抑えられていることが伺える。

図5-18に循環ポンプの消費電力量の実測値を示す。併せて通常システムとの比較として、循環ポンプ運転時間にポンプの定格消費電力を掛けた定流量運転時の消費電力量の推定値を示す。消費電力量の積算値は少水量の実測値で4,062kWh、定流量の推定値で26,618kWhとなり、約85%の搬送動力の低減を実現していることが分かる。

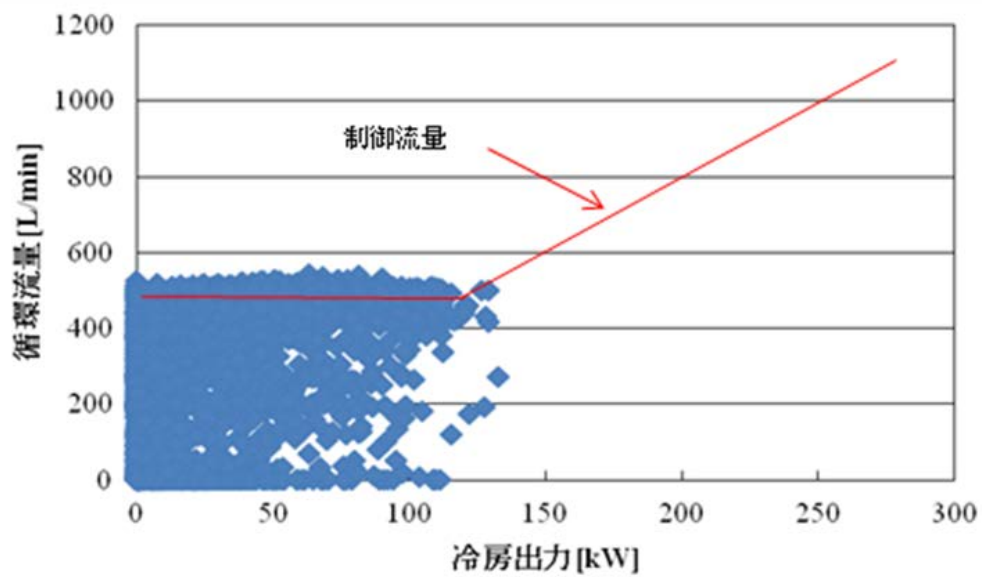


図 5-17 ヒートポンプ冷房出力に対する循環流量

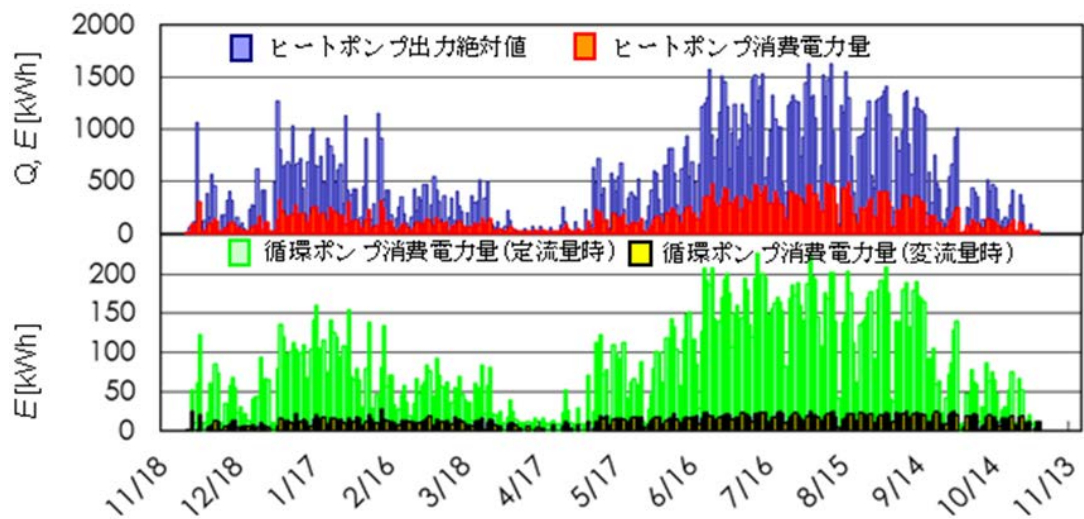


図 5-18 熱源水少水量制御(実測値)と定流量制御(推定値)の比較

5.4.5 冷房期間、暖房期間全体の性能評価

表5-3に各期間でのLF-GSHPシステムの出力、消費電力、COP等を示す。出力を比較すると、2年目の冷房の値が若干低いものの同程度であることが確認できる。冷暖房の消費電力を経過年数で比較すると、暖房は1 MWh程度、冷房は2 MWh程度下がっている結果となった。

設計時のシミュレーション(冷媒管長補正済み)と比較すると暖房は予測値とほぼ同等の性能だが、冷房COPで2程度の差がみられる。原因として、室内機型式による性能差で約20%、冷房負荷率が低いことで約10%の性能低下となる等の要因が明確になっており、室内機の性能差によるCOP低下はカタログなどで明記されていることが少なく、性能予測上の留意点を把握できたといえる。COPからのSCOPの低下は冷房においても小さく、少水量制御や冷却塔の最適制御運転の効果が表れているといえる。

表 5-3 LF-GSHP システム期間性能評価

		GSHP 出力	GSHP消費 電力	ポンプ 冷却塔消費電力	COP	SCOP
		MWh	MWh	MWh	-	-
一年目	暖房	46.1	10.9	1.3	4.2	3.8
