

博士論文

マルチソース・マルチユースヒートポンプ  
システムに関する開発研究

吉田 吏志



# 目次

## 第1章 序論

1.1 研究背景	1-1
1.2 研究目的	1-5
1.3 研究概要	1-5
1.4 論文構成	1-6
第1章の参考文献	1-8

## 第2章 ヒートポンプシステムの既往研究と技術

2.1 ヒートポンプの概要	2-1
2.2 各ヒートポンプシステムの概要と既往研究	2-2
2.2.1 空気熱利用ヒートポンプシステム	2-2
2.2.2 地中熱利用ヒートポンプシステム	2-4
2.2.3 太陽熱利用ヒートポンプシステム	2-6
2.2.4 複数熱利用（複合化）ヒートポンプシステム	2-9
2.3 第2章のまとめ	2-15

## 第3章 MMHP システムの概要

3.1 システムコンセプト	3-1
3.2 システム構成	3-1
3.3 システム制御	3-2
3.3.1 冷房放熱運転の制御概念	3-2
3.3.2 暖房集熱運転の制御概念	3-3
3.3.3 システムの運転制御方法	3-5
3.4.3 システム制御のまとめ	3-6
3.4 システム冷媒サイクル	3-6
3.4.1 二段ヒートポンプの冷房の COP 試算方法と結果	3-7
3.4.2 二段ヒートポンプの暖房の COP 試算方法と結果	3-9
3.4.3 二段ヒートポンプの COP 試算結果のまとめ	3-10
3.5 蓄熱の考え方	3-10
3.6 システムの可能性	3-11
3.6.1 住宅への適用イメージとその可能性	3-11
3.6.2 業務用ビルへの適用イメージとその可能性	3-12
3.7 第3章のまとめ	3-13
第3章の参考文献	3-14

---

第4章 太陽空気熱源ヒートポンプの開発研究と性能検証	
4.1 太陽空気熱源ヒートポンプの概要	4-1
4.1.1 開発経緯	4-1
4.1.2 第4章の目的	4-2
4.1.3 試作機の仕様	4-3
4.2 実験方法	4-6
4.2.1 実験の概要	4-6
4.2.2 実験施設の概要	4-6
4.2.3 加熱（集熱）運転の実験方法と制御方法	4-8
4.2.4 冷却（放熱）運転の実験方法と制御方法	4-9
4.2.5 測定項目と測定設備	4-9
4.2.6 評価方法	4-10
4.3 実験結果と考察	4-11
4.3.1 加熱（集熱）運転の運転状態	4-11
4.3.2 加熱（集熱）運転の実験結果まとめ	4-13
4.3.3 冷却（放熱）運転の運転状態	4-14
4.3.4 冷却（放熱）運転の実験結果まとめ	4-16
4.4 性能曲線のモデル化	4-17
4.4.1 目的	4-17
4.4.2 性能曲線のモデル化方法	4-17
4.4.3 近似多項式の作成歩法：冷却運転（周波数 20 Hz）	4-17
4.4.4 太陽空気熱源ヒートポンプのモデル式と近似精度の検証	4-22
4.5 第4章のまとめ	4-24
第4章の参考文献	4-25
第5章 水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの開発研究と性能検証	
5.1 水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの概要	5-1
5.1.1 開発経緯	5-1
5.1.2 開発の狙いと第5章の目的	5-1
5.1.3 試作機の仕様	5-2
5.1.4 試作機の製作	5-5
5.2 実験方法	5-6
5.2.1 実験概要と実験条件	5-6
5.2.2 実験施設の概要と制御方法	5-6
5.2.3 測定項目と測定設備	5-7
5.2.4 評価方法	5-8

---

---

5.3	実験結果と考察	5-9
5.3.1	運転状態の確認	5-9
5.3.2	運転状態の改善	5-10
5.3.3	冷媒サイクルの確認	5-11
5.3.4	性能値の結果	5-12
5.4	性能曲線のモデル化	5-13
5.4.1	目的	5-13
5.4.2	性能曲線のモデル化方法	5-13
5.4.3	モデル式の有効性の確認	5-16
5.5	第5章のまとめ	5-17
	第5章の参考文献	5-18
第6章	水熱源空調ヒートポンプの開発研究と性能検証	
6.1	水熱源空調ヒートポンプの概要	6-1
6.1.1	開発経緯と第6章の目的	6-1
6.1.2	実験機の概要	6-1
6.2	実験方法	6-3
6.2.1	実験概要	6-3
6.2.2	実験施設の概要と制御方法	6-3
6.2.3	測定項目と測定設備	6-4
6.2.4	評価方法	6-5
6.2.5	実験条件	6-6
6.3	実験結果と考察	6-7
6.3.1	運転状態の確認	6-7
6.3.2	冷房：膨張弁開度変更の実験結果	6-9
6.3.3	冷房：本システム温度域における性能検証	6-10
6.3.4	暖房：膨張弁開度変更の実験結果	6-11
6.4	性能曲線のモデル化	6-12
6.4.1	目的	6-12
6.4.2	性能曲線のモデル化方法	6-12
6.4.3	冷房：近似多項式の作成方法	6-12
6.4.4	暖房：近似多項式の作成方法	6-16
6.4.5	モデル式の有効性の確認	6-19
6.5	第6章のまとめ	6-20
	第6章の参考文献	6-21

---

---

**第7章 地中熱交換器のモデル化**

7.1 第7章の目的	7-1
7.2 地中熱交換器のモデル化	7-1
7.2.1 解析対象	7-1
7.2.2 解析方法	7-5
7.2.3 解析モデルの有効性の確認	7-7
7.3 第7章のまとめ	7-8
第7章の参考文献	7-9

**第8章 年間運転性能予測シミュレーションによるシステム構成と運用に関する研究**

8.1 第8章の目的	8-1
8.2 MMHP システムの概要	8-1
8.3 MMHP システム運転性能予測手法の構築	8-2
8.3.1 構築手法の概要	8-2
8.3.2 各ヒートポンプ機器のモデル	8-2
8.3.3 地中熱交換器のモデル	8-2
8.4 解析条件	8-3
8.4.1 解析条件の概要	8-3
8.4.2 建物条件	8-3
8.4.3 空調（冷房・暖房）負荷	8-3
8.4.4 給湯負荷	8-4
8.4.5 設備条件	8-5
8.5 システム構成と運用手法に関する検討	8-7
8.5.1 システム構成の検討	8-7
8.5.2 システム運用手法の検討	8-11
8.5.3 システム構成と運用手法の確認	8-14
8.6 従来システムとの比較	8-16
8.6.1 解析概要	8-16
8.6.2 既存システムにおける各ヒートポンプ機器のモデル	8-16
8.6.3 解析結果と考察	8-17
8.7 第8章のまとめ	8-19
第8章の参考文献	8-20

---

**第 9 章 結論と今後の課題**

9.1 結論 .....	9-1
9.2 今後の課題 .....	9-4

**Appendix**

MMHP システムのシミュレーションプログラムリスト .....	付-1
受賞・発表論文リスト .....	付-53
謝辞	





# 第 1 章

## 序論

---

1.1 研究背景

1.2 研究目的

1.3 研究概要

1.4 論文構成

第 1 章の参考文献



## 第1章 序論

### 1.1 研究背景

世界のエネルギー消費量は、18世紀の産業革命による石炭利用や、20世紀中ごろのエネルギー流体革命による石油利用の拡大により、人類に豊かな生活を享受する一方で、増加の一途をたどってきた。経済産業省資源エネルギー庁のエネルギー白書2013によれば、今後も世界人口の増加などを背景に、2030年のエネルギー消費量は、1990年の約2倍になると予想されている（図1.1-1）<sup>1.1)</sup>。また、エネルギー消費量のエネルギー源は石炭・石油・ガスで約80%（2011年時点）を占めており、これらから発生する温室効果ガスは、地球温暖化の原因とされ、世界的にこの削減が急務となっている。それを裏付けるかのように、気候変動枠組条約締約国会議が毎年開催され、各国の削減目標について協議されている。

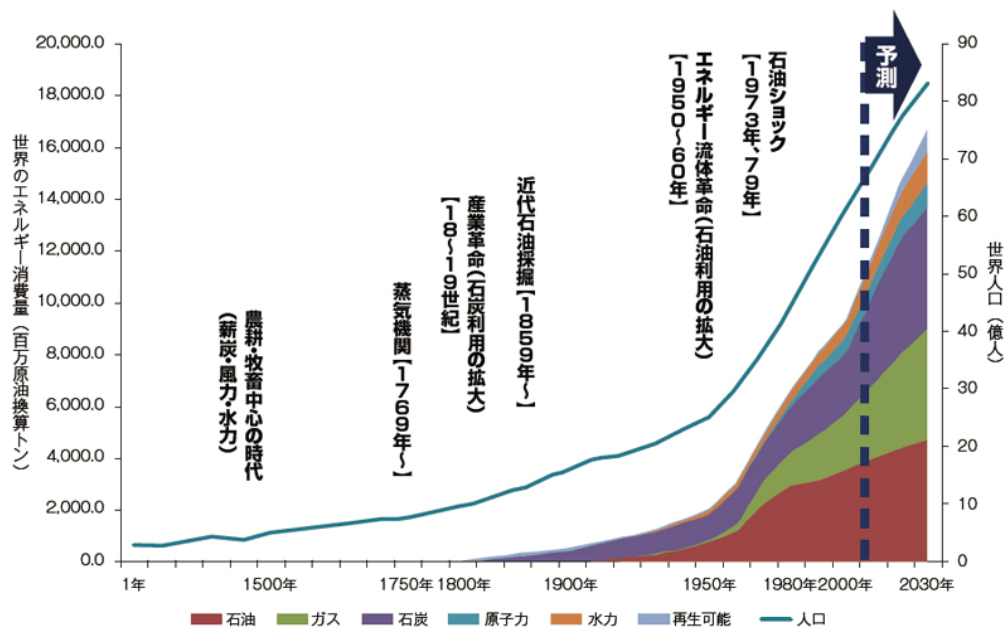


図1.1-1 世界のエネルギー消費量と人口の推移（出典：エネルギー白書2013）<sup>1.1)</sup>

我が国では、オイルショックを契機に産業部門において省エネルギー化が進み、エネルギー消費をある程度抑制しつつ、経済成長を果たすことができた（図1.1-2）<sup>1.2)</sup>。また、運輸部門のエネルギー消費の増加率は、1990年代を通して徐々に緩和されてきたが、民生部門（家庭部門・業務部門）では、快適さや利便性を求めるライフスタイルの普及などを背景に、エネルギー消費が1973年比で2倍以上の増加となった。このことから、建築分野に関わる民生部門（家庭部門・業務部門）のエネルギー消費の削減が喫緊の課題として捉えられている。

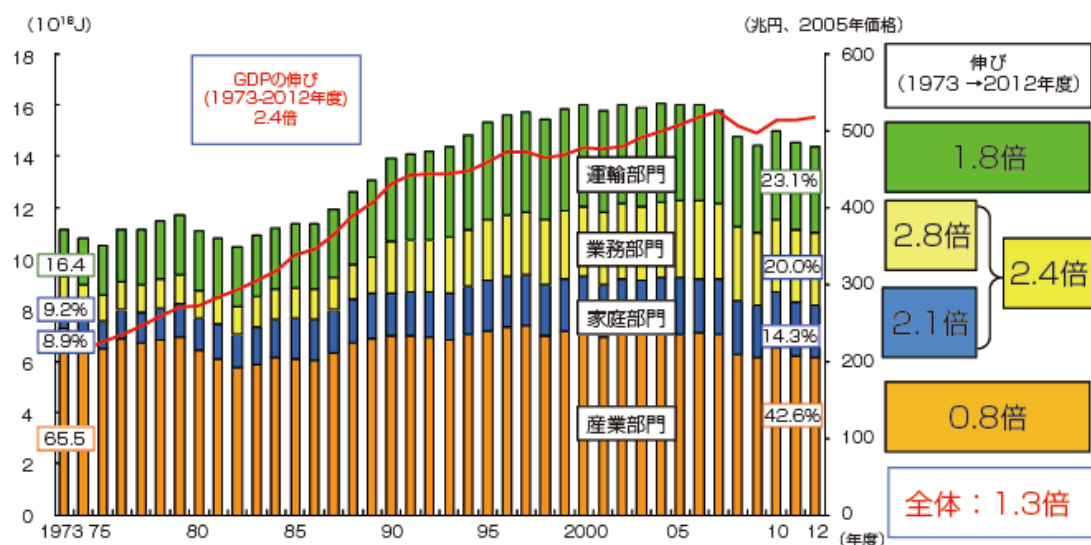


図 1.1-2 我が国の最終エネルギー消費と実質国内総生産（GDP）の推移（出典エネルギー白書 2014）<sup>1.2)</sup>

民生部門において、家庭部門と業務部門のエネルギー消費を用途別に見ると、冷房用、暖房用、給湯用、厨房用、動力・照明他の 5 用途に分類することができ、中でも冷暖房・給湯用の占める割合は大きく、2012 年度において、家庭部門で 54.3%，業務部門で 50.1% を占めている（図 1.1-3，図 1.1-4：エネルギー白書 2014 のデータを引用して作成）<sup>1.2)</sup>。

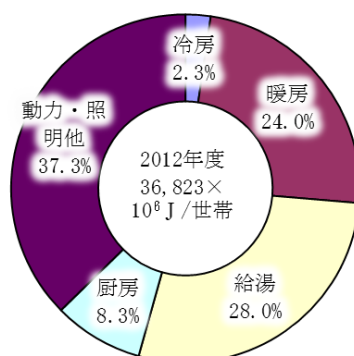


図 1.1-3 家庭部門における世帯当たりのエネルギー消費原単位と用途別エネルギー消費<sup>1.2)</sup>

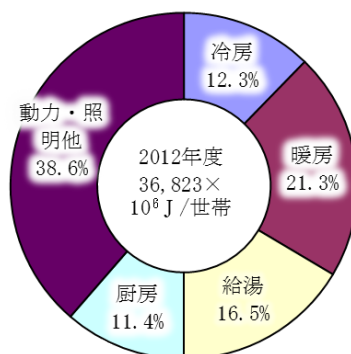


図 1.1-4 業務部門における延床面積当たりのエネルギー消費原単位と用途別エネルギー消費<sup>1.2)</sup>

冷暖房・給湯におけるエネルギー消費の削減が求められる中で、簡便に再生可能エネルギーを利用でき、世界中に普及が進みつつある『ヒートポンプ技術の高効率化』が着目されている<sup>1.3) 1.4) 1.5)</sup>。そんな中、我が国の冷暖房用ヒートポンプ（エアコン）は、トップランナー制度を導入することで、エネルギー消費効率（COP：Coefficient of Performance）が以前に比べ格段に良くなった。特に、国産の製品の多くには、インバーター技術などが投入され、既に世界最高の水準に達している。また、給湯では給湯用ヒートポンプ（自然冷媒ヒートポンプ給湯機：エコキュート）の普及が進みつつあり、2013年3月にトップランナー制度の新たな特定機器として追加され、更なる高効率化が期待されている<sup>1.6)</sup>。しかしながら、これらのヒートポンプの性能は、上昇しているとされているが、近年では頭打ち傾向にあり（図1.1-5）<sup>1.7)</sup>、今後の機器単独での大幅な性能向上は、機器の実用上のサイズなどの機器的制約や、運転環境（エアコンの設定温度やエコキュートの沸き上げ温度）などの物理的制約があり、理論的に難しい状況となっている<sup>1.8) 1.9)</sup>。

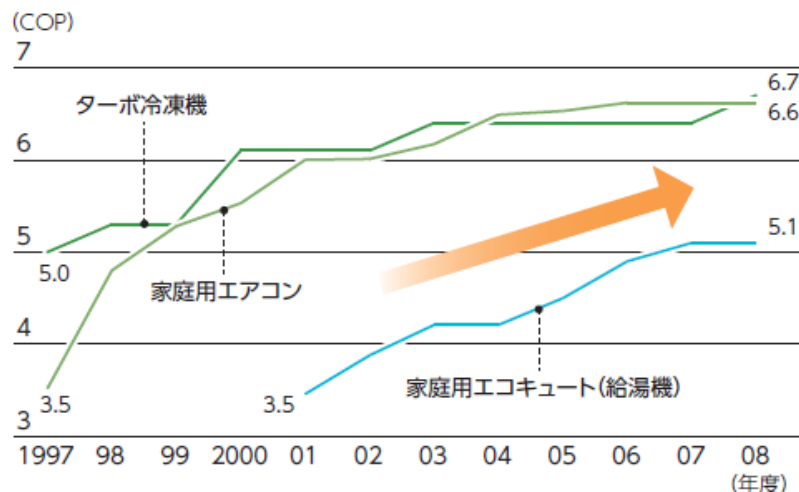


図1.1-5 ヒートポンプのCOP(エネルギー消費効率)の推移（出典：東京電力グループ環境への取り組み）<sup>1.7)</sup>

以上を背景に、冷暖房・給湯分野における更なるヒートポンプの性能向上のためには、ヒートポンプの根幹的要素である、熱源温度の視点から再考する必要がある。

ヒートポンプの熱源として有効であると考えられる再生可能エネルギーには、建物の周辺にあまねく存在する空気熱・太陽熱・地中熱などが挙げられるが、これらの再生可能エネルギーの利用性には一長一短がある。例えば、空気熱利用は簡便な為、ヒートポンプ空調として広く普及しているが、その性能値は外気温の影響を受ける為、需要の大きい寒い日・暑い日ほどエネルギー消費効率が悪くなる。太陽熱利用においては、その熱量は大きい、間欠的であり雨の日などは利用できない。また、供給時間と利用時間が不一致である為、蓄熱とその維持管理が必要となる。地中熱利用は安定しており、研究が進められているものの、熱量が限られており、長い間連続的に利用すると機器の性能が低下してしまう。

一方、建物内で『冷房に利用する冷熱』と『給湯に利用する温熱の需要』は同時に発生しているにもかかわらず、それぞれ単独の熱源を利用しているのが現状であり、熱利用の間で融通はほとんどされていない。

そのような背景のもと、近年研究されている考えが、複数の再生可能エネルギーを熱源とし、複数の熱利用を組み合わせることで、熱の有効利用を図る複合化システムである。

図 1.1-6 にその概念を示す。従来システムのヒートポンプの多くは、空気を熱源として、熱利用機器の冷暖房、給湯、冷凍・冷蔵などと独立的に接続されている。一方、新たな概念では、熱源は空気に加え、太陽熱や地中熱を用い、各種熱利用機器と相互に熱利用する考えとなっており、従来システムに比べ、大幅なエネルギー消費量削減の可能性を有している。

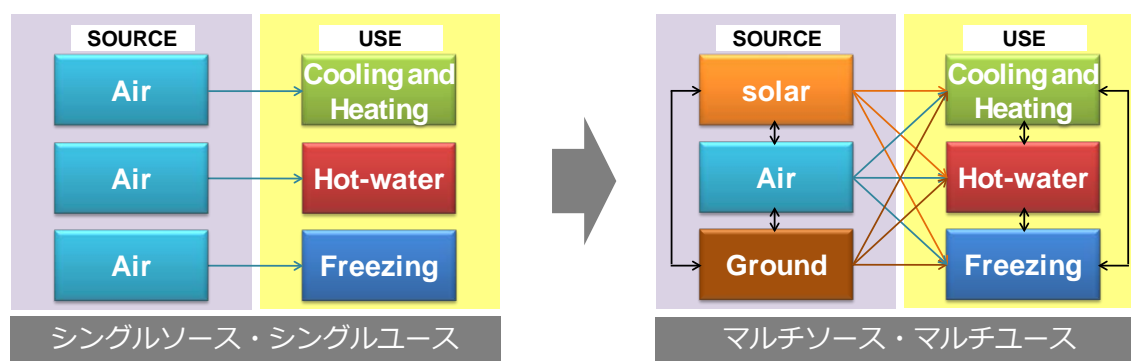


図 1.1-6 従来システムと複合システムの概念図

しかしながら、複合化システムは、システムの複雑さやイニシャルコストの高さから、その省エネルギー性や技術的信頼性など、実証されているものが少ない。また、複合化する要素機器の組み合わせが多いことや地域・熱需要形態により、省エネルギー性が大きく変わることなどから、導入効果（投資対効果）などの評価が難しい。

本研究では、省エネルギー性に優れ、且つシステム構成や制御が容易で、イニシャルコストが抑えられる可能性のある複合化システムを提案・開発研究し、導入効果（投資対効果）の評価の前段階として、その省エネルギー性について評価を行ったものである。

## 1.2 研究目的

本研究は、建物の大幅な省エネルギー化を目指し、各種再生可能エネルギーが複合的に利用できる新しいシステム『多様な自然エネルギー（マルチソース）と多様な用途（マルチユース）を組み合わせたヒートポンプシステム（以下、MMHP システムと略）』を提案し、MMHP システムに適した要素機器の開発研究と性能評価、また、シミュレーションによるシステム全体における省エネルギー性の評価を目的とする。

本研究は、実験的検証から省エネルギー性の評価を行うことで、より具体的で実現可能なシステムの確立を目指している。

## 1.3 研究概要

MMHP システムは、建物の大幅な省エネルギー化が期待できる一方で、システムに利用する各要素機器（ヒートポンプ）は、熱源やその温度域が従来機器とは異なり、システムに適した各要素機器を開発研究する必要がある。そこで、本論文では、以下の4つの要素機器の検討を行い、運転状態の確認と省エネルギー性能の評価を行った。

- ・本システムのシステム制御に大きな役割を担う太陽空気熱源ヒートポンプの運転特性の確認と機器制御方法の検討
- ・本システムの熱源特性を活かした水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの開発研究
- ・本システムの熱源温度域に適した水熱源空調ヒートポンプの制御方法の検討
- ・本システムのシミュレーションに利用可能な地中熱交換器のモデル化

また、MMHP システムの省エネルギー性能を明確化するため、本システムを戸建住宅に導入した際の運転性能予測手法（シミュレーションツール）を構築し、建物の電力消費量を最小化するシステム構成と運用に関する検討、及びMMHP システムと従来システムの電力消費量の比較を行った。