	冷房	137.8	36.1	3.0	3.8	3.5
二年目	暖房	48.7	11.5	1.6	4.2	3.7
	冷房	127.7	33.7	2.8	3.8	3.5
性能 予測値	暖房	77.0	18.8	1.2	4.1	3.8
	冷房	136.0	23.0	3.8	5.9	5.1

5.4.6 地中熱ヒートポンプシステムの導入による省エネルギー効果

2012年度の運転実績から、地中熱ヒートポンプの暖房出力は48.7 MWhであり、熱源機消費電力量は11.5 MWh、循環ポンプの消費電力量は1.6 MWhである。これを標準的な空冷ヒートポンプ(ベースラインとなる CEC/AC=1.5 相当の暖房 COP を冷媒管放熱損失や室内外温度条件、デフロスト、部分負荷特性で補正した暖房期間平均 COP = 2.0)に置き換えた場合の室外機消費電力量は24.3 MWhとなり、削減量11.2 MWhとなる。省エネ効果は46%であった。

一方、地中熱ヒートポンプの冷房出力は127.7 MWhであり、室外機消費電力量は33.7 MWh、循環ポンプの消費電力量は2.8 MWhである。これを標準的な空冷ヒートポンプ(ベースラインとなる CEC/AC=1.5 相当の冷房 COP を冷媒管長と部分負荷特性で補正した冷房期間平均 COP = 2.6)に置き換えた場合の室外機消費電力量は49.1 MWhとなり、削減量は12.6 MWh、省エネ効果は26%である。

以上より、地中熱ヒートポンプの合計削減量は $11.2 + 12.6 = 23.9$ MWh となり、電力の CO₂排出量換算係数を 0.375 kg-CO₂/kWh とした場合の、面積当たり CO₂排出量に換算すると $23.9 \times 1,000 \times 0.375 \div 10,387 = 0.863$ kg-CO₂/m²となる。また、省エネ効果は図 5-19 に示されるように 33%となった。