### 1.4 論文構成

本論文は、本章を含めた全9章で構成される。以下に各章の概要を示す。

第1章「序論」では、エネルギー分野における冷暖房・給湯を取り巻く環境から、ヒートポンプ技術の置かれている状況を解説し、複合化システムの考えと本研究論文の目的を明らかにしている。

第2章「ヒートポンプシステムの既往研究と技術」では、ヒートポンプシステムに関する既存の研究や方式をまとめ、現状の技術や課題を整理することで、MMHPシステムの新規性や独自性、並びに本研究の位置づけについて述べる。

第3章「MMHPシステムの概要」では、提案するシステムのコンセプト、及び詳細を解説し、同時にシステムの可能性について述べることで、本研究の意義について述べる。

第4章「太陽空気熱源ヒートポンプの開発研究と性能検証」では、本システムの実大実験システムに組み込んだ試作機において、圧縮機周波数別の運転結果から、性能検証、及び高い性能を発揮する制御方法について検討する。また、試作機の性能曲線のモデル化方法とモデル式の精度検証結果を述べる。

第5章「水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの開発研究と性能検証」では、本システムに適した新しい給湯方式の提案内容と、試作機における運転動作、及び性能検証の結果を示す。また、試作機の性能曲線のモデル化方法とモデル式の精度検証結果を述べる。

第6章「水熱源空調ヒートポンプの開発研究と性能検証」では、試作機において、膨張弁開度別に性能検証を行い、本システムに適した膨張弁制御方法について検討する。また、試作機の性能曲線のモデル化方法とモデル式の精度検証結果を述べる。

第7章「地中熱交換器のモデル化」では、本システムのシミュレーションに利用可能な、地中熱交換器のモデル化方法とモデル式の精度検証結果を述べる。

第8章「年間運転性能予測シミュレーションによるシステム構成と運用に関する研究」では、年間運転性能予測シミュレーションの構築方法と、シミュレーションの解析によるシステム構成と運用手法の検討結果について述べる。また、シミュレーション解析を用いて、戸建て住宅における、本システムと従来システムとの電力消費量の比較結果を述べる。

第9章「結論と今後の課題」では、本論文のまとめを述べる。

以上をまとめて、本論文のフローチャートを図1.4-1に示す。



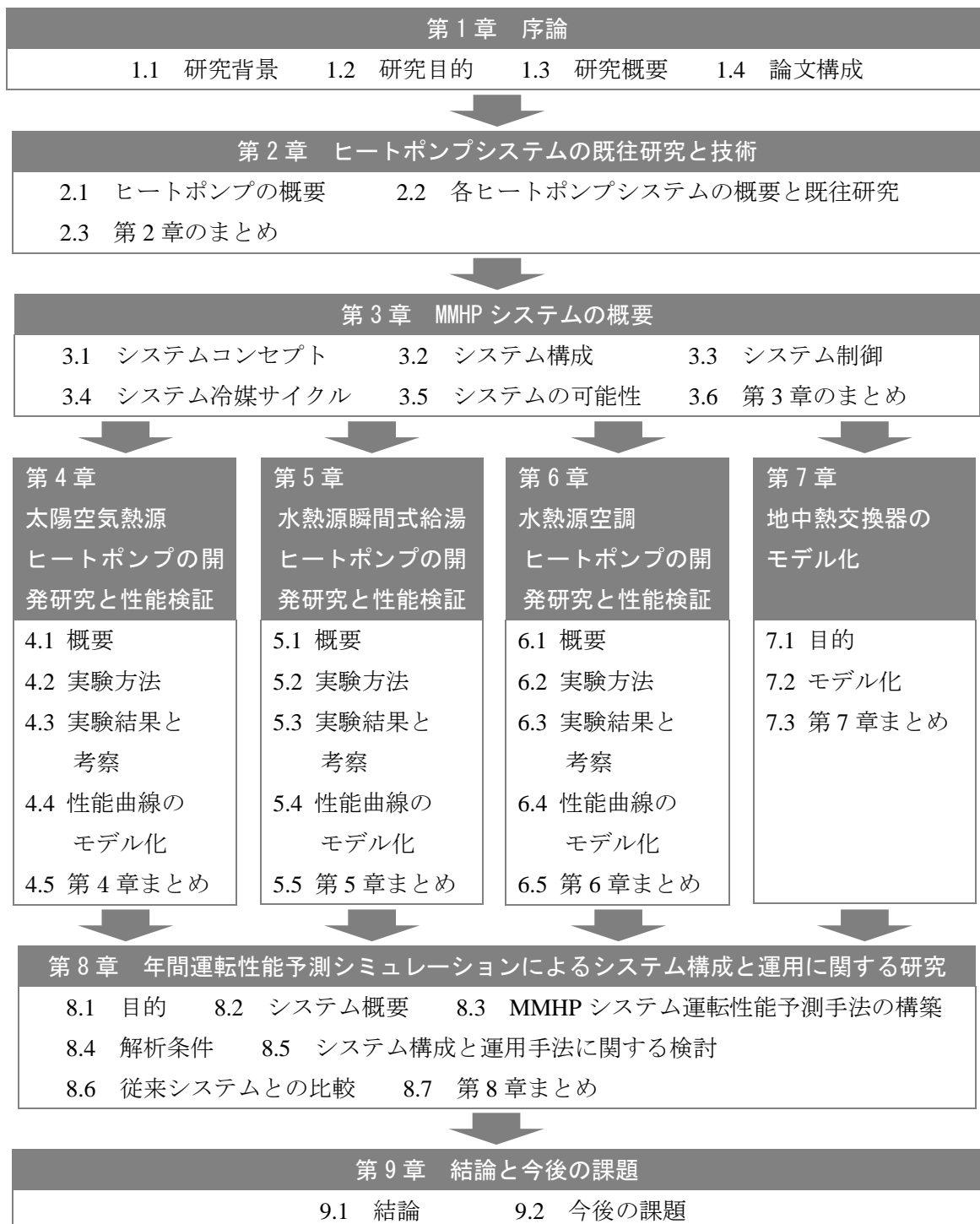


図 1.4-1 本論文のフローチャート

## 第1章 参考文献

- 1.1) 経済産業省資源エネルギー庁, 平成 24 年度エネルギーに関する年次報告書 (エネルギー白書 2013) 第1部エネルギーを巡る世界の過去事例からの考察, (2013-06)
- 1.2) 経済産業省資源エネルギー庁, 平成 25 年度エネルギーに関する年次報告書 (エネルギー白書 2014) 第2部エネルギー動向, (2014-06)
- 1.3) Takeshi Hikawa, An overview of recent heat pump trend in asia/oceania region, Regional Report-Asia, IEA Heat Pump Conference, (2014-05)
- 1.4) Monica Axell, Europe : heat pumps - status and trends, Regional Report-Europe, IEA Heat Pump Conference, (2014-05)
- 1.5) Gerald Groff, Heat pumps in north america 2014, Regional Report-North America, IEA Heat Pump Conference, (2014-05)
- 1.6) 経済産業省 資源エネルギー庁, エネルギーの合理化等に関する法律 省エネ法の概要, (2014-02)
- 1.7) 東京電力株式会社, 東京電力グループの環境への取り組み 高いエネルギー効率で電気を「つかう」, (2010)
- 1.8) 社団法人日本冷凍空調工業会, 地球温暖化対策の中期目標に関する見解, (2009-05)
- 1.9) 社団法人日本冷凍空調工業会, ヒートポンプの実用性能と可能性, (2010-11)
- 1.10) 宮内啓輔, 多様な熱源・熱利用を実現する高効率ヒートポンプシステムの開発, 東京大学大学院 工学系研究科 建築学専攻 平成 21 年度 修士論文, (2010)
- 1.11) 浅井香里, 太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発, 東京大学大学院 工学系研究科 建築学専攻 平成 23 年度 修士論文, (2012)
- 1.12) 兒玉和生, 多様な熱源を多目的に利用する水循環ヒートポンプシステムに関する研究, 東京大学大学院 工学系研究科 建築学専攻 平成 25 年度 修士論文, (2013)

## 第 2 章

### ヒートポンプシステムの既往研究と技術

---

- 2.1 ヒートポンプの概要
- 2.2 各ヒートポンプシステムの概要と既往研究
  - 2.2.1 空気熱利用ヒートポンプシステム
  - 2.2.2 地中熱利用ヒートポンプシステム
  - 2.2.3 太陽熱利用ヒートポンプシステム
  - 2.2.4 複数熱利用（複合化）ヒートポンプシステム
- 2.3 第 2 章のまとめ



## 第2章 ヒートポンプシステムの既往研究と技術

ヒートポンプシステムは熱源により、システムの形態が大きく変わる。そこで、本章では、はじめにヒートポンプの概要を解説し、その後、3つの熱源「空気熱」「地中熱」「太陽熱」と、その組み合わせで複数の熱を利用（複合化）したヒートポンプシステムの既往研究と現状の課題について解説する。

### 2.1 ヒートポンプの概要

自然現象において、熱は高温部から低温部へ移動するが、逆に低温部の熱が高温部へ移動する現象は起こらない。このような現象は不可逆変化と呼ばれ、熱力学の第2法則によって説明されている。ヒートポンプは、この自然界での熱の移動現象に逆らい、動力などのエネルギーを利用することで、低温部の熱を汲み上げ高温部へ移動させることができる装置の総称で、熱を汲み上げるという意味からヒートポンプと呼ばれている。ヒートポンプは、この熱の移動により、低温や高温をつくり出すことができ、近年では冷房・暖房・給湯・冷凍・冷蔵・洗濯乾燥など様々な場面で利用されているものである。

ヒートポンプには、表2.1-1に示すような形式があるが<sup>2.1)</sup>、各形式の利点や欠点から、家庭用・業務用においては、主に蒸気圧縮式のヒートポンプが利用されている。よって、本論文で記載するヒートポンプは蒸気圧縮式のヒートポンプを示すこととする。

表 2.1-1 ヒートポンプの形式と用途<sup>2.1)</sup>

形式	蒸気圧縮式	気体圧縮式	化学式	電子式
利点	・用途に応じた設計が可能 ・安定運転まで短時間 ・能力制御が容易 ・高効率	・開放型が可能 ・低温の発生が容易	・熱駆動が可能 ・排熱利用でシステムとして高効率化が可能 ・自然冷媒が利用できる	・構造が簡単 ・騒音や振動が発生しない ・温度差の制御が容易
欠点	・低熱源温度で効率が低下 ・冷媒管理が必要	・効率が低い ・設計が困難	・装置が大型 ・安定運転まで長時間	・大型化が困難（実用100W以下） ・温度差を上げると効率低下
主な用途	・エアコン ・給湯機 ・冷蔵庫	・冷凍倉庫 ・航空機の空調	・化学プラント ・コージェネレーション	・ホテル用冷蔵庫 ・可搬式ボトルクーラ ・電子素子冷却

※一般社団法人 日本冷凍空調工業会の書籍より抜粋

ヒートポンプは熱を移動することで、低温や高温を作るため、投入したエネルギー量よりおおきな出力が得ることができ、省エネ性能の高い技術として、IEA「ETP2008（エネルギー技術展望 2008）」<sup>2.2)</sup>・「ETP2010（エネルギー技術展望 2010）」<sup>2.3)</sup>、「Cool-Earth—エネ

ルギー革新技術計画」<sup>2.4)</sup>，総合科学技術会議「環境エネルギー技術革新計画」<sup>2.5)</sup>などに取り上げられ，国内だけでなく世界的に技術開発や普及が推し進められている。

## 2.2 各ヒートポンプシステムの概要と既往研究

### 2.2.1 空気熱利用ヒートポンプシステム

空気熱を利用したヒートポンプシステムの一例として，家庭用空調（ルームエアコン）と家庭用給湯（自然冷媒ヒートポンプ給湯機）のシステム図を図 2.2.1-1<sup>2.6)</sup>，図 2.2.1-2<sup>2.7)</sup>に示す。空気熱利用の利点は簡便に利用できる部分にあり，ヒートポンプシステムの多くは，空気熱を利用したものとなっている。

しかしながら，空気熱利用ヒートポンプシステムの場合，空気熱の熱容量や熱伝導率が小さく，熱交換器容量が大きくなってしまったり，省エネ性能を示す成績係数（Coefficient Of Performance，以下 COP と省略）が外気温に大きく影響されることは，知られた事実であり<sup>2.8-9)</sup>，冷熱需要の大きい暑い日ほど，温熱需要の大きい寒い日ほど，COP が低下してしまう問題がある。これは単純に電力消費量を増加させるだけでなく，電力のデマンド値を助長する傾向にあるため，この点においても解決策が必要と考えられる。また，世界でもトップクラスの技術と言われている我が国の空調・給湯ヒートポンプの COP の推移（図 2.2.1-3，図 2.2.1-4）<sup>2.1)</sup>を見ると，近年の大幅な COP の向上は見られていない。これは井水らが指摘するように，近年の COP が，実用条件（機器の大きさや風量，外気温，室温）と各要素機器の最高効率を基に算出された将来予測値（実用上の限界予測値，家庭用エアコンであれば COP 7.0，家庭用給湯器であれば COP 5.6）に近づいていることから，現在のシステムの延長線上における，今後の大幅な COP の向上は，難しいと考えられている<sup>2.1)</sup>。

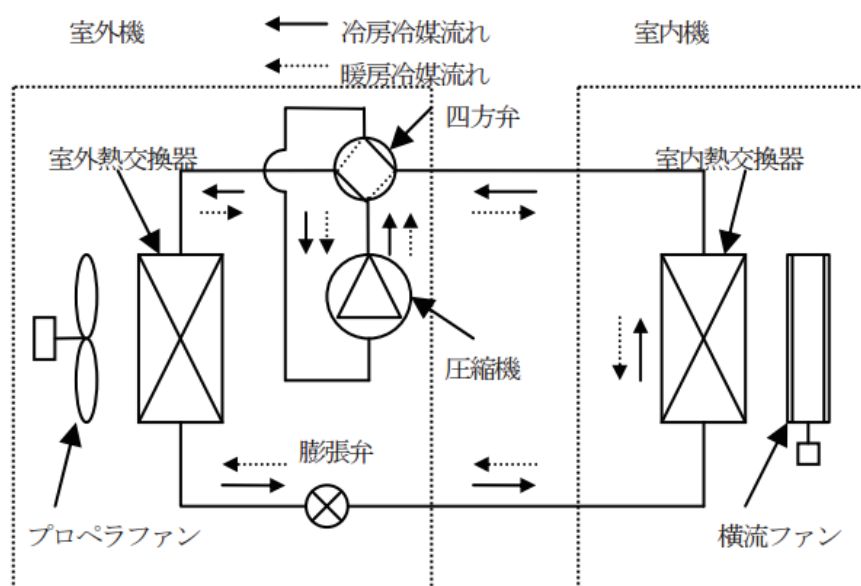


図 2.2.1-1 空気熱利用ヒートポンプシステム（例：ルームエアコンのシステム図）<sup>2.6)</sup>

## 第2章 ヒートポンプシステムの既往研究と技術

※一般社団法人 日本冷凍空調工業会のホームページより抜粋

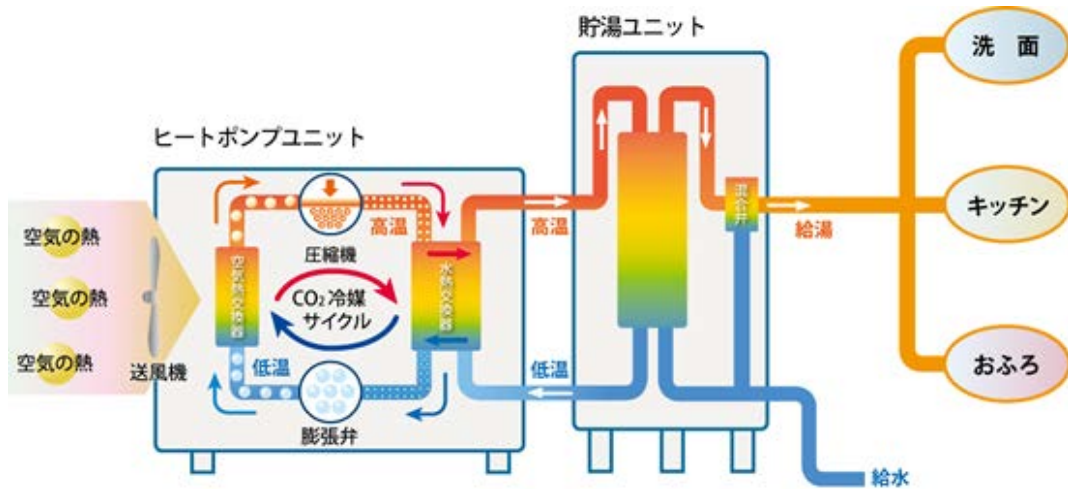


図 2.2.1-2 空気熱利用ヒートポンプシステム (例：自然冷媒ヒートポンプ給湯機のシステム図) <sup>2.7)</sup>

※一般社団法人 日本冷凍空調工業会の書籍より抜粋

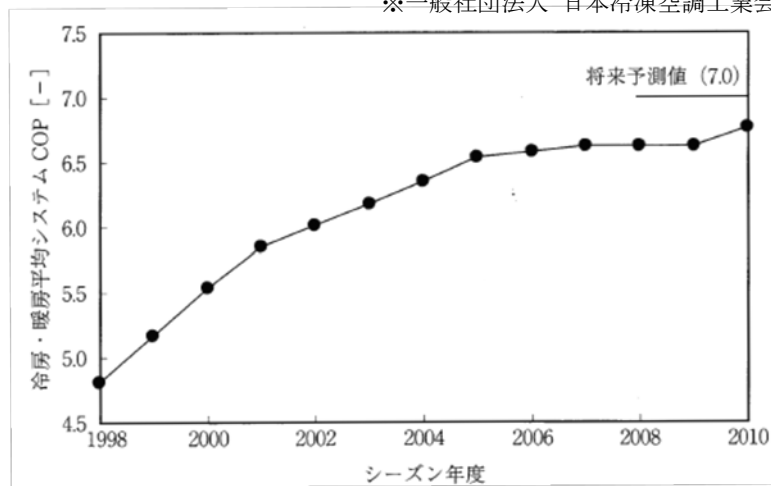


図 2.2.1-3 我が国の家庭用エアコンの COP 推移と将来予測値 <sup>2.1)</sup>

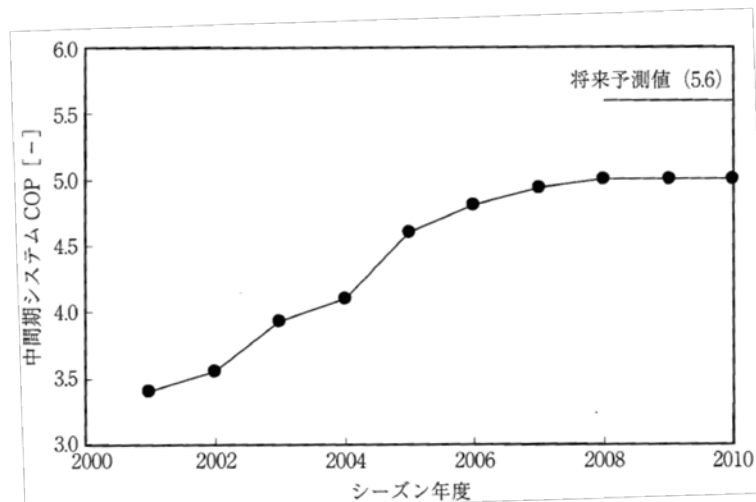


図 2.2.1-4 我が国の家庭用給湯機の COP 推移と将来予測値 <sup>2.1)</sup>

## 第2章 ヒートポンプシステムの既往研究と技術

空気熱利用ヒートポンプシステムのその他の問題として、寒冷地など、外気温の低い地域の暖房や給湯に採用した場合、室外熱交換器（蒸発器）の着霜（図 2.2.1-5）<sup>2.10)</sup>により、COP が低下するだけでなく、除霜運転によって、暖房や給湯が一時的に停止してしまう問題がある。近年においても着霜の問題を解決するため、山下らは着霜メカニズムから<sup>2.11)</sup>、鎌田らは熱交換器形状から<sup>2.12)</sup>、張らはデシカントを用いたシステムから<sup>2.13)</sup>、水田らはフィン材の表面処理からと<sup>2.14)</sup>、様々な研究が行われているが、根本的な解決方法は見出されていない。

※家電 Watch パナソニックの「エネチャージシステムに迫る」のホームページより抜粋



図 2.2.1-5 室外機の着霜の様子（実験装置）<sup>2.10)</sup>

### 2.2.2 地中熱利用ヒートポンプシステム

地中熱を利用したヒートポンプシステムは、大きく分けて、地中熱交換器を利用したクローズドループシステムと、地下水を直接汲み上げて利用するオープンループシステムがある（図 2.2.2-1）<sup>2.15)</sup>。地中熱をヒートポンプの熱源として利用する利点は、夏期は空気温度よりも低く、冬期は空気温度よりも高いという、地中温度の恒温性を活かすことで、空調ヒートポンプの熱源として、空気熱利用より有利な点となる（図 2.2.2-2）<sup>2.16)</sup>。また、冷房排熱を大気中に放出しないため、ヒートアイランドの抑制の一助になるともいわれている。

しかしながら、クローズドループシステムの問題点として、連続的に運転を行うと、運転日数の経過とともに土壌の温度が変化し<sup>2.17-20)</sup>、COP が低下していくことが報告されている。また、建物の冷温熱需要のバランスから、土壌への採放熱量が釣り合わない場合、永久的な熱源としての利用は困難であるといった問題も報告されている<sup>2.21-22)</sup>。

更に、我が国で地中熱利用システムの普及が進まない大きな要因のひとつに、コストがある。我が国の地盤は複雑な性状で掘削時間が長くなることや、物件数が少なく掘削機械の導入コストが高いなど、イニシャルコストが高くなり、投資回収年数において従来の空調システムより不利となる。この課題に対し、イニシャルコストの削減のため、建物の基礎杭と地中熱交換器を兼用したシステムが提案され、長野らは鋼管杭にて<sup>2.23)</sup>、加賀や吉田