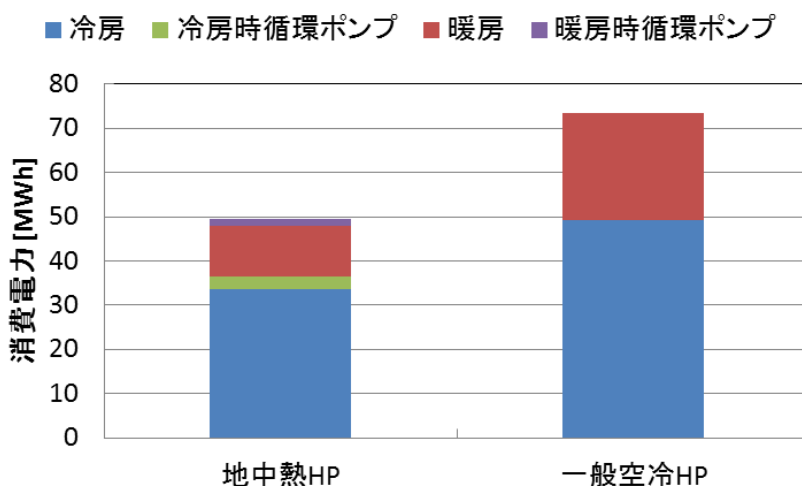


図 5-19 地中熱ヒートポンプシステムの導入効果

5.5 第5章のまとめ

以下に本章のまとめを示す。

- 1) 地盤熱特性を把握するため熱応答試験を実施した。GSHP システムの設計と条件において非常に重要な要素であるが、一般的に地盤熱特性はボーリングによる地質調査データから類推して仮定する不確かさを含んだものであるため現場施工着手直後の熱応答試験はシステムの運転検証を行うためにも重要なものであり、5 度実施した熱応答試験で得られた有効熱伝導率の最小値が 1.87 W/m/K となり、採放熱を行うのに比較的良好な地盤であることがわかった。
- 2) 設計時のシミュレーションと比較すると冷房性能が低下していた。原因を究明した結果、室内機型式による性能差や低負荷率での運転等、カタログや技術資料に示された定格条件に対して性能低下となる要因が明確となり、性能予測上の留意点を把握できた。
- 3) GSHP システムの性能検証を行い、循環ポンプの変流量制御と補助熱源である冷却塔の運転を自動的に停止させる制御によって、SCOP の COP に対する低下が非常に小さい GSHP システムとなっており、搬送動力や補機動力を低減できていることが確認された。また、従来の空冷ヒートポンプと比較して約 33% の省エネ効果が得られた。

第 6 章

総括

6.1 各章のまとめ

本研究においては、搬送動力を低減させ、総合効率の向上を図ることが可能な少水量対応地中熱ヒートポンプビルマルチシステムについて、冷房期間平均で SCOP4.5 以上、暖房期間平均で SCOP3.5 の達成を目標とした LF-GSHP ビルマルチシステムを実用化する開発を行った。

各章において得られた成果は以下の通りとなる。

第1章の「序論」では、我が国における現在のエネルギー情勢と課題について示し、それに対する GSHP システムの可能性について述べた。さらに GSHP システムの分類や特徴について示した上で、GSHP システムの現状の課題、搬送動力の問題とこれを解決する LF-GSHP ビルマルチシステムの概要と達成目標について示した。

第2章の「従来の研究と本研究の位置付け」では、地中熱利用システムについて従来行われてきた研究について示し、本研究の重要性について述べる。特に現在までのシステム総合効率向上を目的とした研究についての状況を確認し、本研究の位置付けについて述べた。

第3章の「少水量対応地中熱ヒートポンプビルマルチの開発」では、LF-GSHP システムを構成するビルマルチ熱源機の開発について示した。第3章で得られた結果を以下に示す。

- 1) 冷房期間平均 SCOP4.5 以上の達成を目標とする LF-GSHP ビルマルチシステムの開発計画とシステム概要について示した。
- 2) 工場試験室での運転限界試験により、低温度域(下限 10 °C)・少水量化時(下限 30 L/min)における熱源機の信頼性が確認された。また、性能確認試験により機器単体性能を検証した上で、任意の水量・水温条件に対するシステム設計を可能とする性能特性(称呼値)をシミュレーションにより示した。
- 3) フィールド試験において、出力割合 100%近辺の最大能力時には定格流量 96L/min より循環流量を絞ると性能が著しく低下するため、基本単位ユニッ