※特定非営利活動法人 地中熱利用促進協会のホームページより抜粋

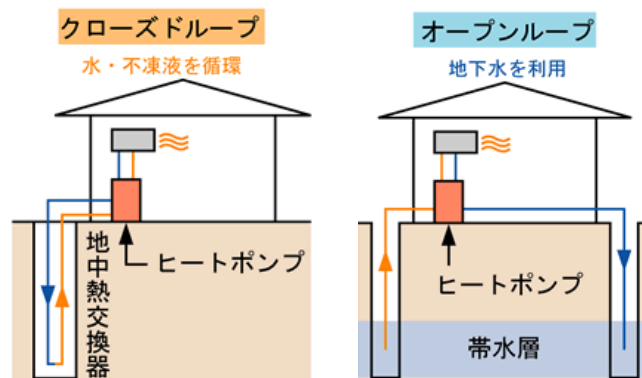


図 2.2.2-1 地中熱を利用したヒートポンプシステムの概念図<sup>2.15)</sup>

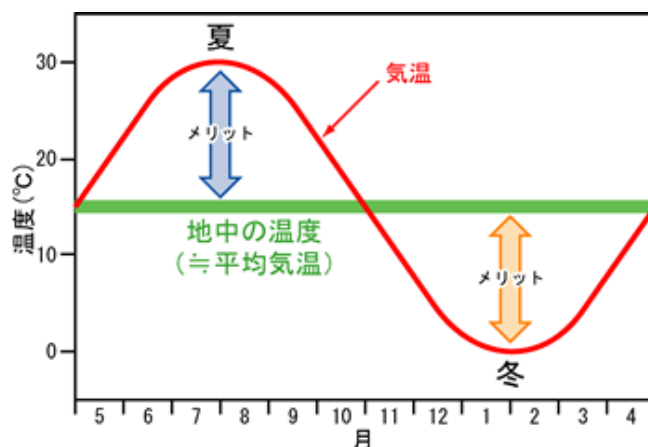


図 2.2.2-2 地中の温度と外気温の比較<sup>2.16)</sup>

らはコンクリート杭にて<sup>2.24-25)</sup>、横井や関根、大岡らは場所打ち杭にて<sup>2.26-29)</sup>、低コストで採放熱効率の高い施工方法の検討や、数値シミュレーションの開発とその実証実験など、各地で様々なモデルが試験的に導入されている。しかし、その熱的有効性や経済性は未だ未解明な部分が多い。

オープンループシステムは、地下水が豊富な地盤条件で、主に帯水層蓄熱技術として利用されている。しかしながら、地下水の揚水における地盤沈下の問題から、国内の東京都をはじめ<sup>2.30)</sup>、海外においても厳しい揚水規制があり<sup>2.31)</sup>、実用化や普及が進んでいない。この問題を解決するため、Kavanaugh S.P.らは、適切な設置やシステムの運用についてガイドラインを作成し<sup>2.32)</sup>、また、S.L.Russo と M.V.Civita は、地下の水位と温度変化の影響について、数値シミュレーションモデル(FEFLOW)を用いた検討を行った<sup>2.33)</sup>。国内では、梅宮らが水を浄化しながら蓄熱利用する生物浄化層について<sup>2.34)</sup>、落藤らは帯水層の長期的な蓄熱効果や熱回収率に関する研究を行った<sup>2.35)</sup>。このように、オープンループシステムは、経済性の追求の他、地下水の適切な管理や、システムの適切な設置や運用手法の検討、熱の有効利用技術の開発研究が求められている。

### 2.2.3 太陽熱利用ヒートポンプシステム

太陽熱を利用した暖房・給湯システムとして、一般的に利用されているものは、図 2.2.3-1, 2<sup>2.36)</sup>に示すような集熱器などを利用した太陽熱温水器のシステムで、大きく分けて集熱器と蓄熱槽が一体となったシステムと、集熱器と蓄熱槽が分離されたシステムがある（図 2.2.3-3, 4）<sup>2.37)</sup>。このシステムは、太陽熱の熱量が大きいいため、ヒートポンプを介さずとも、暖房や給湯に必要な温水が得ることができ、消費エネルギーの削減に大きく貢献できる可能性がある。しかしながら、太陽熱利用の欠点である間欠性により、蓄熱槽や補助熱源（ガス給湯器・電気ヒータ・空気熱源ヒートポンプなど）を必要とし（図 2.2.3-3, 4）、蓄熱槽からの放熱ロスや、補助熱源を利用した際の効率低下だけでなく、イニシャルコス

※新エネルギー・産業技術総合開発機構 業務用太陽熱利用システムの導入検討ガイドラインより抜粋

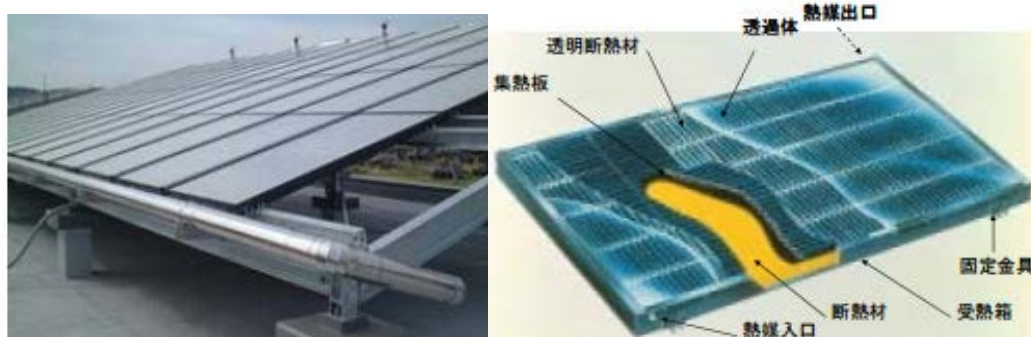


図 2.2.3-1 平板形集熱器の外観とその構造<sup>2.36)</sup>

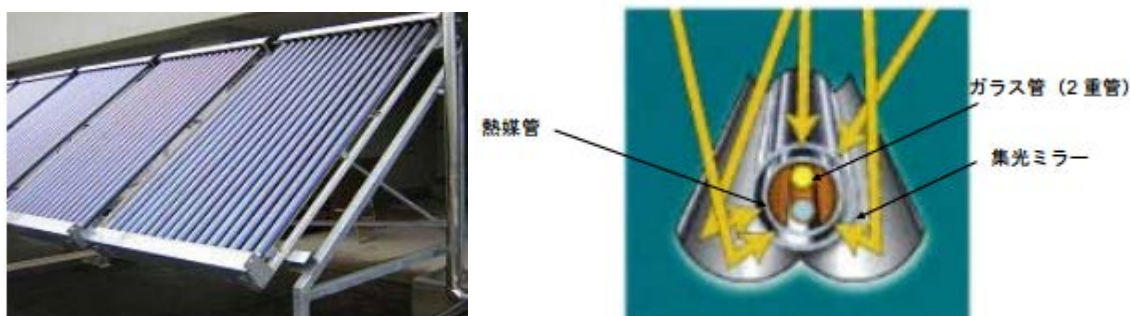


図 2.2.3-2 真空ガラス管形集熱器の外観とその構造<sup>2.36)</sup>

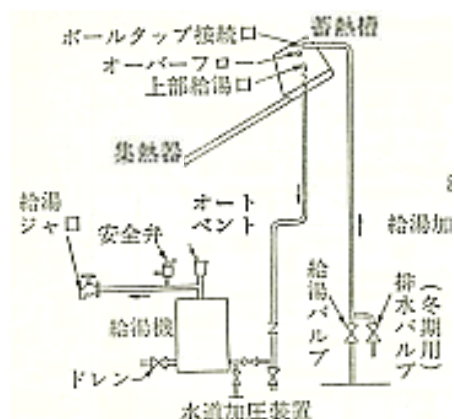


図 2.2.3-3 集熱器と蓄熱槽一体型システムの例<sup>2.37)</sup>

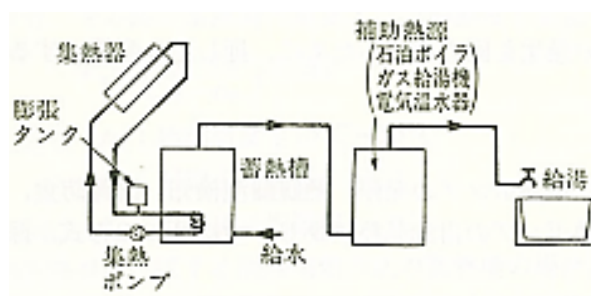


図 2.2.3-4 集熱器と蓄熱槽分離型システムの例<sup>2.37)</sup>

トが高くなる傾向がある。そのため、近年、我が国において、大尉用熱温水器のシステムの爆発的な普及には至っておらず、普及制度の構築を目的とし、太陽熱利用の環境価値化を目指す研究が多く見られる<sup>2.38-44)</sup>。

一方、ヒートポンプを介して太陽熱を得る直膨形の集熱器を利用する場合（図 2.2.3-5）<sup>2.45)</sup>のメリットは、集熱器温度を調整できることを活かし、太陽熱だけでなく空気熱の利用が可能となる<sup>2.45)</sup>。これにより、日射のない雨や曇りの日や夜間でも採熱が可能となり、別途、補助熱源を設置する必要がなくなる<sup>2.45)</sup>、蓄熱槽をなくすことも可能となる。また、夜間に集熱器の温度を上げることで、放熱による冷却運転が可能となる<sup>2.46)</sup>。更に、集熱器にカバーガラスや断熱が不要<sup>2.45)</sup>、面積あたりの集熱効率も高く<sup>2.46)</sup>、降雪時の集熱運転においてもデフロスト運転が不要なことが確認されていることから<sup>2.47)</sup>、従来の太陽熱コレクタより経済性が高くなるとも言われている。これらの可能性は、1955年に Sporn らが実験により考察し<sup>2.45)</sup>、その後、1975年に日野らによって暖冷房が可能な実用機の導入<sup>2.46)</sup>、1976年の Charater らによる小型給湯用ヒートポンプの実用機の導入による検証実験により示されている<sup>2.48)</sup>。その後の研究では、Saaski ら、Strub ら、Krakow らによる経済的で熱効率の高い集熱器の構造の検討や<sup>2.49-51)</sup>、日野・白石らによる熱交換のシミュレーション解析<sup>2.52-53)</sup>、伊藤・西川らや日野らによる太陽熱一体化パネルの検討<sup>2.54-55)</sup>など、実用化や普及を目指した更なる高効率化・低コスト化を狙った研究が行われてきた。しかしながら、太陽熱利用の冷媒集熱は、技術的難易度が高いだけでなく、経済性や熱的有効性など未解明な部分が未だに多く、Li らや児玉らによるエクセルギー解析による熱効率の検証<sup>2.56-57)</sup>、Sun らや著者を含む日野らによる様々な条件での実験<sup>2.58-59)</sup>、Kuang らや小野らによる給湯システム導入の検証実験<sup>2.60-61)</sup>など、この分野の技術は、実験・検証段階に止まっている。

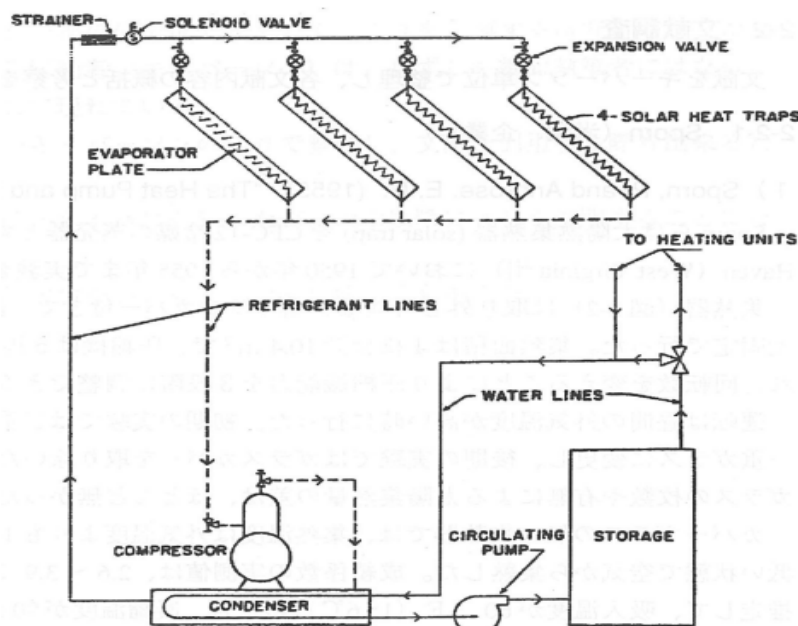


図 2.2.3-5 太陽熱利用直膨形集熱器のシステム図 (Sporn)<sup>2.45)</sup>

また、蒸気圧縮式以外の太陽熱利用ヒートポンプシステムとして、吸収式冷凍サイクルを利用した太陽熱冷房システムや、デシカントの再生を太陽熱で行う空調システムなど、現在もなお、太陽熱の有効利用を目的とした研究が数多く行われている(図 2.2.3-6, 7)<sup>2.62-69)</sup>。これらのシステムは、投資対効果の見合う大規模施設や業務用では利用されているものの、家庭用としては、機器性能の高効率化や、機器の小型軽量化、機器管理の簡素化、省エネルギー化、再生温度の低温化など様々な課題があり<sup>2.70)</sup>、シミュレーションによる評価や、試験的な導入検証に留まっている<sup>2.71-75)</sup>。その他、家庭用の太陽熱を利用した空調・給湯システムに、空気熱を熱媒体とするシステムがあるが(図 2.2.3-8)<sup>2.76)</sup>、床下を利用した暖房で快適性を謳っているものの、冷暖房・給湯に補助機器が必要となりイニシャルコストが高くなる傾向があるため、急速な普及には至っておらず、現在も投資対効果を含めた実験的検証が行われている<sup>2.77-79)</sup>。

※新エネルギー・産業技術総合開発機構 業務用太陽熱利用システムの導入検討ガイドラインより抜粋

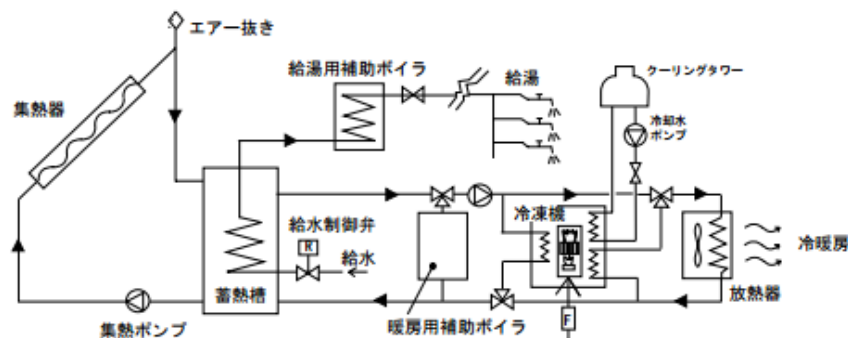


図 2.2.3-6 太陽熱利用 吸収式冷凍機を用いた冷暖房システム<sup>2.32)</sup>

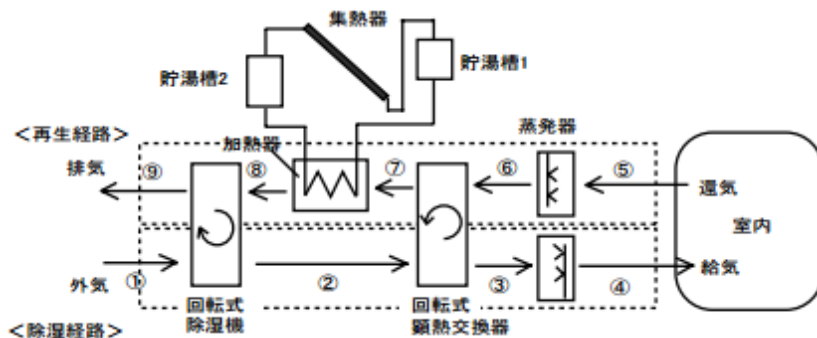


図 2.2.3-7 太陽熱利用 デシカント空調システム図<sup>2.52)</sup>

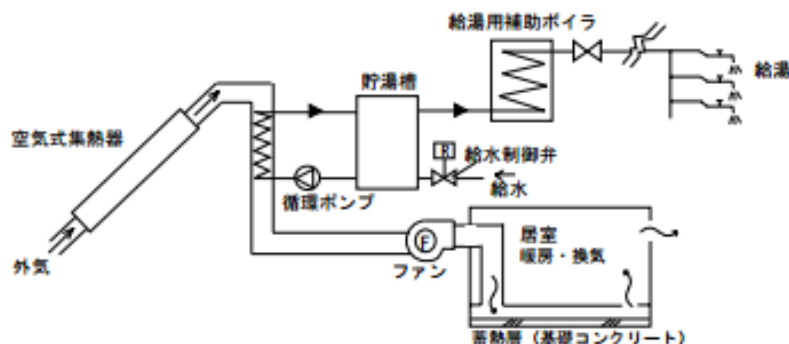


図 2.2.3-8 太陽熱利用 空気集熱式 給湯・床暖房システム<sup>2.32)</sup>



## 2.2.4 複数熱利用（複合化）ヒートポンプシステム

## (1) 地中熱・太陽熱利用ヒートポンプシステム

空気熱利用の外気温の影響や着霜の問題，地中熱利用の熱需要バランスと土壌温度低下による性能低下の問題を克服するために，寒冷地を中心に，地中熱と太陽熱を組み合わせた研究がみられ，初期のもののひとつとしてHans Ludwigらの研究(1981)が挙げられる<sup>2.80)</sup>。A. Chiasson と C. Yavuzturk らは，暖房需要過多のビルのシミュレーションから，太陽熱を地中に蓄熱する考え方が上記問題の克服だけでなく，地中熱交換器長さを短くすることができる可能性を示した(2003)<sup>2.81)</sup>。Trillat-Berdal らは住宅の冷暖房・給湯を行うシステム（図 2.2.4-1）<sup>2.82)</sup>にて実験的検証を行い，実現性に問題のないことと，高い省エネ性能を確認した(2006)<sup>2.82)</sup>。近年では，Aymeric Girard らが，住宅において放熱パネルを利用した暖房システムの提案（図 2.2.4-2）<sup>2.83)</sup>と，そのシミュレーションから，地中熱利用単体のヒートポンプシステムより地中熱・太陽熱利用ヒートポンプシステムの方が，省エネ性能が高いことを報告し<sup>2.83)</sup>，Elisabeth Kjellsson らは，住宅の給湯・暖房を行うシステム（図 2.2.4-3）<sup>2.84)</sup>のシミュレーションから，太陽熱を最大限に活用できる制御方法は，ヒートポンプ容量・ボアホール長さ・建物負荷に依存するものの，夏の間に給湯利用，冬の間に地中を加熱する方法であることを報告している<sup>2.84)</sup>。このように，暖房需要過多の建物において，地中熱と太陽熱を組み合わせたヒートポンプシステムは，実現性と高い省エネ性が示されている。しかしながら，X. Q. Zhai らの論評において，このシステムは，地域や土壌条件・建物負荷条件によって，最適な機器の設計や制御が変わる複雑さがあるため，戦略的に検討を行い，実施する必要があると述べている<sup>2.85)</sup>。

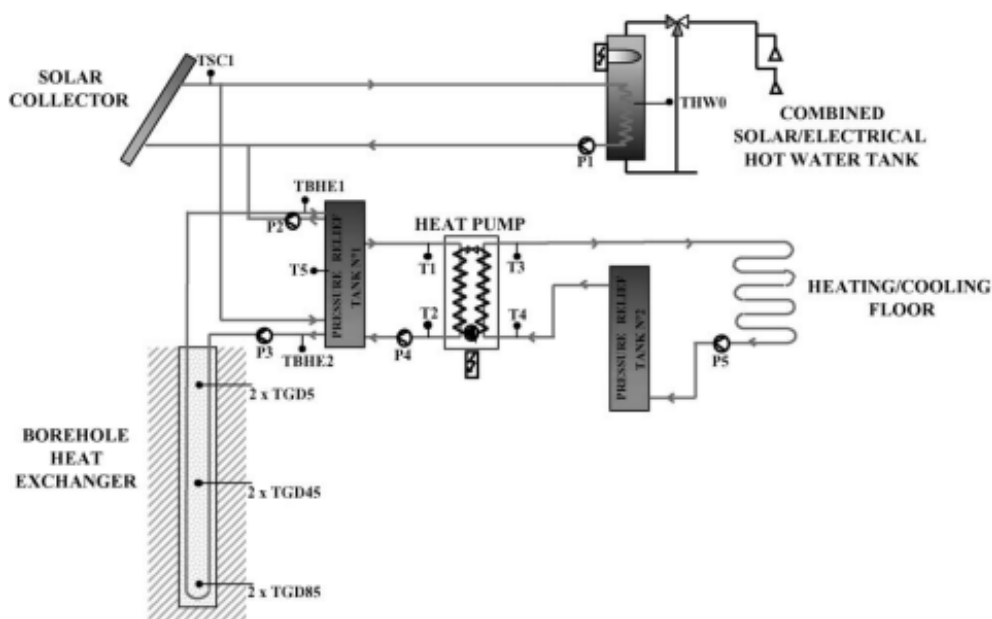


図 2.2.4-1 Trillat-Berdal ら提案の地中熱・太陽熱利用 給湯・冷暖房ヒートポンプシステム<sup>2.82)</sup>

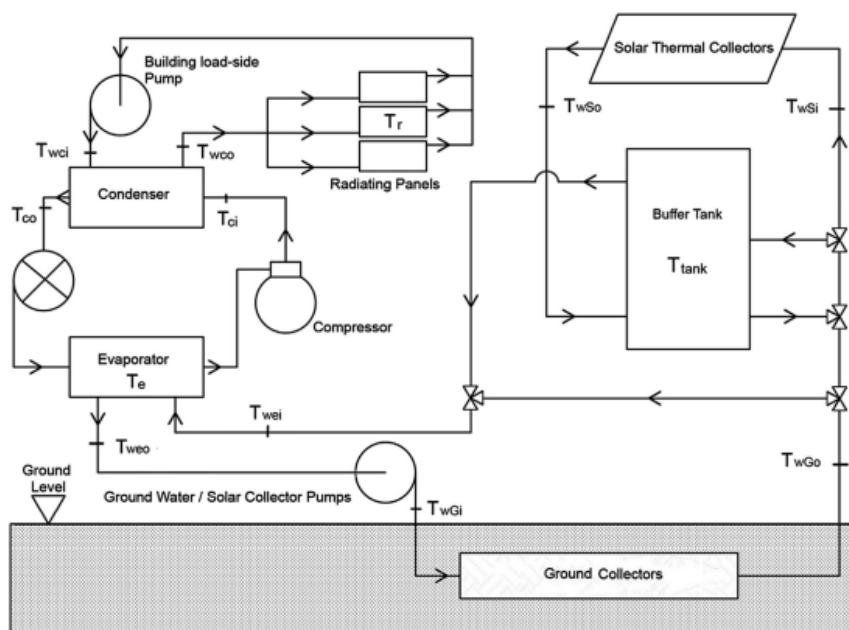


図 2. 2. 4-2 Aymeric Girard ら提案の地中熱・太陽熱利用 暖房ヒートポンプシステム <sup>2.83)</sup>

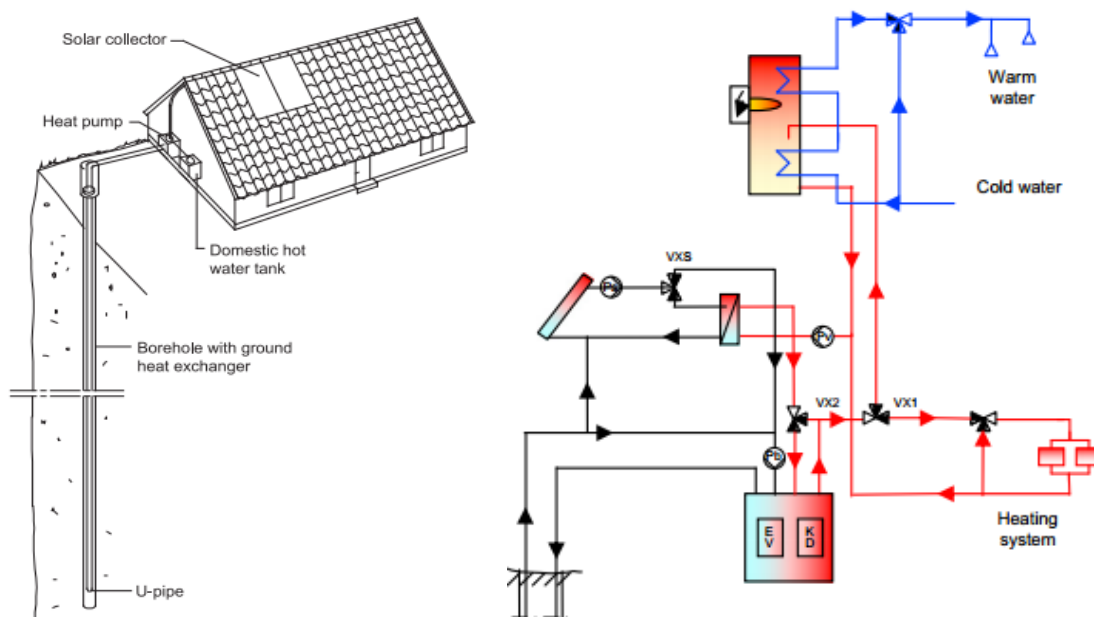


図 2. 2. 4-3 Elisabeth Kjellsson ら提案の地中熱・太陽熱利用 給湯・暖房ヒートポンプシステム <sup>2.84)</sup>

国内では、1980 年代に落藤らが寒冷地の暖房において、秋に太陽熱を地中に蓄熱し、冬に地中に蓄熱された熱を利用する季節間蓄熱を利用した実験的検証により、長期蓄熱の効果を明らかにしている <sup>2.86-88)</sup>。しかしながら、実験結果からは、徐々に地中温度や熱源水温度が低下している様子が見られ、この部分が省エネ性能における長期蓄熱の課題と考えられる。2000 年に入ると長野らは寒冷地の住宅において、給湯の予熱に太陽熱温水器を用い、

暖房と給湯の沸き上げに地中熱ヒートポンプを利用したシステムの提案と実験的検証を行い（図 2.2.4-4）<sup>2.90)</sup>、室内の温熱環境の評価と高い省エネルギー性能を示し、ランニングコストを考慮した制御方法の検討まで行っているが<sup>2.89-94)</sup>、太陽熱を土壌温度の回復に利用する考えでないため、天候や負荷状況によっては、機器性能が低下する可能性がある。また、桑原らは太陽熱と地中熱を利用した潜熱顕熱分離型空調を実際のビルに導入し（図 2.2.4-5）<sup>2.98)</sup>、運用を交えた実験的検証を行っている<sup>2.95-98)</sup>。

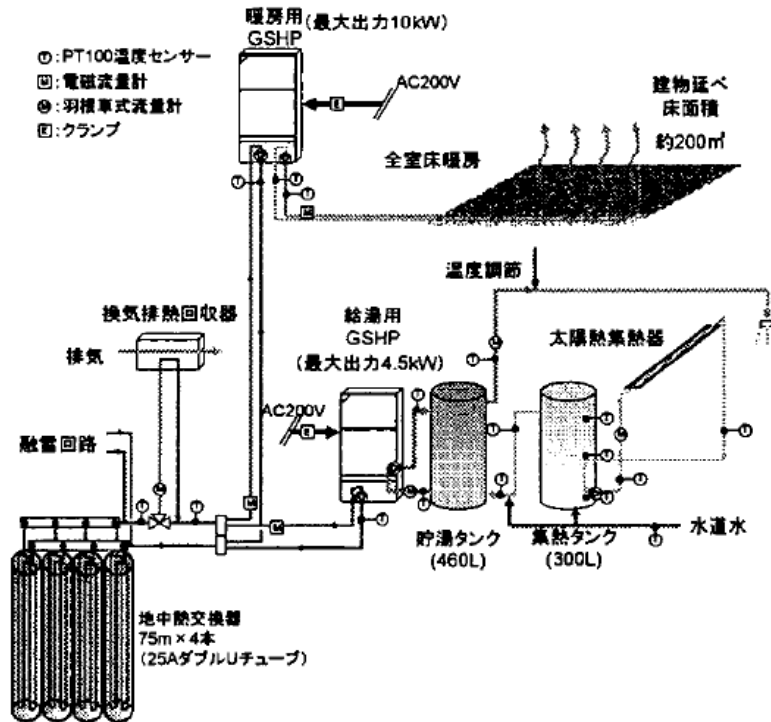


図 2.2.4-4 長野ら提案の地中熱・太陽熱利用 住宅 給湯・暖房ヒートポンプシステム<sup>2.90)</sup>

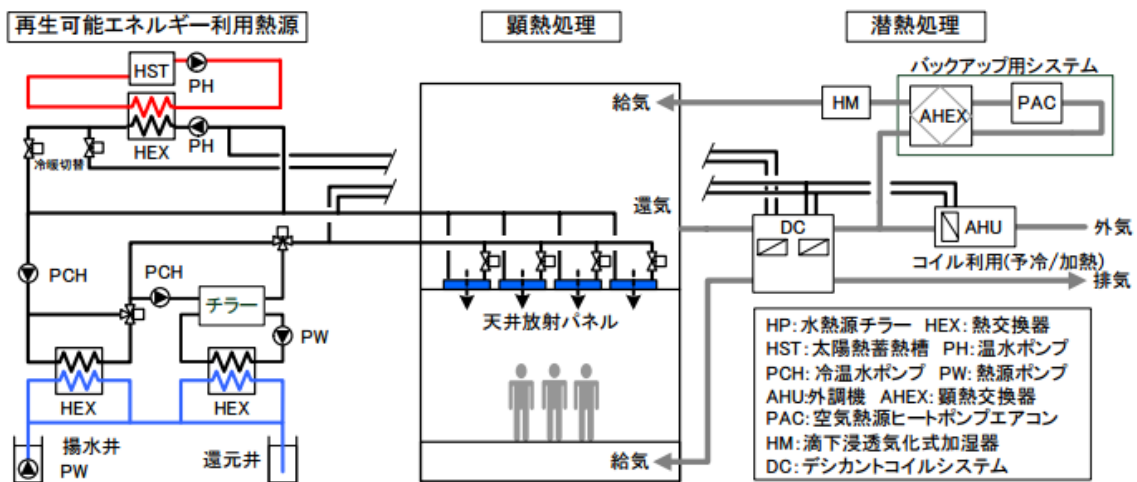


図 2.2.4-5 桑原ら検証の地中熱・太陽熱利用 潜熱顕熱分離型空調ヒートポンプシステム<sup>2.98)</sup>

## (2) 地中熱・空気熱利用ヒートポンプシステム

温暖地では地中熱利用に加え、空気熱を利用する冷却塔を追加したシステムが提案されている。例えば Yi Man らは、シミュレーションにてシステム（図 2.2.4-6）<sup>2.99)</sup>の導入効果を確認し、Hoseyn Sayyadi らは数値解析により経済性と省エネ性を考慮した設備の最適化を図っている<sup>2.99-100)</sup>。国内では、岡田・長野らが、実際に建物に導入した実測結果より導入効果の検討を行っている<sup>2.101-102)</sup>。しかしながら、冷却塔はメンテや管理が必要となる課題があり、家庭（住宅）用のシステムとしては難しいと考えられる。

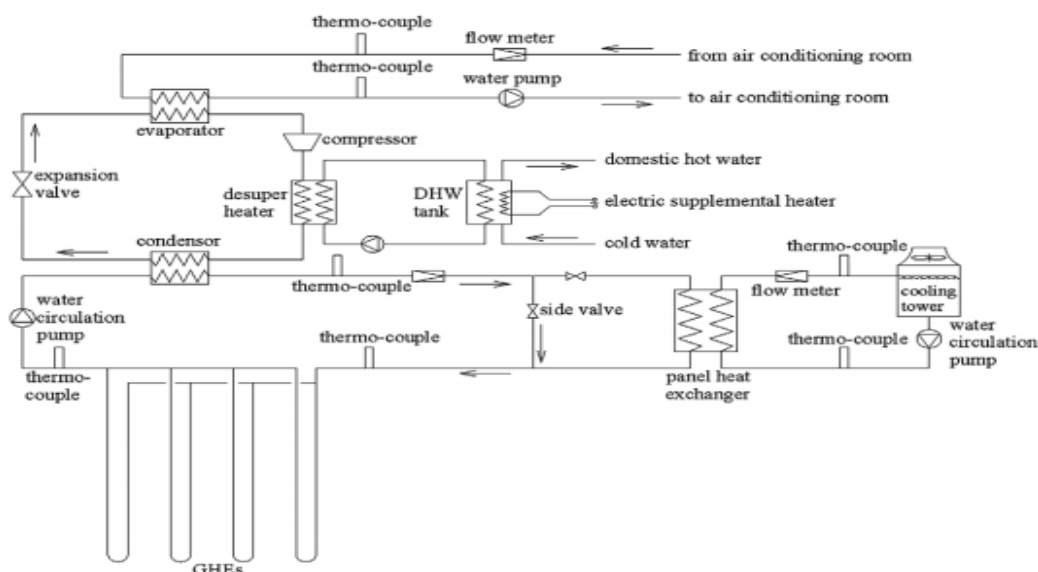


図 2.2.4-6 Yi Man 検討の地中熱・空気熱（冷却塔）利用 冷暖房・給湯ヒートポンプシステム<sup>2.99)</sup>

一方、相賀らは、ビルの冷暖房熱負荷バランスの違いによる地中熱土壌温度の変化を、冷房負荷過大の際は補助冷却塔にて、暖房負荷過大の際は空気熱ヒートポンプにて、季節間で補うシステムを提案し（図 2.2.4-7）<sup>2.103)</sup>、その省エネ性能と導入効果をシミュレーションにて示している<sup>2.103)</sup>。

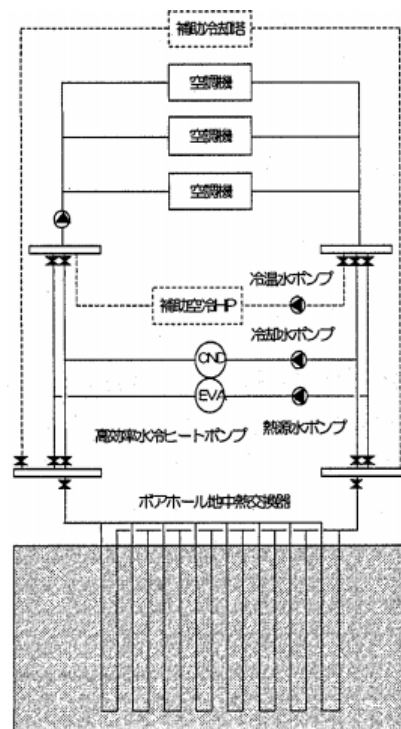


図 2.2.4-7 相賀ら検討のシステム図<sup>2.103)</sup>



### (3) 地中熱・太陽熱・空気熱利用ヒートポンプシステム

海外における地中熱・太陽熱・空気熱の全てを利用したヒートポンプシステムに関する文献数は、調べる限り、多くなかった<sup>2.104-105)</sup>。そのうちのひとつとして、Live Holmedal Qvistgaard は、図 2.2.4-8 に示すシステムの提案と数値解析による最適化の検討を行い、高い省エネルギー性を示すものの、イニシャルコストと複雑な制御に課題があることを報告している。

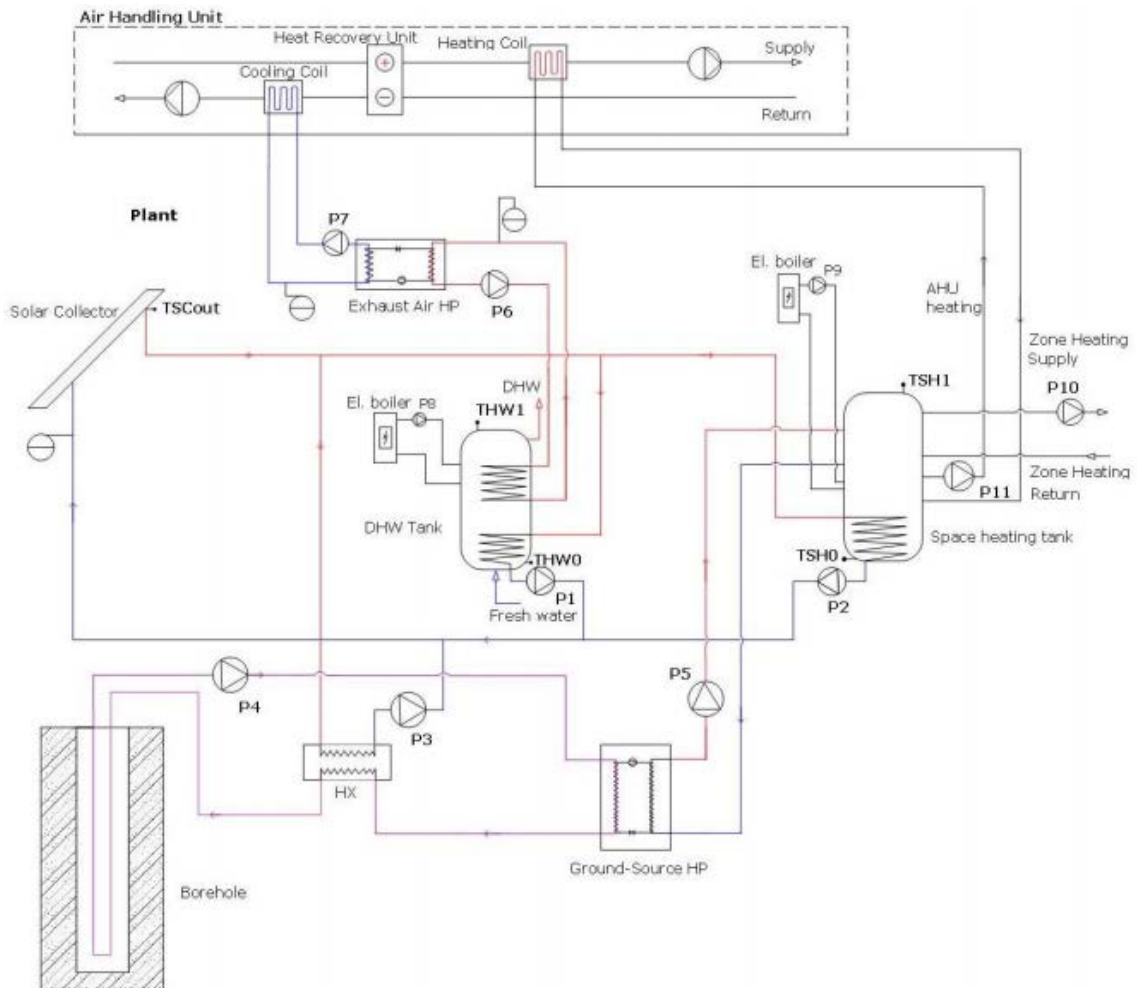


図 2.2.4-8 Live Holmedal Qvistgaard 検討の地中熱・太陽熱・空気熱利用

冷暖房・給湯ヒートポンプシステム<sup>2.104)</sup>

国内の地中熱・太陽熱・空気熱の全てを利用したヒートポンプシステムは、筆者を含む大岡・日野らが研究・開発している本論文のシステム『マルチソース・マルチユース・ヒートポンプシステム（MMHP システム）』が該当する（図 2.2.4-9）。MMHP システムは、建物周囲にあまねく存在する太陽熱・地中熱・空気熱の複数の自然エネルギーと、冷暖房・給湯・冷凍などの様々な熱利用ヒートポンプが、水配管を介して複合的に熱融通し合うことで、常にヒートポンプが高効率で運転できるように新しく提案されたシステムで<sup>2.106)</sup>、そ

の導入効果がフィージビリティスタディによって検討され<sup>2.107)</sup>, 東京大学生産技術研究所千葉実験所に実大実証実験施設が構築された(2009年)<sup>2.108)</sup>。従来の地中熱利用ヒートポンプシステムを季節間蓄熱の長期間サイクルとすると, MMHP システムは, 地中熱による自然回復と, 太陽熱・空気熱による強制回復を用いることで, 1日という短期間のサイクルの運転を行う。これにより, 熱源温度(地中温度)の変化を地中温度 $\pm 5\text{ K}$ (東京では  $17\pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ )に抑え, 常にヒートポンプの高効率な運転を可能とすることを目指している。1日サイクルでの熱利用を考えるシステムは前例がないため, 数値解析や実大実証実験によって, 熱源温度の維持とシステム効率の低下の抑制が可能であることが確認されている<sup>2.109)-110)</sup>。

しかしながら, 2009年に構築された実大実証実験施設には, 太陽熱と空気熱を相互に利用する太陽空気熱源ヒートポンプは組み込まれておらず, 空気熱源のヒートポンプによって代用されていた。また, 空調や給湯などの各ヒートポンプ機器にも開発研究の余地が残っており, 本システムの効果や効率が明確に示されていなかった。

本論文の位置づけは, MMHP システムに適した機器の開発研究, および実大実証実験施設への導入を行い, 実験的検証から機器効率を確認した。また, これらの実験データから開発機器の性能曲線のモデル化を行い, システム全体の省エネ性能を明確化した研究である。

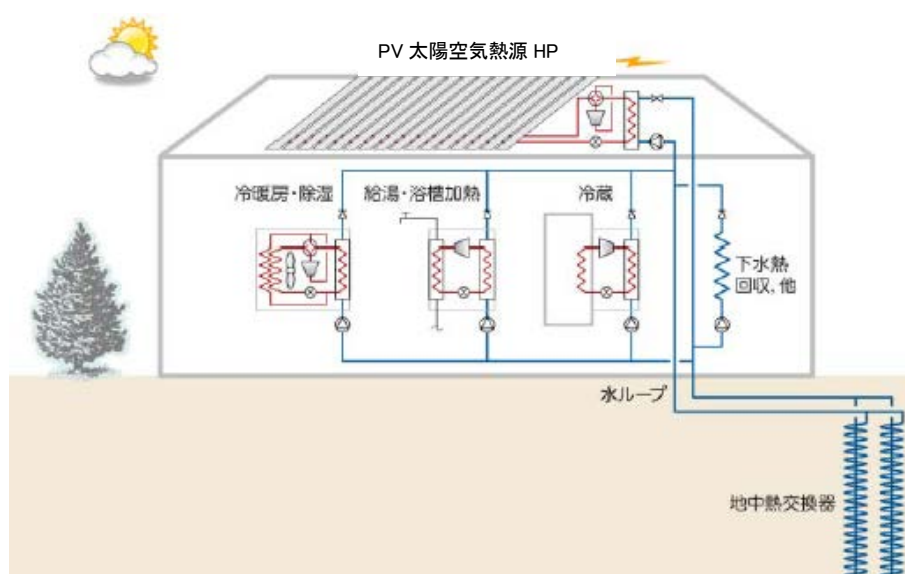


図 2.2.4-9 MMHP システムの住宅適用イメージ

#### (4) 複数熱利用(複合化)ヒートポンプシステムのまとめ

2.2.4(1)～(3)節にて示した通り, 地中熱・太陽熱・空気熱の複数の熱を利用したヒートポンプシステムは, 様々なシステムの提案や検証がなされている。しかしながら, 提案システムのほとんどは, 加熱(集熱)と冷却(放熱)を単機能機器(太陽熱温水パネルや冷却塔など)で補っているため, 設備が複雑に絡みあい, 制御や管理, メンテナンスなどが

難しくなっている。また、個々の文献では、実現性や最適設計・省エネ性能・経済性などを明らかにしているものの、地域や建物負荷状況などにより、それらが大きく左右されるため、現在も提案された各システムにおいて、シミュレーションや実験的検証の更なるデータ収集が重要と言われている。