トの最大能力である定格出力時には循環流量は絞らず、96L/min が最適流量であることを確認し、上限流量を決定した。

- 4) 冷暖房双方の試験により、定格流量条件では差異の理由が明らかとなり、補正を行えば、実測値は称呼値とほぼ同値となることが確認された。したがって、実際には称呼値に対して逆の補正を行えば、実機の性能が予測できる。一方、少水量(循環流量 30 L/min)の条件では、出力 100%付近で、称呼値と比較して試験値が 20%近く低くなっていることから、シミュレーションの計算に誤差が発生していることを確認したが、出力に応じて循環流量を変化させる変流量制御運転を採用したため、この領域での運転は実際には行わないので問題はない。
 - 5) LF-GSHP システムとしての負荷率に対する性能は、30～50%が最も優れ、30%を下回ると ON/OFF 運転に入るため、効率が著しく低下しており、基本単位ユニットにおける少水量化の流量下限値は 30L/min とし、下限流量を決定した。
 - 6) ヒートポンプを日中成り行きの条件で連続運転を行った場合についても、COP の測定を実施し、称呼値との比較を行った。結果として期間全体(2007 年 8 月 22 日～9 月 27 日)の称呼値 COP に対する実測値 COP の比率は 0.94 となり、連続運転を行っても大きな性能低下がないことが確認された。
 - 7) フィールド試験において、出力割合が 30～50%では循環流量が 30 L/min で SCOP が最大となり、出力割合 100%近辺では循環流量 96 L/min で SCOP が最大となることがわかった。これらにより出力に応じて循環流量を変化させる変流量制御運転が有効であることを確認した。
 - 8) 変流量制御の方法としては、水冷ビルマルチ、すなわち二次側直膨方式でも採用可能であり、比較的安価な温度センサーだけで制御可能で、ヒートポンプ一次側の出入口の温度差を一定に保つように循環ポンプを流量調整することで、採放熱量と比例関係にある二次側の負荷に応じて循環流量を変化させることができる熱源水出入口温度差一定制御が、7)で記した SCOP が最大となる流量で制御する場合に比べ、制御が簡易で、かつ、効率も遜色ないため採用した。
 - 9) 変流量制御におけるビルマルチ出力に対する流量制御の追従性については、負荷追従性確認試験において全運転時間帯のうち約 9 割の時間帯で、設定した循環流量に対し ± 10 L/min の範囲内で運転が行われており、温度差一定制御方式により実用可能な精度で運転が行えることを確認した。
-

- 10) 建物実負荷を想定した冷房期間の運転評価では、期間平均 SCOP が 4.51 となり、目標 SCOP である 4.5 以上を達成することができた。また、循環ポンプ定格運転時と比較して、循環ポンプ消費電力の約 80%、システム全体の消費電力の約 20%を削減できるという結果が得られた。
- 11) 水使用時の暖房期間の運転評価では、期間平均 SCOP が 3.61 と高い効率を達成することができた。また、循環ポンプ定格運転時と比較して、循環ポンプ消費電力の 70%弱、システム全体の消費電力の 20%弱を削減できるという結果が得られた。
- 12) 暖房運転時の不凍液使用時の SCOP は同程度の水使用時の条件と比較しても低下の割合は 15%未満の範囲で収まることがわかった。また、ヒートポンプ一次側入口温度が 2℃程度となる、寒冷地の冬期を想定した暖房連続運転でも日平均 SCOP が 3.3~3.5 となり、寒冷地の冬期を想定した暖房 SCOP としては良好な値を得ることができた。

第4章の「少水量対応基礎杭利用型地中熱交換器の開発」では、LF-GSHP システムを構成する少水量対応地中熱交換器の開発について示した。第4章の結果を要約すると以下の通りとなる。