本論文で提案している MMHP システムは、地球の根本的な熱収支である太陽熱と放射に基づき提案されたシステムで、様々な自然エネルギーを利用する際に、従来の単機能機器の組み合わせでなく、より合理的で簡素化されたシステムを目指している。MMHP システムのように、1 日サイクルの運転、地中温度付近での蓄熱、且つ直膨型の太陽空気熱源ヒートポンプを用いたシステムの事例は、他に例がない。本論文は、この MMHP システムの実験的検証やシミュレーション手法の構築を通し、様々な条件下でのデータ収集を行っている。

### 2.3 第2章のまとめ

本章では、ヒートポンプシステムの既往研究と技術を示すため、ヒートポンプシステムを空気熱利用、地中熱利用、太陽熱利用と、これらの複数熱利用システムに分類し、それぞれの特徴と現状の課題を解説することで、MMHP システムの新規性や独自性を示した。また、本論文で研究している MMHP システムの過去の研究から、一連の研究の中における本論文のポジションについて示した。

第2章 参考文献

- 2.1) 社団法人日本冷凍空調工業会, ヒートポンプの実用性能と可能性, (2010-11)
- 2.2) International Energy Agency, Energy Technology Perspectives, (2008)
- 2.3) International Energy Agency, Energy Technology Perspectives, (2010)
- 2.4) 経済産業省, Cool Earthーエネルギー革新技術計画, (2008)
- 2.5) 内閣府, 環境エネルギー技術革新計画, (2008)
- 2.6) 長友繁美, 空調分野における省エネルギー技術について: ルームエアコンディショナの効率向上技術, マリンエンジニアリング: 日本マリンエンジニアリング学会誌 44(5), pp.713-718, (2009)
- 2.7) 一般社団法人日本冷凍空調工業会, ヒートポンプ給湯器とは, ホームページ  
URL [https://www.jraia.or.jp/product/heatpump/p\\_about.html](https://www.jraia.or.jp/product/heatpump/p_about.html)
- 2.8) 細井昭憲・長谷川絢子・澤地孝男・田中堤子・坂本雄三, 負荷率と外気温度を考慮したルームエアコンディショナのエネルギー消費効率, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (関東), pp.231-232, (2006-09)
- 2.9) 濱田靖弘・村川三郎・永廣健太郎・北山広樹・鍋島美奈子・高田宏, 空気調和・衛生工学会論文集, No.143, pp.31-45, (2009-02)
- 2.10) 藤山哲人, 家電 Watch, パナソニックの「エネチャージシステム」に迫る  
URL [http://kaden.watch.impress.co.jp/docs/column/newtech/20101220\\_412988.html](http://kaden.watch.impress.co.jp/docs/column/newtech/20101220_412988.html)
- 2.11) 山下浩司, 低温環境下における着霜現象, 日本冷凍空調学会誌, 第 88 巻, 第 1023 号, pp.4-10, (2013-01)
- 2.12) 鎌田俊光, ヒートポンプ空調機・給湯器用熱交換器における着霜・除霜対策技術, 日本冷凍空調学会誌, 第 88 巻, 第 1023 号, pp.21-25, (2013-01)
- 2.13) 張莉・斎川路之・藤縄剛史, 無着霜空気熱源ヒートポンプ給湯システムに関する検討, 日本冷凍空調学会誌, 第 88 巻, 第 1023 号, pp.37-42, (2013-01)
- 2.14) 水田貴彦・磯村紀寿, 空調熱交換器の着除霜性に及ぼすアルミニウムフィン材表面処理の影響, 日本冷凍空調学会誌, 第 88 巻, 第 1023 号, pp.49-54, (2013-01)
- 2.15) 特定非営利活動法人 地中熱利用促進協会, 地中熱利用形態, ホームページ,  
URL <http://www.geohpaj.org/introduction/index1/types>
- 2.16) 特定非営利活動法人 地中熱利用促進協会, 地中熱とは, ホームページ,  
URL <http://www.geohpaj.org/introduction/index1/howto>
- 2.17) E. Yavuzturk, J.D. Spitler, Comparative study of operating and control strategies for hybrid ground-source heat pump systems using a short time step simulation model, ASHRAE Transactions, 106 (2), pp.192-209, (2000)
- 2.18) H. Yang, P. Cui, Z. Fang, Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: A review of models and systems, Applied Energy 87, pp.16-27, (2010)
- 2.19) Shuhong Li, Weihua Yang, Xiaosong Zhang, Soil temperature distribution around a U-tube heat exchanger in a multi-function ground source heat pump system, Applied Thermal Engineering 29, pp.3679-3686, (2009)
- 2.20) Jun Gao, Xu Zhang, Jun Liu, Kui Shan Li, Jie Yang, Thermal performance and ground temperature of vertical pile-foundation heat exchangers: A case study, Applied Thermal Engineering 28, pp.2295-2304, (2008)
- 2.21) Xinguo Li, Zhihao Chen, Jun Zhao, Simulation and experiment on the thermal performance of U-vertical ground coupled heat exchanger, Applied Thermal Engineering 26, pp.1564-1571, (2006)
- 2.22) Yan Shanga, Sufen Li, Haijun Li, Analysis of geo-temperature recovery under intermittent operation of ground-source heat pump, Energy and Buildings 43, pp.935-943, (2011)
- 2.23) 長野克則・葛隆生・武田清香, 嶋倉一實, 中村靖, 中村新一郎, 田中芳章, 寒冷地の大規模建物における鋼管杭利用土壌熱源ヒートポンプシステムの導入効果予測, 太陽/風力エネルギー講演梗概集, pp.279-282, (2005)

- 2.24) 加賀久宣・宮本重信・西畑正一・多田幹男・小林一郎・竹内正紀・大岡龍三, 基礎杭利用地熱空調システムの研究開発 (その1) 実大実験システムによる性能検証一, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演梗概集, pp.345-348, (2001)
- 2.25) 吉田伸治・竹内正紀・加賀久宣・大岡龍三・宮本重信・宮本英和, 基礎杭利用地熱空調システムの研究開発 (その4) 福井県の事務所ビルの基礎杭利用地中熱空調システムの導入効果の検討一, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演梗概集, pp.1257-1260, (2002)
- 2.26) 横井睦己・大岡龍三・加藤信介・関根賢太郎・黄錫鎬・宋斗三, 場所打ち杭を用いた地中熱利用空調システムの普及・実用化に関する研究 (その1) システムおよび性能実験施設の概要, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1379-1380, (2004)
- 2.27) 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-実験による熱特性の把握とフィージブルスタディ, 空気調和・衛生工学会論文集, No.107, pp.1-11, (2006-02)
- 2.28) 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-場所打ち杭を利用した熱交換器の低コスト施工法の開発, 空気調和・衛生工学会論文集, No.115, pp.43-49, (2006-10)
- 2.29) Kentaro Sekine, Ryoza Ooka, Mutsumi Yokoi, Yoshiro Shiba, Suck Ho Hwang, Development of a Ground Source Heat Pump System with Ground Heat Exchanger Utilizing The Cast-in-Place Concrete Pile Foundation of Building, ASHRAE Transaction, Vol.113, Part1, DA-07-061
- 2.30) 東京都環境局, 東京都の地盤沈下と地下水の再検証について 平成22年度地下水対策検討委員会のまとめ, (2011-05)
- 2.31) 国土交通省 水資源部, 気候変動等によるリスクを踏まえた総合的な水資源のあり方について 地表水と地下水が一体となったマネジメント, (2007-12)
- 2.32) Kavanaugh S.P and Rafferty K, Ground-Source Heat Pumps, Design of geothermal systems for commercial and institutional buildings, ASHRAE, Inc., pp. 72-113, (1997)
- 2.33) Stefano Lo Russo, Massimo Vincenzo Civita, Open-loop groundwater heat pumps development for large buildings : A case study, Geothermics, pp.1-11, (2008)
- 2.34) 梅宮弘道, 郡司進, 地下帯水層流動蓄熱法の基礎研究 (帯水層バイオフィルタの野外検証), 日本機械学会論文集, 59 巻 568 号, pp.3945-3950, (1993-12)
- 2.35) 落藤澄, 池永義啓, 中村真人, 小端武治, 長野克則, 帯水層の蓄熱効果に関する長期測定とその考察, 空気調和・衛生工学会論文集, No.50, pp.53-61, (1992-10)
- 2.36) 独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構, 平成21年度 業務用太陽熱利用システムの導入検討ガイドライン, (2009-12)
- 2.37) 一般社団法人 日本太陽エネルギー学会, 太陽エネルギー利用ハンドブック
- 2.38) 桑沢保夫, 坊垣和明, 須田礼二, 住宅用太陽熱利用給湯システムにおける太陽熱利用の環境価値化手法に関する研究 その1 太陽熱温水システムの実証試験, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, pp.2801-280, (2012-084)
- 2.39) 須田礼二, 吉永美香, 坊垣和明, 奥宮正哉, 宇田川光弘, 住宅用太陽熱利用給湯システムにおける太陽熱利用の環境価値化手法に関する研究 その2 EESLISM シミュレーションによる代表期間の精度検証と年間計算結果, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, pp.2805-2808, (2012-08)
- 2.40) 吉永美香, 須田礼二, 奥宮正哉, 坊垣和明, 宇田川光弘, 住宅用太陽熱利用給湯システムにおける太陽熱利用の環境価値化手法に関する研究 その3 TRNSYS シミュレーションによる代表期間の精度検証と年間計算結果, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, pp.2809-2812, (2012-08)
- 2.41) 桑沢保夫, 坊垣和明, 須田礼二, 太陽熱利用の環境価値化手法に向けた研究 その1 太陽熱温水システムの実証試験, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1089-1090, (2012-09)
- 2.42) 坊垣和明, 小玉祐一郎, 須田礼二, 太陽熱利用の環境価値化手法に向けた研究 その4 ポルトガル・トルコにおける太陽熱利用普及のための制度等の動向, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1093-1094, (2012-09)

- 2.43) 吉永美香, 須田礼二, 宇田川光弘, 坊垣和明, 奥宮正哉, 太陽熱利用の環境価値化手法に向けた研究 その6 夏期と秋期における修正 M1 モード3人負荷での TRNSYS シミュレーションによる実証, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1323-1324, (2013-08)
- 2.44) 坊垣和明, 秋元孝之, 桑沢保夫, 丹野博, 守谷和行, 須田礼二, 太陽熱利用の環境価値化手法に向けた研究 その10 実負荷フィールドにおける見なし計測シミュレーションの実証, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1135-1136, (2014-09)
- 2.45) P. Sporn and E. R. Anbrose, The Heat Pump and Solar Energy, PP.159-170, (1955)
- 2.46) 日野俊之, 太陽・空気熱源ヒートポンプ冷暖房システム, 建築設備と配管工事, pp.50-57, (1976)
- 2.47) T.Hino, PERFORMANCE EVALUATION OF AN AMBIENT ENERGY HEAT PUMP SYSTEM, AHRAE, The American Society of Mechanical Engineers, H0932A, pp.17-23, (1995)
- 2.48) W. W. S. Charters and L. E. Taylor, SOME PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF A SOLAR BOOSTED HEAT PUMP, BULLETIN INTERNATIONAL DU FROID, pp.647-648, (1978)
- 2.49) J. L. Franklin, E.W. Saaki and A. Yamagiwa, A HIGH EFFICENCY, DIRECT EXPANSION SOLAR PANEL, Flat-Plate Collector Conference, pp.187-195, (1977)
- 2.50) F. Strb, A STUDY AND EXPERIMENTATION OF A NEW TYPE OF EVAPORATOR IN A SOLAR COLLECTOR AND HEAT PUMP, ISES SOLAR WORLD FORUM, pp.397-403, (1981)
- 2.51) K. I. Krakow and S. Lin, COMBINED SOLAR AND AIR SOURCE COLLECTER EVAPORATORS, ASHRAE TRANSACTION, 92 PART 1A, pp.474-485, (1986)
- 2.52) Hino, T. THE SOLAR ASSISTED AIR-SOURCE HEAT PUMP SYSTEM (PART 1), KAJIMA TECHNICAL RESERCH INSTITUTE, pp.1-72, (1980)
- 2.53) 白石帰一, 日野俊之, 松本拓, 栗岡均, 原健, ソルエアヒートポンプシステムの基礎的研究 (その1), 日本建築学会大会 学術講演会梗概集, pp.567-568, (1981)
- 2.54) 西川美和子, 曽根哲夫, 伊藤定佑, 太陽電池付パネルを蒸発器としたハイブリッドヒートポンプシステムの研究, 日本太陽エネルギー学会・日本風力エネルギー協会, 合同研究発表会講演論文集, pp.161-163, (1993)
- 2.55) 日野俊之, PV ソルエアヒートポンプの運転状況とグラドループシステムへの展開, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, pp.1931-1934, (2010-09)
- 2.56) Y. W. Li, R. Z. Wang, J. Y. Wu, Y. X. Xu, Experimental performance analysis on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater, Applied Thermal Engineering 27, pp.2858-2868, (2007)
- 2.57) 兒玉和生, 大岡龍三, 日野俊之, 宿谷昌則, 李英玲, 太陽空気熱源ヒートポンプにおけるエクセルギー解析(その1)冷房運転におけるケーススタディ, 太陽/風力エネルギー講演論文集, pp.605-608, (2013)
- 2.58) Xiaolin Sun, Yanjun Dai, V. Novakovic, J. Wu, Ruzhu Wang, Performance Comparison of Direct Expansion Solar-assisted Heat Pump and Conventional Air Source Heat Pump for Domestic Hot Water, Energy Procedia, Volume 70, Pages 394-401, (May 2015)
- 2.59) 日野俊之, 大岡龍三, 三浦克弘, 小野勝男, 吉田吏志, 李榮玲, 浅井香里, 太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムの開発(その2)ソルエアヒートポンプの集熱運転特性, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.637-640, (2012-09)
- 2.60) Y. H. Kuang, R. Z. Wang, Performance of multi-functional direct-expansion solar assisted heat pump system, Solar Energy 80, 795-803, (2006)
- 2.61) 小野永吉, 三原邦彰, 塩谷正樹, 三浦克弘, 藤井義久, 荒井良延, 太陽熱と空気熱を併用したヒートポンプ給湯システムの開発(その1)検討システムの概要と性能試算結果, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.601-604, (2012-09)
- 2.62) 横山計三, 田子拓弥, 吉牟田圭一, 中野進, 秋元孝之, 野部達夫, 既設建物における再生可能エネルギー利用環境制御に関する研究: その1 システム概要, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1141-1142, (2014-09)
- 2.63) 石倉結花, 吉牟田圭一, 田子 拓弥, 横山計三, 秋元孝之, 金井隆明, 吉田和輝, 既設建



- 物における再生可能エネルギー利用環境制御に関する研究：その6 太陽熱の利用向上に向けた運用改善検討，日本建築学会大会学術講演梗概集，pp.1141-1142, (2014-09)
- 2.64) A. Syeda, M. Izquierdod, P. Rodrigueze, G. Maidmentb, J. Missendenb, A. Lecuonae, R. Tozerb, A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid, *International Journal of Refrigeration* 28, pp.859-871, (2005)
- 2.65) O. Marc, F. Lucas, F. Sinama, E. Monceyron, Experimental investigation of a solar cooling absorption system operating without any backup system under tropical climate, *Energy and Buildings* 42, pp.774-782, (2010)
- 2.66) 高木理恵, 吉野博, 小林光, 森谷晃士, 佐竹晃, 田中泰光, 太陽熱を利用したデシカント空調換気システムの性能評価実験：フィールド実証用システムの夏期実測結果, 日本建築学会東北支部研究報告集 計画系 77, pp.3-6, (2014-06)
- 2.67) 三浦渚彩, 小嶋秀彰, 小金井真, 河野仁志, 自然エネルギー利用空調システムの研究：太陽熱を利用した除湿・冷却システムの性能評価, 日本建築学会中国支部研究報告集 37, pp.325-328, (2014-03)
- 2.68) K. Gommed, G. Grossman, Experimental investigation of a liquid desiccant system for solar cooling and dehumidification, *Solar Energy* 81, pp.131-138, (2007)
- 2.69) H-M Henning, T Erpenbeck, C Hindenburg, I.S Santamaria, The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles, *International Journal of Refrigeration* 24, pp.220-229, (2001)
- 2.70) 稲葉英男, 吸収式・吸着式による空調冷凍技術の開発動向, *Jour. HTSJ*, Vol. 40. No164, pp.16-19
- 2.71) R. E. CRtTOPr, PERFORMANCE LIMITATIONS OF ADSORPTION CYCLES FOR SOLAR COOLING, *Solar Energy* Vol. 41, No. 1, pp. 21-31. (1988)
- 2.72) 樋口佳樹, 宇田川光弘, 佐藤 誠, 盧絃佑, 住宅用太陽熱冷房のシミュレーションモデルに関する研究：(第1報)既存建物の実測データを用いたデシカント空調機の検証, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, pp.2953-2956, (2012-08)
- 2.73) 廣中泰輔, 齋藤輝幸, 住宅における太陽熱利用デシカント空調システムによる省エネルギー効果に関する研究, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, pp.1155-1158, (2010-08)
- 2.74) 佐竹晃, 吉野博, 高木理恵, 小林光, 森谷晃士, 田中泰光, 太陽熱利用と冷房効率向上を同時に実現する居住系施設向け空調システムの研究開発：その 20 フィールド実証用システムの長期運用実績, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1127-1128, (2014-09)
- 2.75) 森谷晃士, 吉野博, 小林 光, 佐竹晃, 高木理恵, 太陽熱利用と冷房効率向上を同時に実現する居住系施設向け空調システムの研究開発：その 22 戸建住宅用実証システムの夏期・冬期の実測調査による結果と考察, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1127-1128, (2014-09)
- 2.76) OMソーラー株式会社, URL <http://omsolar.jp/about/>
- 2.77) 崔榮晋, 高瀬幸造, 小原克哉, 前真之, 佐藤誠, 盧佑, 戸建住宅における空気式太陽熱集熱システムの性能向上に関する研究：その 1.実験棟実験とシミュレーションモデル, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.639-640, (2014-09)
- 2.78) 高瀬幸造, 崔榮晋, 小原克哉, 前真之, 佐藤誠, 盧佑, 戸建住宅における空気式太陽熱集熱システムの性能向上に関する研究：その 2.シミュレーションによる性能改善効果, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.641-642, (2014-09)
- 2.79) 楠崇史, 宇田川光弘, 盧佑, 大場 康司, 成田有沙, 平柳 奏, 的場靖代, 既存戸建住宅のソーラー改修に向けての性能調査(選抜梗概, 環境建築システムの性能評価, 日本建築学会大会学術講演梗概集(選抜梗概), pp.957-960, (2011-08)
- 2.80) Hans Ludwig voncuba, Fritz Steimle, *Heat Pump Technology*, Butter Worths, London, (1981)
- 2.81) A. Chiasson, C. Yavuzturk, Assessment of the viability of hybrid geothermal heat pump systems with solar thermal collectors, *ASHRAE Trans.*, 109 (2), pp. 487-500, (2003)
- 2.82) V. Trillat-Berdal, B. Souyri, G. Fraisse, Experimental study of a ground-coupled heatpump combined with thermal solar collectors, *Energy and Buildings* 38, pp.1477-1484, (2006)
- 2.83) Aymeric Girard, Eulalia Jadraque Gago, Tariq Muneer, Gustavo Caceres, Higher ground source

- heat pump COP in a residential building through the use of solar thermal collectors, Renewable Energy 80, pp.26-39, (2015)
- 2.84) Elisabeth Kjellsson, Göran Hellström, Bengt Perers, Optimization of systems with the combination of ground-source heat pump and solar collectors in dwellings, Energy Vol. 35 No. 6, pp.2667-2673, (2010)
- 2.85) X.Q. Zhai, M. Qu, X. Yu, Y. Yang, R.Z. Wang, A review for the applications and integrated approaches of ground-coupled heat pump systems, Renewable Sustainable Energy Rev., 15, pp. 3133-3140, (2011)
- 2.86) 落藤澄、鈴木道哉、中村真人、太陽熱による垂直管方式の長期地中蓄熱の特性と暖房への応用に関する研究 I 研究の目的・方法および札幌の地温特性、管温度、空気調和・衛生工学会論文集、No. 27、pp.13-24、(1985)
- 2.87) 落藤澄、中村真人、鈴木道哉、太陽熱による垂直管方式の長期地中蓄熱の特性と暖房への応用に関する研究 II 垂直単管の実験と数値解析、空気調和・衛生工学会論文集、No. 27、pp.25-35、(1985)
- 2.88) 落藤澄、中村真人、後藤和幸、長野克則、松島潤治、太陽熱による垂直管方式の長期地中蓄熱の特性と暖房への応用に関する研究 III 自然熱回収および強制熱回収の実験、空気調和・衛生工学会論文集、No. 32、pp.45-55、(1986)
- 2.89) 長野克則、梅澤光、堀彰吾、中村真人、葛隆生、地中熱ヒートポンプ暖冷房・給湯システムを導入したパッシブローエネルギー住宅に関する研究その1 建物全体計画と概要、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、No. 2、pp.865-868、(2008)
- 2.90) 梅澤光、長野克則、葛隆生、堀彰吾、中村真人、地中熱ヒートポンプ暖冷房・給湯システムを導入したパッシブローエネルギー住宅に関する研究その2 地中熱ヒートポンプシステムの性能と室内温熱環境評価、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.869-872、(2008)
- 2.91) 梅澤光、長野克則、絹村剛士、中村真人、地中熱ヒートポンプ暖冷房・給湯システムを導入したパッシブローエネルギー住宅に関する研究その3 システム全体の年間実測結果と最適暖房運転方法の検討、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.153-156、(2009)
- 2.92) 絹村剛士、長野克則、梅澤光、中村真人、地中熱ヒートポンプ暖冷房・給湯システムを導入したパッシブローエネルギー住宅に関する研究その4 計算による低温床暖房システムの運転条件の検討、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.157-160、(2009)
- 2.93) 長野克則、ローエネルギー住宅のヒートポンプシステム、冷凍、Vol. 84, No. 984, pp.831-836、(2009)
- 2.94) 伊藤康之、長野克則、地中熱利用冷暖房給湯ヒートポンプユニットの開発、日本建築学会大会学術講演梗概集、環境工学IID-2、pp.901-902、(2011)
- 2.95) 桑原亮一、赤林伸一、坂口淳、本田美穂、有波裕貴、佐藤英樹、太陽熱・地中熱利用空調設備と太陽光発電が設置された建物の実測調査 その1 年間エネルギー消費量の実測結果、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.1213-1214、(2013)
- 2.96) 坂口淳、桑原亮一、赤林伸一、本田美穂、有波裕貴、佐藤英樹、太陽熱・地中熱利用空調設備と太陽光発電が設置された建物の実測調査 その2 太陽熱・地中熱利用空調設備のエネルギー消費量に関する実測結果、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.1215-1216、(2013)
- 2.97) 佐藤英樹、坂口淳、桑原亮一、赤林伸一、本田美穂、有波裕貴、太陽熱・地中熱利用空調設備と太陽光発電が設置された建物の実測調査 その3 太陽光発電、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.1215-1216、(2013)
- 2.98) 桑原亮一、佐藤英樹、西沢淳、太陽熱・地中熱利用空調設備と太陽光発電が設置された建物の実測調査 その4 潜熱顕熱分離型空調方式と年間エネルギー消費、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.1473-1474、(2014)
- 2.99) Yi Mana, Hongxing Yang, Jinggang Wang, Study on hybrid ground-coupled heat pump system for air-conditioning in hot-weather areas like Hong Kong, Applied Energy, Vol. 87, No. 9,