- 1) U 字管外表面基準の熱抵抗値については、フィールド試験結果より、25A の標準的な従来型 U 字管では理論値は概ね実測値を再現しているものの、16A の細径多数本型ではレイノルズ数が 1000 以下の条件では、実測の熱抵抗値が理論値よりも大きい値となっている。よって、従来通り流れをなるべく乱流に保つ設計を行いつつも、16A 細径管のレイノルズ数 1000 以下を除けば、乱流域以下の流量でも地中熱交換器の採放熱性能の理論値を確認しながら設計することは可能である。
- 2) 放熱時すなわち冷房時においては、トータルの地中熱交換器内部熱抵抗と U 字管外表面面積基準の熱抵抗値はほとんど等しい関係にあり、U 字管の管壁から鋼管杭壁までの鋼管杭内充填水の自然対流による熱抵抗はほとんど無視できることが分かる。一方、採熱時すなわち暖房時においては、鋼管杭内充填水の自然対流による熱抵抗は無視できず、トータルの地中熱交換器内部抵抗を求めるためには熱抵抗を考慮しなければならない。
- 3) 標準的に使われている 25AU 字管にて層流となる循環流量でも、16A 細径管との単位採放熱係数の差異は 10%程度しかなかった。第3章の LF-GSHP システムのフィールド試験の結果から、LF-GSHP 側では変流量制御を行う

ことが最適であることが確認され、低負荷運転となる少水量・層流域における性能は 10%程度の低下であれば十分と判断される。16A 細径管は 25AU チューブと比較すると曲がりやすく施工性に劣る。U 字管挿入本数を 2 本から 4 本に増やしても単位採放熱係数の上昇は 10%足らずに過ぎない。以上の試験結果により、少水量対応地中熱交換器の最適仕様は、従来型の高密度ポリエチレン U 字管 25A を採用し、採放熱管 1 本当たり循環流量下限値は、採放熱試験において採放熱性能が大きく低下することのなかった 2L/min/本とし、地中熱交換杭あたりの採放熱管本数は 2 本と決定した。

- 4) ボアホールにおける U 字管内の流れの状態と単位採放熱係数の関係においても計算によって、層流となった場合の単位採放熱係数の減少割合は鋼管杭の場合と同等程度であることが確認されたため、鋼管杭と同様に変流量制御を採用しても問題ないものとする。
- 5) PHC 杭と鋼管杭において、内径が同程度であれば PHC 杭壁と土壌の熱伝導率がほぼ同じため採熱量は同程度となる。この結果より、PHC 杭の採放熱性能については、U 字管内部熱媒の対流や内部充填水の自然対流は鋼管杭と同様に考えて、杭壁のみ PHC 杭に変更して考えればよいと思われる。
- 6) 群杭については、採熱初期の段階においては、複数本分の採熱量が期待できるものの、長期間連続して採熱を行うと地中熱交換器同士の採熱による干渉が発生し、それにより採熱性能が低下することが確認された。
- 7) 杭内に挿入する U 字管の直列または並列の接続により、管内流速が早くなるほど採放熱性能は優れているものの、大きな差はなく、直列接続は並列接続と比較して圧力損失が大きくなり、循環ポンプの消費電力増大に繋がるため、むしろできる限り少ない循環ポンプ消費電力で採熱量を大きくする配管方式を検討する必要がある。
- 8) 杭内に複数の U 字管を挿入する場合の管同士の離隔や流量の均等化の必要性を採放熱性能確認により再認識するとともに、汎用継手部材を使用しても均等化は確保できることを確認した。
- 9) 熱交換パイプを杭内から取り出す構造上の重要部分である杭頭部は建物の規模、構造種別等により千差万別であるが、GSHP システムを建物の構造条件を問わず広く適用していくため、フーチング部分の杭の取り付けや配筋状況等が異なっても対応できる施工方法の標準化を検討し、実施案件で実行した。

第5章の「小水量対応地中熱ヒートポンプシステムの導入と性能検証」では、実際に LF-GSHP システムを導入した事務所ビルにおいて、現位置地盤で行った熱応答試験の概要と導入した建物における性能検証結果について示した。第5章の結果を要約すると以下の通りとなる。

- 1) 地盤熱特性を把握するため熱応答試験を実施した。GSHP システムの設計と条件において非常に重要な要素であるが、一般的に地盤熱特性はボーリングによる地質調査データから類推して仮定する不確かさを含んだものであるため現場施工着手直後の熱応答試験はシステムの運転検証を行うためにも重要なものであり、5度実施した熱応答試験で得られた有効熱伝導率の最小値が 1.87 W/m/K となり、採放熱を行うのに比較的良好な地盤であることがわかった。
- 2) 設計時のシミュレーションと比較すると冷房性能が低下していた。原因を究明した結果、室内機型式による性能差や低負荷率での運転等、カタログや技術資料に示された定格条件に対して性能低下となる要因が明確となり、性能予測上の留意点を把握できた。
- 3) GSHP システムの性能検証を行い、循環ポンプの変流量制御と補助熱源である冷却塔の運転を自動的に停止させる制御によって、SCOP の COP に対する低下が非常に小さい GSHP システムとなっており、搬送動力や補機動力を低減できていることが確認された。また、従来の空冷ヒートポンプと比較して約 33% の省エネ効果が得られた。

8.2 本論文の総括

GSHP システムの普及が欧米に比べて著しく遅れている大きな原因の一つが、日本国内特有の温暖地において著しく普及している空冷ビルマルの存在であると考え、これと競合し優位性を確保するためには、補機動力まで含めたシステム総合効率の向上が不可欠と考え、開発に取り組んできた。

本研究においては、システム全体の効率向上を図るために、GSHP システムの二つの主要構成要素であるヒートポンプと地中熱交換器に各々について最適な少水量化の検討を行った。

まず、ヒートポンプについては、いくら熱源水循環流量を少水量化して循環

ポンプの搬送動力を低減しても、少水量化によるヒートポンプの効率低下による消費電力の増加がそれを上回るようでは少水量化する意味がなくなる。よって、ヒートポンプの熱源水流量比率毎の部分負荷率に対する性能、すなわち運転特性をビルマルチ熱源機単体の工場試験とシステム全体を模したフィールド試験装置における一定流量試験を通じてシステム総合効率が最も良くなる最適制御方法を検討し、少水量対応地中熱ヒートポンプの 10HP 基本単位ユニットにおいては 30～98L/min の流量範囲で、出力に応じて循環流量を変化させる出入口温度差一定の変流量制御が最適と判断し、採用した。その上で、実際の建物負荷を想定した模擬負荷をフィールド試験装置に与えたうえで変流量制御運転を行い、熱源水流量・部分負荷率毎のヒートポンプ運転特性の再現性を確認し、最適制御の妥当性を検証するとともに、その効果としての LF-GSHP システムの搬送動力の低減効果およびトータルのシステム効率を検証した。

もう一方の地中熱交換器については、熱源水流量毎の地中熱交換器熱交換特性を LF-GHEX のフィールド試験を通じて検証し、少水量対応地中熱交換器の最適仕様としては、従来型 25A 高密度ポリエチレン製 U 字管を採用し、採放熱管 1 本当たり循環流量下限値は採放熱性能が大きく低下することのなかった 2L/min とし、地中熱交換杭あたりの採放熱管本数は 2 本とした。少水量化時における採放熱性能はこの標準的に使われている 25AU 字管で層流域に至る境界のレイノルズ数 2000 程度においても乱流域から 10%程度の性能低下しかなく、熱交換パイプの内表面熱伝達率のような性能の著しい悪化は起こらず、十分な実用可能な領域にあることを確認した。さらには、多岐にわたる基礎杭利用地中熱交換器において、代表的な内部採放熱管仕様毎の地中熱交換器熱交換特性を LF-GHEX のフィールド試験を通じて検証し、実用化上の設計指針を得た。

以上のフィールド試験を通じて、空冷ビルマルに対しても優位性を確保できる冷房 SCOP=4.5 以上、暖房 SCOP=3.5 以上のシステム総合効率で運転可能な LF-GSHP システムを開発し、実用化した。

実建物における導入実証においても、循環ポンプの変流量制御により定流量運転時の推定地に比べて約 85%の搬送動力の低減を実現し、SCOP の COP に対する低下が非常に小さい GSHP システムとなっていることが確認された。

一方で冷房 SCOP=3.5 となり、本実証建物においては性能目標であった SCOP=4.5 以上を達成できていない。この原因は、地中熱特有のものではなく、ビルマルチシステム共通の問題である冷媒管長や室内機形式の違いによるもの