- pp.2826-2833, (2010)
- 2.100) Hoseyn Sayyadi, Mostafa Nejatollahi, Thermodynamic and thermoeconomic optimization of a cooling tower-assisted ground source heat pump, *Geothermics* 40, PP.221-232, (2011)
- 2.101) 葛隆生, 岡和田達, 長野克則, 中村靖, 少水量対応型地中熱ヒートポンプビルマルチシステムの開発: その6 冷却塔を併用した地中熱ヒートポンプシステムの性能予測ツールの開発, *空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集*, pp.1875-1878, (2010)
- 2.102) 岡和田達, 長野克則, 中村靖, 葛隆生, 少水量対応型地中熱ヒートポンプビルマルチシステムの開発: その7 冷却塔を併用した地中熱ヒートポンプシステムの設計・運用手法の検討, *空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集*, pp.1879-1882, (2010)
- 2.103) 相賀洋, 石野久弥, 三小田憲司, 富家貞男, ボアホール地中熱交換器を用いた地中地盤蓄熱システムの性能評価に関する研究, *日本建築学会計画系論文集*, No. 555, pp.77-84, (2002)
- 2.104) Live Holmedal Qvistgaard, Natasa Nord, Energy-economic optimization of heating system with solar collectors, Master of Energy and Environmental Engineering, Norwegian University of Science and Technology, Department of Energy and Process Engineering, (2014)
- 2.105) BINE Information Service, Energy research for application, Buildings & City, Residential buildings, Solar-assisted heat pumps, URL: <http://www.bine.info/en/topics/buildings-city/residential-buildings/publikation/elektrisch-angetriebene-waermepumpen/waermepumpen-plus-solar/>
- 2.106) 大岡龍三, 日野俊之, 三浦克弘, 小野勝男, 吉田吏志, 李栄玲, 浅井香里, 太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発(その1) コンセプトと実験システムの概要, *衛生工学会大会学術講演論文集*, pp.633-636, (2012)
- 2.107) 宮内啓輔, 大岡龍三, 日野俊之, 南有鎮, 自然エネルギー利用マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムの開発(その2) MMHP システムの省エネルギー性能評価のためのフィジビリティスタディ, *日本建築学会大会学術講演梗概集*, 環境工学IID-2, pp.1157-1158, (2009)
- 2.108) 宮内啓輔, 大岡龍三, 日野俊之, 南有鎮, 原田祐輔, 自然エネルギー利用マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムの開発(その4) MMHP システムの実大実験装置の構築, *日本建築学会大会学術講演梗概集*, 環境工学IID-2, pp.1459-1460, (2010)
- 2.109) 宮内啓輔, 大岡龍三, 日野俊之, 南有鎮, 原田祐輔, 自然エネルギー利用マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムの開発(その3) 数値解析を用いた MMHP システムの運転特性と地中熱交換コイルユニットの検討, *日本建築学会大会学術講演梗概集*, pp.1791-1794, (2009)
- 2.110) 原田祐輔, 佐藤春樹, 大岡龍三, 日野俊之, 南有鎮, 宮内啓輔, 自然エネルギー利用マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムの開発(その4) MMHP システムの実大実験装置の構築, *日本建築学会大会学術講演梗概集*, 環境工学IID-2, pp.1459-1460, (2010)
- 2.111) 宮内啓輔, 多様な熱源・熱利用を実現する高効率ヒートポンプシステムの開発, *東京大学大学院 工学系研究科 建築学専攻 平成21年度 修士論文*, (2010)
- 2.112) 浅井香里, 太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発, *東京大学大学院 工学系研究科 建築学専攻 平成23年度 修士論文*, (2012)
- 2.113) 兒玉和生, 多様な熱源を多目的に利用する水循環ヒートポンプシステムに関する研究, *東京大学大学院 工学系研究科 建築学専攻 平成25年度 修士論文*, (2013)
- 2.114) 関根賢太郎, 場所打ち杭を利用した地中熱空調システムに関する研究, *2006年度博士学位論文*, (2007)
- 2.115) 南有鎮, 地中熱・地下水利用空調システムにおける最適利用手法およびポテンシャル把握法に関する研究, *東京大学大学院 工学系研究科 建築学専攻 2009年度博士学位論文*, (2009)
- 2.116) 日野俊之, 環境熱源ヒートポンプの蓄熱システムの開発研究, *1997年度博士学位論文*, (1998)



## 第 3 章

### MMHP システムの概要

---

#### 3.1 システムコンセプト

#### 3.2 システム構成

#### 3.3 システム制御

##### 3.3.1 冷房放熱運転の制御概念

##### 3.3.2 暖房集熱運転の制御概念

##### 3.3.3 システムの運転制御方法

##### 3.4.3 システム制御のまとめ

#### 3.4 システム冷媒サイクル

##### 3.4.1 二段ヒートポンプの冷房の COP 試算方法と結果

##### 3.4.2 二段ヒートポンプの暖房の COP 試算方法と結果

##### 3.4.3 二段ヒートポンプの COP 試算結果のまとめ

#### 3.5 システムの可能性

##### 3.5.1 住宅への適用イメージとその可能性

##### 3.5.2 業務用ビルへの適用イメージとその可能性

#### 3.6 第 3 章のまとめ

#### 第 3 章の参考文献



## 第3章 MMHP システムの概要

### 3.1 システムコンセプト

建物は各種の環境で囲まれており、それを屋外環境、屋内環境、大地環境に大別することができる。本システムは、こうした環境にあまねく存在する多様な自然エネルギーを、ヒートポンプを介すことで、熱の需要と供給を合理的に整え、効率的な利用を実現するシステムである。

### 3.2 システム構成

本システムは、大きく3つの要素に分けられる。

- 1) 太陽空気熱源ヒートポンプ（詳細は第4章にて解説する）  
太陽エネルギー、赤外線放射、空気、風、雨などを利用する屋外機。
  - 2) 水熱源ヒートポンプ（詳細は第5章、第6章にて解説する）  
冷暖房や給湯、さらには冷蔵などの熱を供給する室内機。
  - 3) 地球熱交換器（詳細は第7章にて解説する）  
地中熱、および土壌を蓄熱媒体として大地を利用する高密度型地中熱コイル。
- 上記に記した要素技術を水ループで熱的ネットワークを結び構成される（図3.2.1-1）。

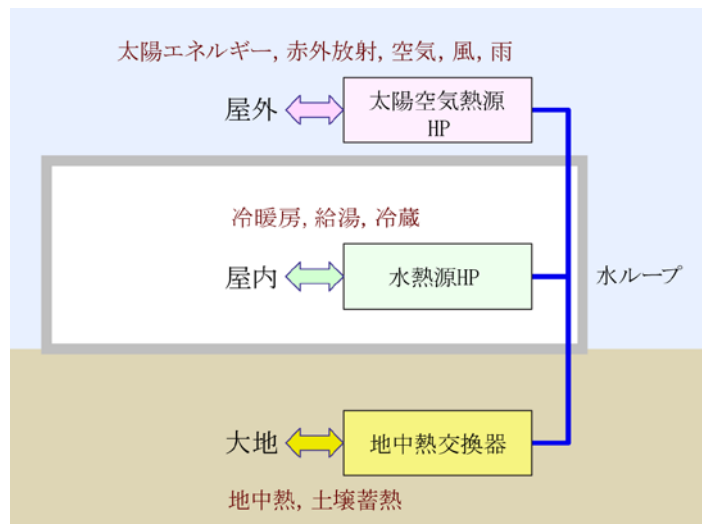


図 3.2.1-1 MMHP システムの基本構成<sup>3.1)</sup>

本システムを構成する冷媒サイクル機器は分散型とし、小型圧縮機を用いてインバータ制御する。水の循環は、熱搬送動力の削減を狙い、各機器専属の小型 DC ポンプを個別に発停・流量調整する。

第8章では、戸建て住宅に本システムを利用した際の最適設計（太陽空気熱源ヒートポンプ出力や地中熱交換器容量について）を検討している。（詳細は第8章にて解説する）

### 3.3 システム制御

本システムの水ループの循環水温度は、冷媒サイクルを有する温熱需要の暖房・給湯の水熱源ヒートポンプと、冷熱需要の冷房・冷蔵の水熱源ヒートポンプの両方を、高効率に運転することを目的として、「地中熱交換器による自然回復」と「太陽空気熱源ヒートポンプを利用した人工回復」によって、自然土壌温度（ほぼ年間平均気温に相当） $\pm 5\text{K}$ （例えば東京では $12\sim 22^{\circ}\text{C}$ 程度）を維持するように制御する。この温度域は地中温度に近いので、地中に蓄熱した熱が拡散して失われることなく、効率的に地中熱を利用できる。また、放射冷房、外調機、排気・排水による熱回収などの直接利用が可能な温度域である。一方、暖房・給湯の集熱源と冷房・冷蔵の放熱源に両用することは、水ループの中で温熱と冷熱の熱融通が行われる。すなわち機器の排熱を利用できることになる。

システムの制御概念として、3.3.1節にて冷房放熱運転、3.3.2節にて暖房採熱運転の制御について解説する。また、3.3.3節では、システム運転制御方法の詳細について解説する。

#### 3.3.1 冷房放熱運転の制御概念

本システムは地中熱利用の方法に特徴がある。従来の地中熱利用ヒートポンプシステムの冷房放熱運転における、土壌温度の模式的な変化を図3.3.1-1に示しながら解説する。従来システムは、冷房運転を行う際、屋内の熱、いわゆる冷房排熱を土壌へ棄てることにより、地中熱近傍の土壌温度が上昇していた。すると、周囲の土壌へ熱が流れ、温められた土壌をもとの土壌温度まで冷やそうとする。本研究ではこれを「自然回復」、ナチュラルリカバリー（NR）と呼んでいる。図3.3.1-1の上図に示すように、冷房運転停止時はこの自然回復により、冷房排熱によって暖められた土壌温度が低下している。しかし、限られた冷房運転停止時間では、温度が完全に回復できず、翌日は僅かに高い温度から冷房運転（土壌放熱）がスタートすることになる。これを繰り返すと、日数経過に伴い、土壌温度は徐々に上昇していく（3.3.1-1の下図）。この土壌温度の上昇により、水ループ循環水温

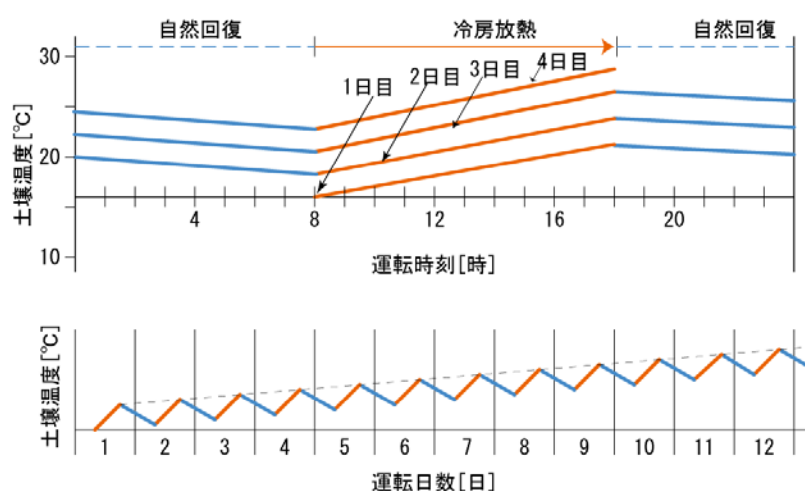


図 3.3.1-1 従来型 地中熱利用ヒートポンプシステムの冷房放熱運転<sup>3.2)</sup>

度と冷媒凝縮温度が上昇するため、ヒートポンプの圧縮機動力が増加し、COP の低下に繋がる。この傾向を緩和するため、従来の地中熱利用ヒートポンプシステムは、地中熱交換器の全長を増やし、且つボアホール間隔を数メートル以上離す必要がある。しなしながら、これは設置面積やコストの増加に繋がる問題となっている。

一方、図 3.3.1-2 に本システムにおける冷房放熱運転の土壤温度の模式的な変化を示す。本システムでは、自然回復に加え、人為的な冷却運転により土壤温度を回復させる。本研究では、この動作を「人工回復」、アクティブリカバリー (AR) と呼んでいる。これにより、翌朝の土壤温度は、もとの自然土壤温度近くまで回復するため (図 3.3.1-2 の上図)、日数経過に伴う土壤温度の上昇傾向は生じない (図 3.3.1-2 の下図)。これに伴い、本システムの水ループ循環水温度は常に安定して、低い温度を保つことができるため、従来システムのような COP の低下も生じない。人工回復の際に、土壤温度を自然土壤温度より低くすることで、冷房の COP を上昇させることは可能だが、これは大地を冷やすことになり、周辺土壤に冷熱が逃げていく。従って、周辺土壤温度を下回らないような運転制御を行い、周囲土壤からの熱流入を防ぐ必要がある。人工回復の冷却手段に、第 4 章にて後述する太陽空気熱源ヒートポンプを夜間に冷却 (放熱) 運転することで、昼間より温度の低い空気熱への放熱と地球放射 (赤外線放射) を併用した高効率な運転だけでなく、安価な深夜料金の利用や電力ピークシフトの貢献が可能となる。

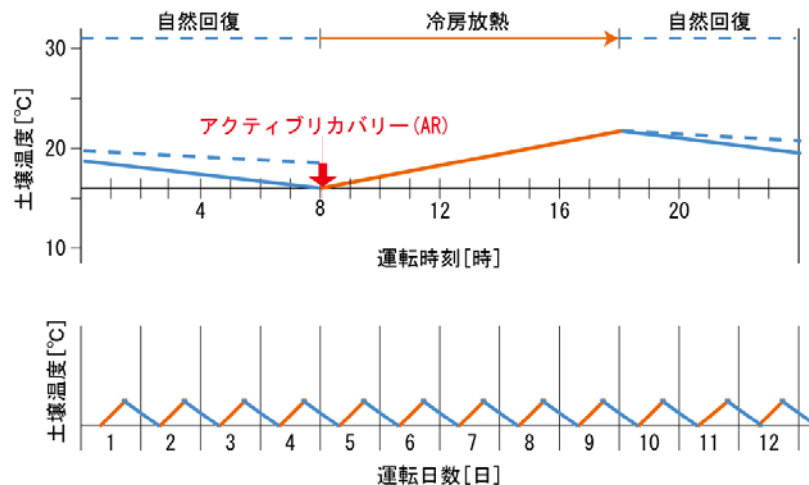


図 3.3.1-2 MMHP システムの冷房放熱運転<sup>3.2)</sup>

### 3.3.2 暖房採熱運転の制御概念

従来の地中熱利用ヒートポンプシステムの暖房採熱運転における、土壤温度の模式的な変化を図 3.3.2-1 に示す。従来システムは、暖房運転を行う際、土壤から熱を吸収するため、地中熱近傍の土壤温度が低下し、その周辺土壤から熱が流入していた。すると、周囲の土壤は、冷えた土壤をもとの土壤状態にしようと温める (この場合も「自然回復」と呼ぶ)。図 3.3.2-1 の上図に示すように、暖房運転停止時はこの自然回復により、暖房採熱に

よって冷えた土壌温度が上昇している。しかし、限られた暖房運転停止時間では、温度が完全に回復できず、翌日は僅かに低い温度から暖房運転（土壌採熱）がスタートすることになる。これを繰り返すと、日数経過に伴い、土壌温度は徐々に低下していく（図 3.3.2-1 の下図）。この土壌温度の低下により、水ループ循環水温度と冷媒蒸発温度が低下するため、ヒートポンプの圧縮機動力が増加し、COP の低下に繋がる。この傾向を緩和するために、冷房放熱時と同様に、地中熱交換器の全長増と、ボアホール間隔を数メートル以上離すが、それでも長時間の採熱を行うと、ヒートポンプの蒸発部分で循環水が凍結を起こす恐れがあるため、一般的に不凍液を用いている。不凍液の使用は、水と比べると、採熱管内部の熱伝導率を下げ、高い粘性により循環ポンプの動力を増やし、漏洩による土壌汚染の懸念も残る上に、メンテナンス性も悪く、改修時には産業廃棄物として処理しなければならない。

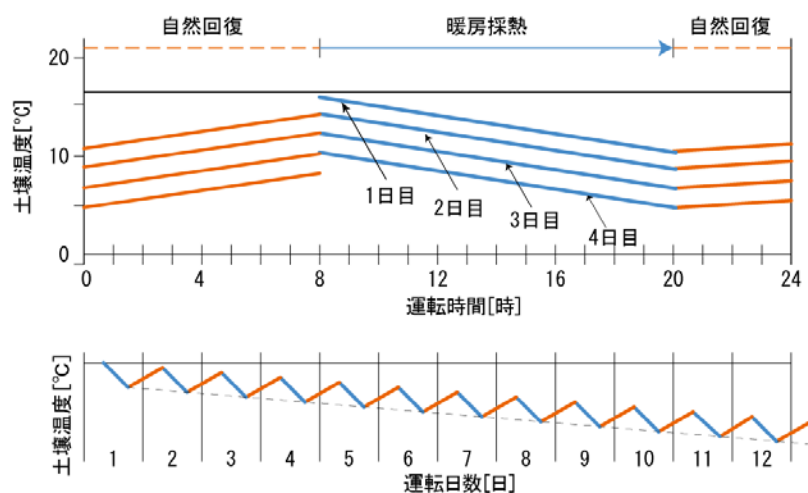
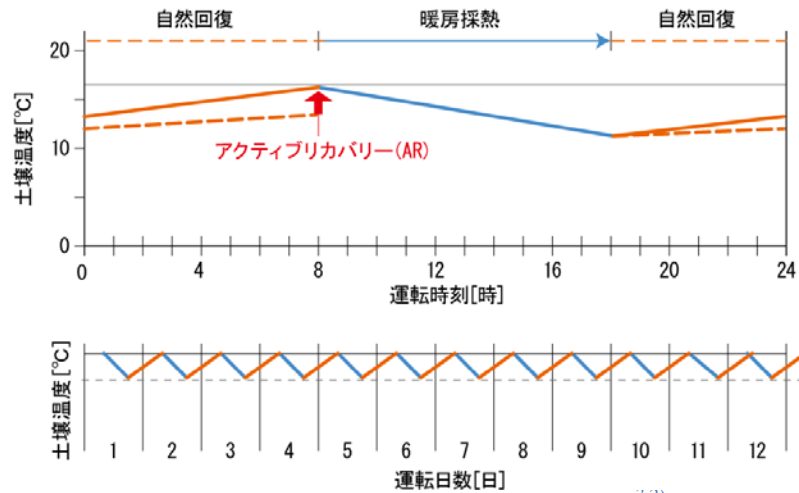


図 3.3.2-1 従来型 地中熱利用ヒートポンプシステムの暖房採熱運転<sup>3.2)</sup>

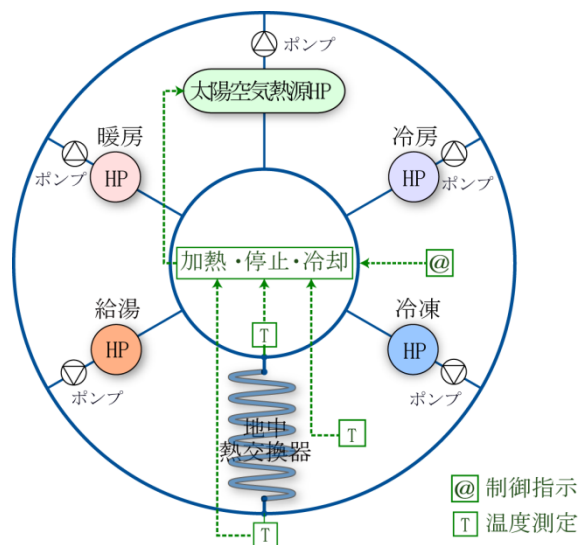
一方、図 3.3.2-2 に本システムにおける暖房採熱運転の土壌温度の模式的な変化を示す。本システムでは、自然回復に加え、人為的な加熱運転により土壌温度を回復させる（この場合も「人工回復」と呼ぶ）。これにより、翌朝の土壌温度は、もとの自然土壌温度近くまで回復するため（図 3.3.2-2 の上図）、日数経過に伴う土壌温度の低下傾向は生じない（図 3.3.2-2 の下図）。これに伴い、本システムの水ループ循環水温度は常に安定して、高い温度を保つことができるため、従来システムのような COP の低下も生じず、不凍液を利用する必要もない。人工回復の際に、土壌温度を自然土壌温度より高くすることで、暖房や給湯の COP を上げることは可能であるが、これは大地を温めることになり、周辺土壌に熱が逃げていく。従って、周辺土壌温度を上回らないような運転制御を行い、周囲土壌への熱流出を防ぐ必要がある。人工回復の加熱手段には、太陽空気熱源ヒートポンプを用いる。その運転方法として、昼間に加熱運転を行う場合、太陽エネルギーと空気熱からの採熱を併用した高効率な運転方法が考えられる。また、夜間に運転を行うことで深夜の安価な電力を利用する運転方法も考えられる。



図 3.3.2-2 MMHP システムの暖房採熱運転<sup>3.2)</sup>

### 3.3.3 システムの運転制御方法

本システムの制御の概念を図 3.3.3-1 に示す。屋内機の水熱源ヒートポンプ（各熱需要機器）は利用者が自由に運転を行なう。その際の水ループ循環水温度と自然土壌温度の差温で屋外機の太陽空気熱源ヒートポンプを発停させ（人工回復）、水ループの循環水温度を自然土壌温度近くに制御する。

図 3.3.3-1 MMHP システムの制御概念図<sup>3.3)</sup>

例えば、温熱需要（暖房，給湯）が多く自然再生の範囲を超える場合は，太陽空気熱源ヒートポンプを加熱運転で起動し，地中コイル周囲の土壌温度が，自然土壌温度まで上がったと考えられる水ループの循環水温度（例えば東京では，循環水の地中熱交換器の出口温度が 17℃を設計上の温度とする）になった時点で停止する。

逆に，冷熱需要（冷房，冷蔵）が多く自然再生の範囲を超える場合は，太陽空気熱源ヒ

ートポンプを冷却運転で起動し、地中コイル周囲の土壤温度が自然土壤温度まで下がったと考えられる水ループの循環水温度（地中熱交換器の出口温度）になった時点で停止する。

熱需要が少ない場合や、温熱需要と冷熱需要が同程度に発生して相互に排熱利用できる場合は、地中熱のみで賄えるため、太陽空気熱源ヒートポンプは運転しない。

ここに記した制御方法は暫定案であるため、本論文の第8章において、各要素機器の運転特性を組み込んだ全体シミュレーションによって、制御方法の妥当性を検証している。また、将来的には、スマートグッド対応や動的制御、予測制御などを組み込むことで、更なる運転効率や経済性の向上が期待できる。

#### 3.3.4 システム制御のまとめ<sup>3.6)</sup>

3.4.1節～3.4.3節に示した通り、本システムの地中熱利用は、日サイクルで地温を回復させる。そのため、土壤温度の変化を最小限に抑制することが可能となる。また、従来の地中熱利用を年サイクル（季節間蓄熱）と見なすと、本システムが熱に要する土壤の量は、理屈上 1/365 となるため、従来に比べると、高密度な地中熱交換器の設置が可能となる。これにより、地中熱交換器の設置スペースや、掘削などの工事費を削減することが可能と考えられる。本研究では、本システムを住宅に導入した際に、土壤温度の変化を抑制できていることを、シミュレーションにて確認することも、ひとつの目的としている（確認結果は第8章に記載）。

これらより、季節間蓄熱に対する日サイクルの蓄熱の利点は、常に高効率が保てる点だけでなく、地中熱システムのコンパクト化や、冷温熱バランスの悪い建物への利用など、地中熱システムの建物の適用範囲が広がる利点がある。

### 3.4 システムの冷媒サイクル

本システムのヒートポンプの冷媒サイクルは、屋外機の太陽空気熱源ヒートポンプの冷媒サイクルと、室内機の水熱源ヒートポンプ（熱利用機器）の冷媒サイクルが、水ループの循環水を介して熱交換するため、二段階のヒートポンプサイクルから構成される。

これは、地中熱交換器の蓄熱を利用することで、自然エネルギーの供給と、建物内の需要の時間的な不整合を解消するものである。このことにより、太陽空気熱源ヒートポンプを自然エネルギーが取得しやすい時間帯に効率良く運転することで、一般的な空気を熱源とする単段ヒートポンプより、冷房では冷媒凝縮温度を下げ、暖房では冷媒蒸発温度を上げ、システムトータルの電力消費を小さくすることを狙っている（図 3.4-1、図 3.4-2）<sup>3.4)</sup>。

ここでは、本システムの二段ヒートポンプと、一般的な空気熱源ヒートポンプの単段ヒートポンプを、特定条件において理論効率から検証した COP 試算内容を示す。試算方法は日野らが実施した方法を参考とした<sup>3.5)</sup>。3.4.1節にて冷房の試算方法と結果を、3.4.2節にて暖房の試算方法と結果を示し、3.4.3節にて結果のまとめを示す。

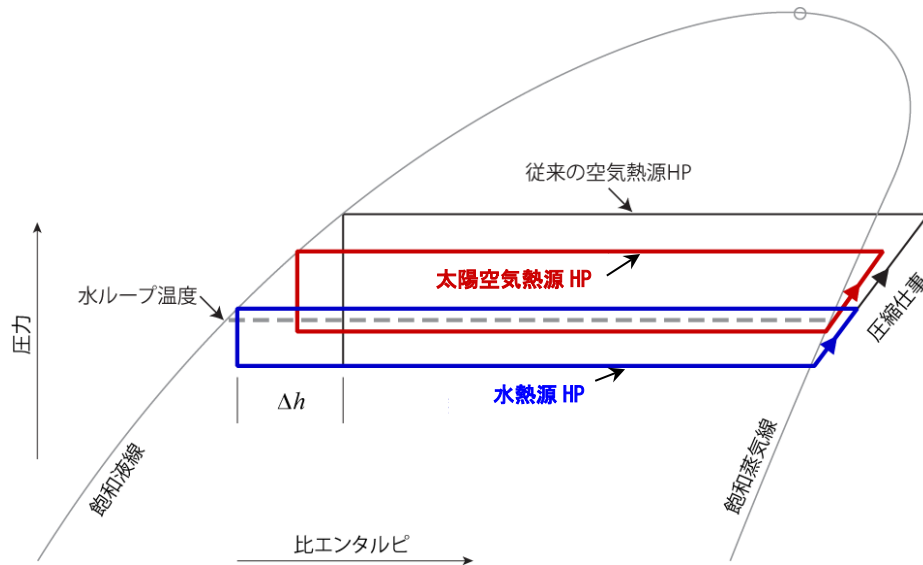
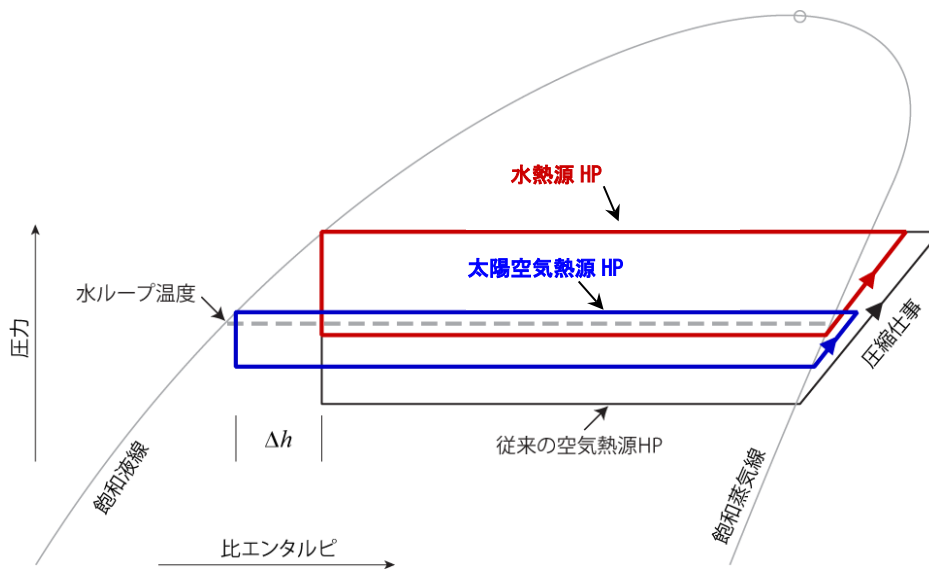
図 3.4-1 冷房運転時の圧力・エンタルピー線図<sup>3.4)</sup>

図 3.4-2 暖房運転時の圧力・エンタルピー線図

### 3.4.1 二段ヒートポンプの冷房の COP 試算方法と結果<sup>3.6)</sup>

冷房における試算結果を示すため、運転条件と試算方法を下記に示す。冷房の冷却能力は 5 kW と設定した。単段ヒートポンプの場合、一例として、冷媒蒸発温度は除湿を考慮して 8 °C とし、凝縮温度は昼間の高い外気温度 35 °C を考慮して 45 °C と想定した。一方、本システムの二段ヒートポンプの場合、水熱源空調ヒートポンプの冷媒蒸発温度は単段ヒートポンプと同様に 8 °C とし、凝縮温度は夏期の水ループ循環水の平均的な温度である 20 °C を考慮して 23 °C とした。また、太陽空気熱源ヒートポンプの冷媒蒸発温度は水ループ循環

水温度 20 °C を考慮して 17 °C とし、凝縮温度は蓄熱を利用することで夜間に運転することが可能なため、夜間の低い外気温 25 °C を考慮して 35 °C と設定した。これらの条件（冷媒蒸発温度・凝縮温度）の蒸発器出口（＝圧縮機吸込）冷媒の比エンタルピー、等エントロピー圧縮による仮想的な吐出冷媒の比エンタルピー、凝縮器出口冷媒の比エンタルピー、蒸発器入口冷媒の比エンタルピーを、圧縮機効率で割り返すことで圧縮機吐出冷媒の比エンタルピーを計算し、圧縮機動力と COP を算出した。算出式を式 (3.4.1-1) ～ (3.4.1-5) に示す。なお、冷媒の熱力学物性値は日本冷凍空調学会の冷媒プログラムソフト (R410A)<sup>3.7)</sup> を利用し、凝縮器出口の過冷却度・蒸発器出口の過熱度は 0 K と想定した。

$$h_4 = h_3 \quad \dots\dots (3.4.1-1)$$

$$Q_c = m(h_1 - h_4) \quad \dots\dots (3.4.1-2)$$

$$h_2 - h_1 = (h_{2s1} - h_1) / \eta \quad \dots\dots (3.4.1-3)$$

$$P_c = m(h_2 - h_1) \quad \dots\dots (3.4.1-4)$$

$$\text{COP} = Q_c / P_c \quad \dots\dots (3.4.1-5)$$

$h_1$	: 蒸発器出口（＝圧縮機吸込）冷媒の比エンタルピー	[kJ/kg]
$h_2$	: 圧縮機吐出（＝凝縮器入口）冷媒の比エンタルピー	[kJ/kg]
$h_{2s1}$	: 等エントロピー圧縮による仮想的な吐出冷媒の比エンタルピー	[kJ/kg]
$h_3$	: 凝縮器出口冷媒の比エンタルピー	[kJ/kg]
$h_4$	: 蒸発器入口冷媒の比エンタルピー	[kJ/kg]
$Q_c$	: 冷却能力（ここでは 5kW とする）	[kW]
$m$	: 冷媒循環量	[kg/s]
$\eta$	: 圧縮機効率（ここでは、日野らが実機にて確認した値 0.60 を使用） <sup>3.8)</sup>	[-]
$P_c$	: 圧縮機仕事	[kW]
COP	: 各ヒートポンプの COP	[-]

表 3.4.1-1 に冷房における試算結果を示す。表 3.4.1-1 から、二段ヒートポンプの合計 COP 4.5 は単段ヒートポンプの COP 3.4 より約 33 % 高い試算結果となった。これは夜間の外気温度が低いときに放熱する効果が大きい。また、昼間の冷房運転時の圧縮動力を比較すると、単段ヒートポンプ 1.48 kW に比べ二段ヒートポンプの水熱源空調ヒートポンプは 0.50 kW と消費電力が約 1/3 に減少する。これは電力消費ピーク問題の対策になり得ることを示す。なお、実機レベルの比較には補助類の動力、例えば、単段ヒートポンプの屋外機ファンや二段ヒートポンプの水ポンプなども加えるべきであるが、相対的な評価は変わらないものとする。

表 3.4.1-1 冷房における COP 試算条件と結果（単段 HP と二段 HP の比較）

項目	単段 HP	二段 HP
冷却能力[kW]	5	5
冷媒蒸発温度[°C]	8	水熱源空調 HP : 8 太陽空気熱源 HP : 17
冷媒凝縮温度[°C]	45	水熱源空調 HP : 23 太陽空気熱源 HP : 35
圧縮動力[kW]	1.48	水熱源空調 HP : 0.50 太陽空気熱源 HP : 0.61 二段合計 : 1.11
COP (－)	3.4	水熱源空調 HP : 10.0 太陽空気熱源 HP : 8.2 二段合計 : 4.5

### 3.4.2 二段ヒートポンプの暖房の COP 試算方法と結果<sup>3.6)</sup>

暖房における試算結果を示すため、運転条件を下記に示す。暖房の加熱能力は 5 kW と設定した。単段ヒートポンプの場合、一例として、冷媒凝縮温度は 45 °C とし、蒸発温度は夜間の低い外気温度 5 °C を考慮して -2 °C と想定した。一方、本システムの二段ヒートポンプの場合、水熱源空調ヒートポンプの冷媒凝縮温度は単段ヒートポンプと同様に 45 °C とし、蒸発温度は冬期の水ループ循環水の平均的な温度である 14 °C を考慮して 11 °C とした。また、太陽空気熱源ヒートポンプの冷媒凝縮温度は水ループ温度 14 °C を考慮して 17 °C とし、蒸発温度は、蓄熱を利用することで昼間に運転することが可能なため、昼間の高い外気温 15 °C と太陽熱集熱を考慮して 10 °C と設定した。これらの条件から冷房と同様の方法で試算を行なった。表 3.4.2-1 に暖房における試算結果を示す。表 3.4.2-1 から、二段ヒートポンプの合計 COP 4.0 は単段ヒートポンプの COP 3.5 より約 10 % 高い試算結果となった。これは昼間の外気温度が高いことと、太陽熱を利用している効果が大きい。また、一般的な空気を熱源とする単段ヒートポンプは、デフロスト運転によって性能が 15 % 程度低下すると言われているが、本二段ヒートポンプは、これまでの実験でデフロスト運転を必要としないことを確認している<sup>3.9)</sup>。従って、上記試算より更に大きな性能の向上が期待できる。

表 3.4.2-1 暖房における COP 試算条件と結果（単段 HP と二段 HP の比較）

項目	単段 HP	二段 HP
加熱能力[kW]	5	5
冷媒蒸発温度[°C]	-2	水熱源空調 HP : 11 太陽空気熱源 HP : 10
冷媒凝縮温度[°C]	45	水熱源空調 HP : 45 太陽空気熱源 HP : 17
圧縮動力[kW]	1.42	水熱源空調 HP : 1.05 太陽空気熱源 HP : 0.21 二段合計 : 1.26
COP (－)	3.5	水熱源空調 HP : 4.8 太陽空気熱源 HP : 23.5 二段合計 : 4.0

### 3.4.3 二段ヒートポンプの COP 試算結果のまとめ <sup>3.6)</sup>

3.4.1 節, 3.4.2 節に示した通り, 太陽空気熱源ヒートポンプを自然エネルギーが取得しやすい時間帯に運転した二段ヒートポンプは, 単段ヒートポンプに比べ, 冷房 COP で約 33%, 暖房 COP (単段ヒートポンプのデフロスト考慮なし) で約 10 % の向上が可能性であると試算された。また, 夏の昼間の電力消費は約 1/3 となり, 電力消費ピーク問題の対策となりうる可能性を有していることを示した。

## 3.5 蓄熱の考え方

一般的な考え方として, 冷熱・温熱を貯めるタンクを利用した二管式のシステムがある。この場合, 設備が増えるだけでなく, 放熱ロスが発生や不凍液の利用が必要となる。また, 技術的な面においては, あまりにも有利な熱源温度 (高温・低温) がヒートポンプに入ると, 圧縮機の故障に繋がる恐れがある。この故障に対応したヒートポンプは存在するが, その熱源の優位性を活かすことが出来ない設備となる。

本システムの蓄熱の考え方は, 地中蓄熱にて自然土壌温度 17°C を基本として, 蓄熱する。熱の利用を考えると, 必要な時に必要なだけ 17°C に蓄熱するため, 蓄熱する際には, 地中から冷熱・温熱を得ることになり, ほとんど放熱ロスがない。また, 冷熱・温熱をひとつの地中に蓄熱するため, 冷温熱需要が同時に発生する際は排熱利用が行える。

### 3.6 システムの可能性

本システムは、複数の自然エネルギーを利用しているため、一般的な空気熱利用ヒートポンプシステムに比べると、各機器の性能が外気温に影響されにくい。また、着霜による性能低下がほとんど見られずデフロスト運転の必要が無いため、寒冷地での高効率な利用も可能と考えられる（第4章にて解説）。さらに、土壌温度を1日サイクルで回復するため、常に安定した温度の熱源をヒートポンプ機器に供給でき、冷温熱需要のバランスが取れない建物においても利用可能で、且つ、高密度型地中熱交換器を用いることで、設置スペースや掘削コストの削減の可能性が考えられる。これにより、駐車場などを利用した既存建物の地中熱利用の道を切り拓くことが期待できる。また、自然エネルギーが取得しやすい時間帯に運転した二段ヒートポンプは、単段ヒートポンプと比較し、消費電力の削減が期待できるだけでなく、電力消費ピーク問題の対策となりうる可能性を有している。ここでは、3.5.1節にて住宅への適用イメージとその可能性、3.5.2節にて業務用ビルへの適用イメージとその可能性について示す。

#### 3.6.1 住宅への適用イメージとその可能性<sup>3.2)</sup>

本システムを住宅へ適用した場合のイメージを図3.5.1-1に示す。住宅では、暖房だけでなく、給湯によるエネルギー消費比率が高いため、太陽熱が有効に利用できる。本システムのPV併用の太陽空気熱源ヒートポンプを利用すると、屋根面積を有効に活用でき、美観を損なう室外機を建物内に隠すことが可能となる。冷房では、放射冷却を利用した高効率化のみならず、水ループ方式による再熱機能を活かした健康的な除湿空調の展開が可能で、暖房も同様に温風のみならず、輻射暖房などへの技術展開が可能となる。給湯は、水

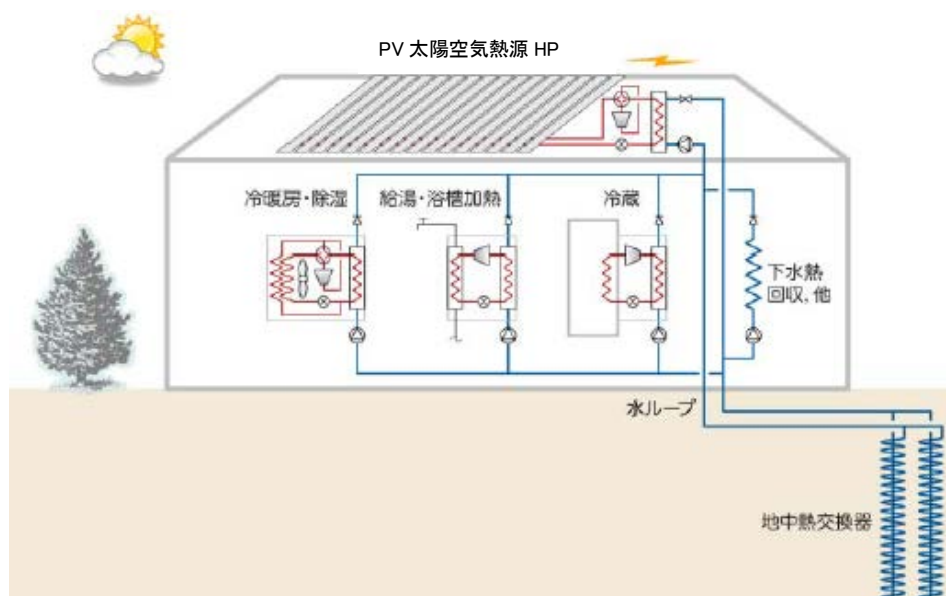


図 3.5.1-1 住宅への適用イメージ（赤線は冷媒配管，青線は水配管を示す）



熱源の特性を利用した瞬間式給湯や浴槽加熱などの技術展開も可能となる。また、給湯需要と冷房需要が重なる夏期は、冷房の排熱を給湯に、給湯の排冷熱を冷房に利用できるため、互いに高効率な運転が可能となる。冷凍冷蔵庫の冷凍機を水冷化すれば、放熱性能が高め、電力消費量を削減できるだけでなく、その排熱は給湯に利用できる。寒冷地では、下水排水からの熱回収も考えられる。地中熱交換器は高密度型を利用できるため、駐車場の埋設可能となり、屋根面積の有効利用と合わせることで、狭小住宅のような太陽光発電量が小さくなる、ゼロエネルギー住宅（ZEH）が難しい建物においても、大きな省エネ性により、それを可能にできるシステムと考えている。

### 3.6.2 業務用ビルへの適用イメージとその可能性<sup>3.2)</sup>

本システムを業務用ビルへ適用したイメージを図 3.5.2-1 に示す。地中熱交換器の高密度化は、敷設面積を小さくできるため、多階層の空調負荷を賄うことが可能となる。

事務所ビル等では、一般に昼間の冷房負荷が大きい。そのため、太陽空気熱源ヒートポンプを夜間に冷却（放熱）運転することで、電力消費のピークシフトが可能となる。また、太陽空気熱源ヒートポンプのパネルに散水することで、放熱能力を強化し、冷房の大幅な省エネルギー化を達成できるエバコン技術が有望と考えている。また、冬期、ペリメーターゾーンの暖房、インテリアゾーンの冷房が同時に発生する場合、冷房排熱を暖房に利用することができる。更に、午前中は暖房で、午後からは冷房が必要になる場合もあり、こうした時間が一致しない排熱利用には、本システムの土壤蓄熱機能が活用できる。