であり、本システムの優位性を損なう問題ではない。しかしながら、GSHP システム普及のためには、競合関係にある空冷ビルマルの性能を公正・妥当に評価しなければ、その優位性が示せない。にもかかわらず、一般的に空冷ビルマル自体、直膨方式ゆえに実際の出力が測定できない。すなわち、的確な性能検証がまだまだ行われていない、ある意味カタログ上の性能の良さだけが独り歩きしているという問題を競合する空冷ビルマル自体が抱えており、この問題がGSHP システムの優位性明示に大きく関わっているという今後の課題を本実証で改めて認識した。

さはさりながら、少水量制御による循環ポンプ消費電力の削減量は地中熱ヒートポンプシステムトータルの消費電力削減量の中でかなりの割合を占める。個別方式のビルマルチの場合、使用条件における様々な補正により定格 COP からの性能低下がある程度大きい場合には、少水量化対応制御を行わない場合の省エネ効果は先の実証例のように、熱源効率の差による消費電力削減量をポンプ搬送動力が消費してしまっシステムトータルの省エネがゼロに戻ってしまう場合さえある。したがって、現状において熱源水搬送が必須となっている地中熱ヒートポンプにおいては、少水量対応化制御による搬送動力の低減は極めて有効で必要な制御技術であることが実証されたといえる。

本研究で取り上げた個別方式に限らず、一般的に広く GSHP システムが導入されているセントラル方式の水／水方式においても、熱源側の循環ポンプ消費電力の削減については同等の効果が得ることができる。すなわち、運転コスト低減による空冷ヒートポンプに対する経済性の向上は、相手がセントラル方式であれば比較する対象も搬送動力を必要とするシステムであるため、個別方式に比べて、より高い効果が得られるため、GSHP システムの普及に大きく貢献できる成果が得られたと考えている。

謝辞

本論文は、環境省地球温暖化対策技術開発事業「冷房主体の温暖地域にも普及拡大し得る少水量対応高効率地中熱ヒートポンプビルマルチシステムとその設計・運用方法の技術開発」(平成 18 年度～20 年度)による研究成果を改めて取りまとめたものであります。本研究にご指導・ご協力頂いた皆様に感謝の意を記し、深甚なるお礼を申し上げます。

本研究を行うにあたって、北海道大学大学院工学研究院 長野克則教授よりご指導、ご助言を頂きました。こうして本論文が完成できたのも、長野教授の自らの知識や経験に基づいた適切なご指導の賜物であります。また、実験や研究だけではなく研究成果を事業に結び付けていく際にも、多大なるご助言、ご協力を常日頃より賜っており、誠に感謝しております。長野教授のご指導の下、改めて地中熱利用の研究成果を取りまとめることができたことは、今後も大きな糧になると信じており、研究を通じて身に付けた知識と経験を生かし、社会に貢献していきたいと決意も新たにしております。

北海道大学大学院工学研究院 葛隆生准教授には、前任の北九州市立大学在任の時より本研究において多大なご指導とご助言を頂きました。また、研究以外でも、大変多くのご助勢を賜りました。深く感謝の意を表します。

本論文の副査を務めて頂きました北海道大学大学院工学研究院 羽山広文教授、濱田靖弘教授には、審査の際に様々な視野から、貴重なご助言とご指導を賜りました。厚くお礼申し上げます。

本論文の審査委員会を務めて頂いた北海道大学大学院工学研究院 千歩修教授、羽山広文教授、濱田靖弘教授、飯場正紀教授、岡田成幸教授、船水尚行教授、松井佳彦教授、松井利仁教授、長野克則教授、葛隆生准教授からは公開論文審査の際に、ご助言、ご指摘を賜りました。ここに感謝の意を示します。

また、本研究を遂行するに当たって、北海道大学大学院工学研究科地中熱利用システム工学講座の関係者各位ならびに(株)藤原環境科学研究所代表取締役藤原陽三氏、ダイキン工業(株)から多大なる御協力を頂きました。ここに記して謝意を表します。

この論文が、今後の地中熱利用に関わる方々に役立てられればと思います。

2015 年 2 月