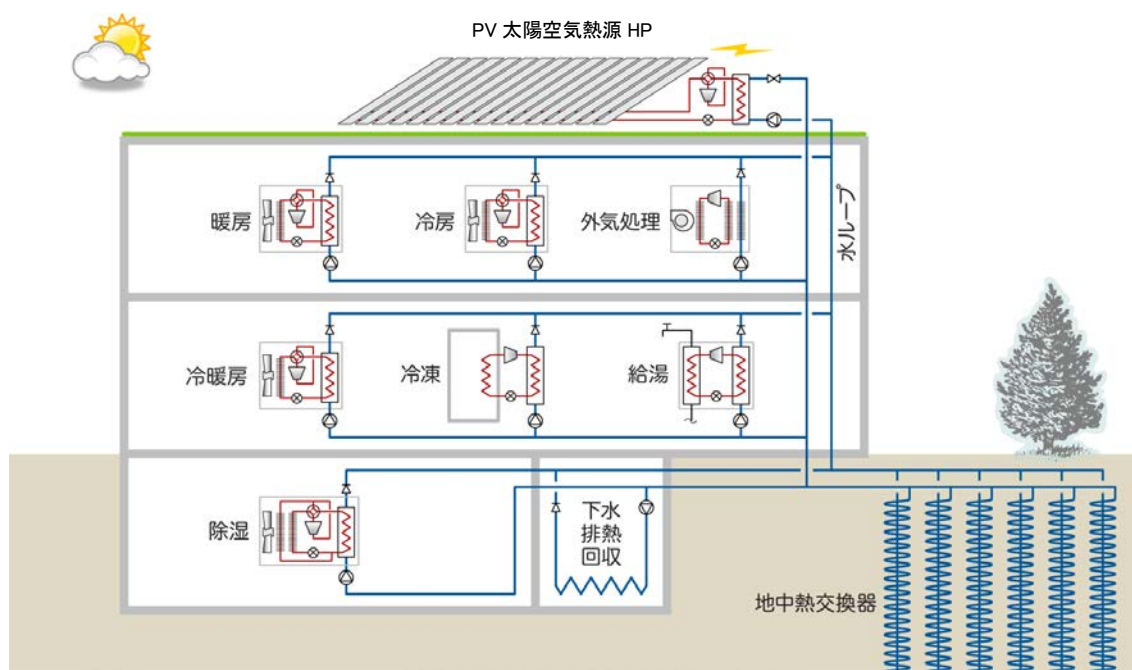


図 3.5.2-1 業務用ビルへの適用イメージ（赤線は冷媒配管、青線は水配管を示す）



雑居ビル等では、1階にコンビニ等の冷凍ショーケースの排熱がある場合、この排熱を2階以上にある集合住宅の暖房や給湯に利用することができる。こうした共用熱源では、その部分のエネルギー費の課金の問題（精度の高い熱量計が必要となり、イニシャルコストが高くなる問題）があるが、本システムの共用部分となる、太陽空気熱源ヒートポンプと水ループ、地中熱交換器の中で、電力を消費する部分は太陽空気熱源ヒートポンプのみで、その部分は太陽光発電によって電力消費を賄うため、入居者が共有設備の課金を考える必要はない。また、太陽光発電の売電で余剰金が生じる場合は、それをシステムのメンテナンスや将来の拡張に利用すれば、この問題は生じないと考えている。入居者は、自分が利用した冷暖房、給湯、冷凍などの電力料金を支払えばよい。

### 3.7 第3章のまとめ

本章では、開発している本システムの概要について述べた。特に、システム構成や制御方法の詳細を、従来の地中熱利用ヒートポンプシステムと比較しながら述べることで、本システムの全体的な特徴について言及した。また、冷凍サイクルから本システムと、普及の進んでいる従来の空気熱利用ヒートポンプシステムとの比較を行い、その違いを述べ、従来システムより省エネルギー性が高いことを示した。さらに、本システムの住宅および業務用ビルへの適用イメージとその可能性について解説した。

### 第3章 参考文献

- 3.1) 吉田吏志, 大岡龍三, 日野俊之, 兒玉和生, マルチソース・マルチユース・ヒートポンプシステムに関する技術開発 (第1報) 水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの開発と性能検証, 空気調和・衛生工学会論文集(No.208), pp11-20, (2012-03)
- 3.2) 東京大学, 太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発, 平成23年度地球温暖化対策技術開発委託事業委託業務, (2012-03)
- 3.3) 大岡龍三, 日野俊之, 三浦克弘, 小野勝男, 吉田吏志, 李英玲, 浅井香里, 太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発 (その1) コンセプトと実験システムの概要, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.633-636, (2012)
- 3.4) 日野俊之, 大岡龍三, 南有鎮, 宮内啓輔, 自然エネルギー利用マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムの開発 (その1) 基本コンセプト, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1155-1156, (2009)
- 3.5) 日野俊之, 大岡龍三, 夜間放熱と土壌蓄熱を利用する冷房システムの検証, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.49~522, (2014)
- 3.6) 吉田吏志, 大岡龍三, 日野俊之, マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムに関する技術開発 (第3報) 太陽空気熱源ヒートポンプの試作機における運転特性の確認と性能検証, 空気調和・衛生工学会論文集 (No.217), pp.9~18, (2015-04)
- 3.7) 日本冷凍空調学会, 冷媒サイクル計算プログラムソフト Ver.2, (2006)  
[URL : http://www.jsrae.or.jp/books/saikuru2/saikuru2.html](http://www.jsrae.or.jp/books/saikuru2/saikuru2.html)
- 3.8) 日野俊之・大岡龍三・三浦克弘・小野勝男・吉田吏志・李英玲・浅井香里: 太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発 (その2) ソルエアヒートポンプ空調の集熱運転特性, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2012-09), pp.637~640
- 3.9) T.Hino : PERFORMANCE EVALUATION OF AN AMBIENT ENERGY HEAT PUMP SYSTEM, ASHRAE, The American Society of Refrigeration and Air Conditioning Engineers, ASHRAE Transactions, Vol.101, pp386-393, (1995)
- 3.10) 宮内啓輔, 多様な熱源・熱利用を実現する高効率ヒートポンプシステムの開発, 東京大学大学院 工学系研究科 建築学専攻 平成21年度 修士論文, (2010)
- 3.11) 浅井香里, 太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発, 東京大学大学院 工学系研究科 建築学専攻 平成23年度 修士論文, (2012)
- 3.12) 兒玉和生, 多様な熱源を多目的に利用する水循環ヒートポンプシステムに関する研究, 東京大学大学院 工学系研究科 建築学専攻 平成25年度 修士論文, (2013)

## 第 4 章

### 太陽空気熱源ヒートポンプの開発研究と性能検証

---

#### 4.1 太陽空気熱源ヒートポンプの概要

##### 4.1.1 開発経緯

##### 4.1.2 第 4 章の目的

##### 4.1.3 試作機の仕様

#### 4.2 実験方法

##### 4.2.1 実験の概要

##### 4.2.2 実験施設の概要

##### 4.2.3 加熱（集熱）運転の実験方法と制御方法

##### 4.2.4 冷却（放熱）運転の実験方法と制御方法

##### 4.2.5 測定項目と測定設備

##### 4.2.6 評価方法

#### 4.3 実験結果と考察

##### 4.3.1 加熱（集熱）運転の運転状態

##### 4.3.2 加熱（集熱）運転の実験結果まとめ

##### 4.3.3 冷却（放熱）運転の運転状態

##### 4.3.4 冷却（放熱）運転の実験結果まとめ

#### 4.4 性能曲線のモデル化

##### 4.4.1 目的

##### 4.4.2 性能曲線のモデル化方法

##### 4.4.3 近似多項式の作成歩法：冷却運転（周波数 20 Hz）

##### 4.4.4 太陽空気熱源ヒートポンプのモデル式と近似精度の検証

#### 4.5 第 4 章のまとめ

#### 第 4 章の参考文献



第4章 太陽空気熱源ヒートポンプの開発研究と性能検証<sup>4.1)</sup>

## 4.1 太陽空気熱源ヒートポンプの概要

## 4.1.1 開発経緯

MMHP システムは、居住者の求める冷熱・温熱の両需要に対応するため、熱利用ヒートポンプ機器（冷房・空調・給湯・冷蔵など）の熱源となる水ループ循環水温度の加熱と冷却を効率よく、且つ何時でも制御できる屋外集放熱器が必要となる。本システムに用いる屋外集放熱器は、集熱用の太陽熱温水パネルや放熱用の冷却塔などの単機能機器の組み合わせでも可能であるが、中長期的な視点から、本システムの経済性や省エネルギー性を一層高めるには、1970年代から日野らが独自技術として研究している太陽空気熱源について、新しくモジュール化したヒートポンプを用いることが合理的と考えた<sup>4.2~4.8)</sup>。本研究にて用いた太陽空気熱源ヒートポンプ試作機の写真を図4.1.1-1に、示す。



図 4.1.1-1 太陽空気熱源ヒートポンプ試作機の写真

(左上：パネル表面，右上：パネル裏面，左下：冷媒ユニット内部，右下：冷媒ユニット制御基板)

太陽空気熱源ヒートポンプの加熱運転は、パネルで冷媒を蒸発させて、パネル温度を外気温より下げ（図 4.1.1-2 の左図）、太陽熱と空気熱から集熱する。日射の得られる時は太陽空気熱源ヒートポンプとして機能し、日射の得られない時間帯（曇天時や夜間）は空気熱源ヒートポンプとして機能するため、何時でも水ループ循環水の加熱が可能となる。太陽熱利用による冷媒集熱は、パネル内が気液二層流になるため複数パネルへの均一な分配が難しく、さらに圧縮機へ潤滑油を戻しつつ液バックを防ぐ冷媒回路など、技術のハードルは高い。しかしながら、水集熱の方式では問題となる凍結や、金属の腐食を生ぜず、さらに熱交換過程がシンプルで運転効率を高くできるなどの利点を有しており、研究が進められている（2.2.3 節の直膨形集熱器参照）。特に、降雪時においても、デフロスト運転が必要のないことが確認されていることは<sup>4.9-4.10)</sup>、大きな省エネルギー性に繋がると考える。

太陽空気熱源ヒートポンプの冷却運転では、パネルを冷媒凝縮器に切り替え、パネル温度を外気温より上げ（図 4.1.1-2 の右図）、夜間に大気放射と空気熱を利用した放熱をする。1981 年には、ビル規模の氷蓄熱システムを実用化した例もあり<sup>4.11)</sup>、その効果などが検証されている。また、風は対流による放熱性能を向上し、雨が降れば水の蒸発潜熱を利用できるため、自然エネルギーの利用で、放熱能力が大幅に向上することが確認されている<sup>4.12)</sup>。

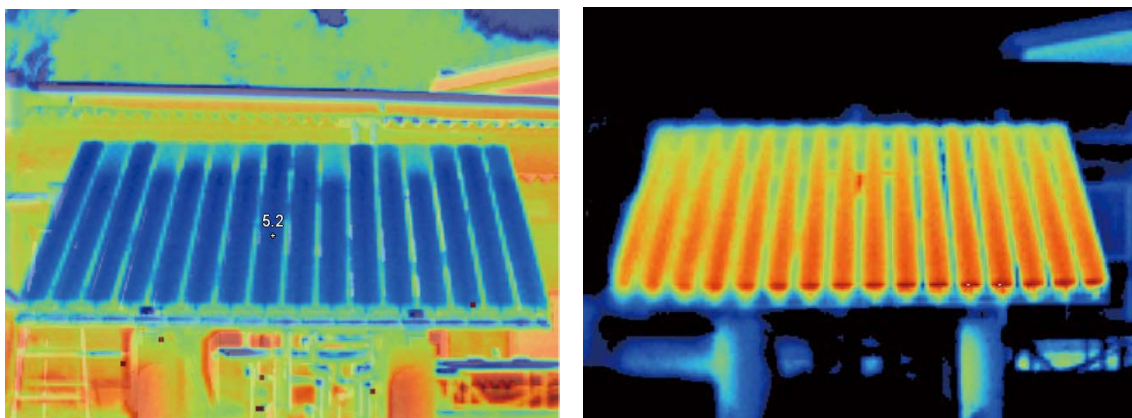


図 4.1.1-2 太陽空気熱源ヒートポンプ試作機正面の赤外線写真

（左図：加熱運転の集熱時，右図：冷却運転の放熱時）

### 4.1.2 第4章の目的

図 4.1.1-1 に示した本試作機は、MMHP システムの要素機器として、モジュール化した太陽空気熱源ヒートポンプを開発したものであり、これまで、外部環境を含めて運転特性を明らかにしてきた<sup>4.12-4.14)</sup>。しかしながら、圧縮機の制御についての報告はなく、適正な制御方法は検討されていない。そこで、本報では圧縮機回転数の周波数別に性能を検証し、今までの制御方法より高効率となる運転制御方法を検討することを目的とした。また、機器に改良の余地は残るが、現状試作機の実測データをもとに多変量解析を行ない、シミュレーションに必要な性能曲線のモデル化を行った。その解析方法とモデル式も同時に示す。



### 4.1.3 試作機の仕様

太陽空気熱源ヒートポンプ試作機の仕様を表 4.1.3-1 に、モジュール外形図を図 4.1.3-1 に、モジュール構成と冷媒経路図を図 4.1.3-2 に、パネル断面図を図 4.1.3-3 に示す。

太陽空気熱源ヒートポンプ試作機のモジュールは、パネルと機器を含む冷媒回路を完結したユニットとして工場生産し、施工現場では複数モジュールを水ループに接続することによって必要な規模のシステムを構成できる（図 4.1.3-1、図 4.1.3-2）。

パネルは、図 4.1.3-3 の断面形状を有するアルミニウム押し出し成形フィン付管（2.4 m 長）を 16 本並列配置したものである。上面は太陽集熱面で、ここに太陽電池を一体化すれば太陽エネルギーの熱と電気の両面利用が可能になるが、現時点では付けていない。パネル下面にはフィンが形成されており、フィン付管の中心には冷媒通路がある。フィンは、自然対流と風を利用して空気と熱交換しやすくするために設置されている。例えば、加熱運転（集熱）時には、パネル温度を外気温より低くし、フィン設けることで空気から熱を採りやすくしている。同様に冷却運転（放熱）時には、パネル温度を外気温より高くし、フィンより空気に熱を捨てやすくしている。上記を基本的な設計としてフィンを設けているが、環境条件によっては、上記の設計通りにならず、熱が損失する場合がある。例えば、加熱運転（集熱）時において、太陽の日射が多い時、パネル・フィン温度は上昇し、外気温より高くなることがある。この際、熱は周囲に逃げて損失してしまうが、蒸発温度の過度な上昇による圧縮機故障の防止や、環境条件（日射が少ない時など）をトータルで考えた場合、日射の多い時の熱損失より、日射の少ない時に空気から熱を効率よく採取することを重視し、本試作機はフィンを設けている。また、熱交換器がパネルと大きいと、一般的なものより、圧力損失が大きくなることが懸念されるが、配管径を太くすることで、対応している。

冷媒圧縮機は、エアコン等に量産化されている密閉型ロータリー式を用いており、基本的な運転動作としては公称出力 5 kW になるように、圧縮機周波数の設定値を 50 Hz 付近に固定し、運転を行なう。膨張機構は独自開発のドレーナ方式で、潤滑油戻しと液バック防止に対処している。（表 4.1.3-1）

膨張機構はドレーナ（蒸気トラップ）を用いている。これは、熱交換器がパネルと大きいため、潤滑油が戻りづらく、圧縮機の故障が懸念されるが、ドレーナを用いることで、冷媒液・潤滑油の排出性を向上させ、パネル内の液の割合を増やすことで、これを防いでいる。

表 4.1.3-1 太陽空気熱源ヒートポンプ試作機の仕様

項目	仕様
外形寸法	幅 3.2 m×高 1.5 m×奥行 2.3 m
設置方位・角度	南向き・傾斜角 30°
集熱面積	7.0 m <sup>2</sup>
熱出力	5 kW（公称）
作動媒体	HFC-410A
冷媒圧縮機	密閉型ロータリー式，1.38 kW 周波数固定制御(設定値変更可能)
膨張機構	ドレーナ方式
水熱交換器	プレート式，伝熱面積 0.55 m <sup>2</sup>

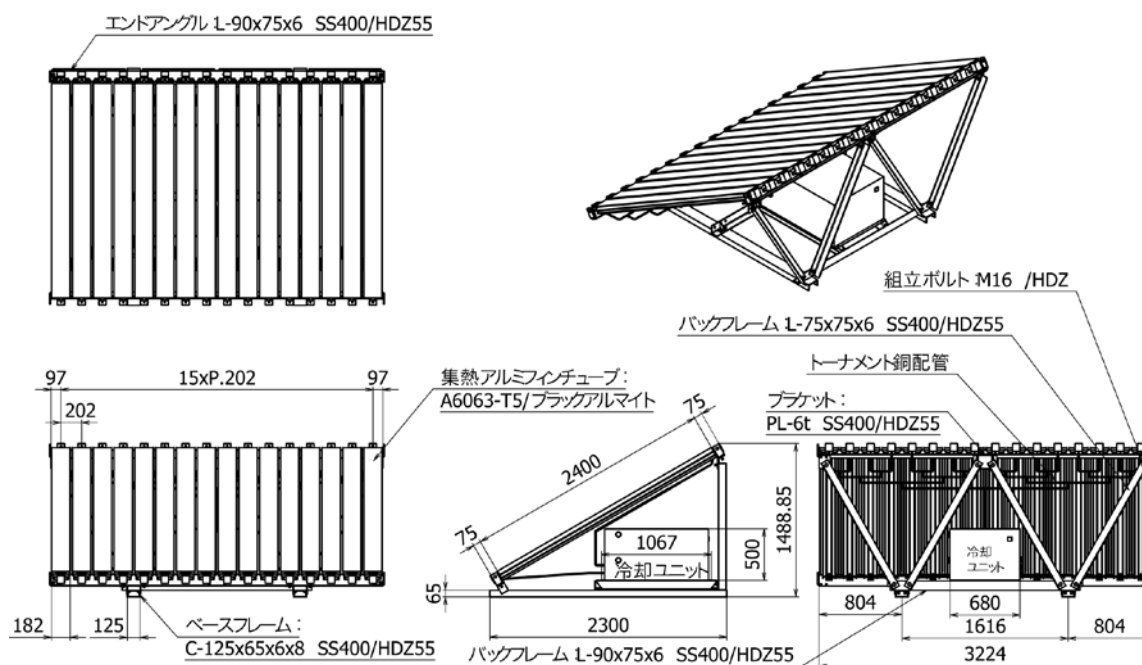
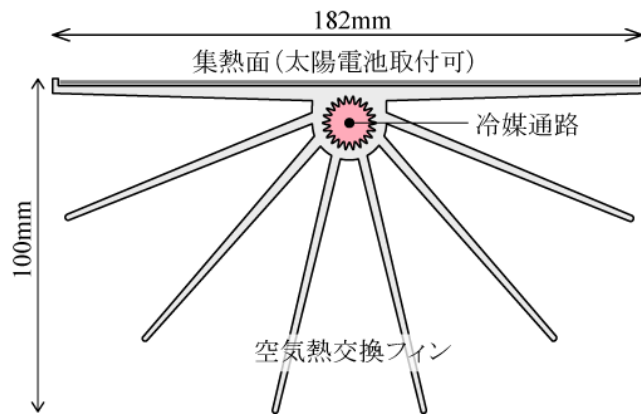
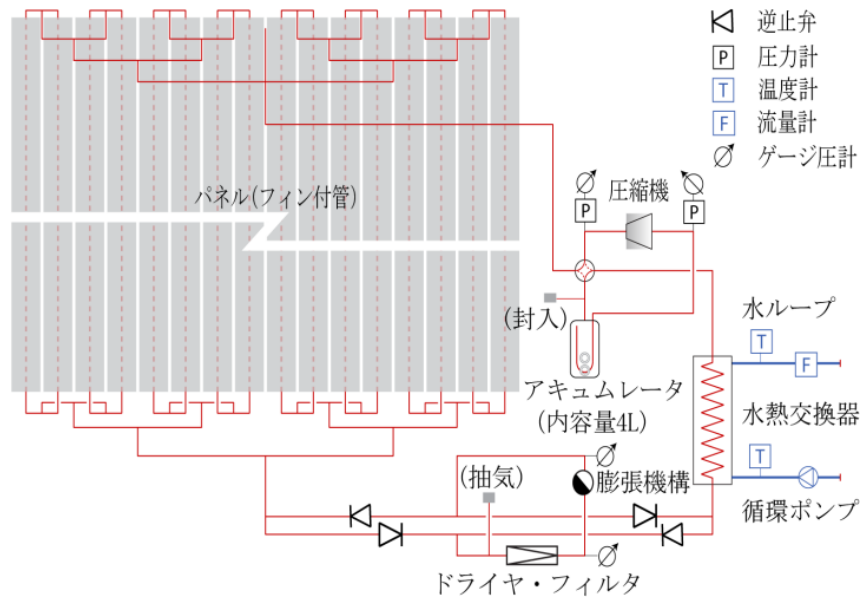


図 4.1.3-1 太陽空気熱源ヒートポンプモジュールの外形図





## 4.2 実験方法

### 4.2.1 実験の概要

本試作機の圧縮機周波数別の性能を検証するため、表 4.2.1-1、表 4.2.1-2 に示す水準・実験日で実験を行なった。

表 4.2.1-1 加熱（集熱）運転の実験水準と実験日

圧縮機周波数[Hz]	実験日
20	2014 年 2 月 17 日～23 日
30	2014 年 3 月 4 日～11 日
40	2014 年 2 月 24 日～3 月 3 日
50	2014 年 3 月 12 日～18 日

表 4.2.1-2 冷却（放熱）運転の実験水準と実験日

圧縮機周波数[Hz]	実験日
20	2013 年 7 月 19 日～26 日
30	2013 年 7 月 4 日～17 日
40	2013 年 6 月 25 日～7 月 4 日
50	2013 年 6 月 17 日～24 日

### 4.2.2 実験施設の概要

試作機は東京大学生産技術研究所千葉実験所に設置し、地中熱交換器を有した水ループの実験システムに接続して実験を行った。使用機器の仕様は以下の通りである。実験施設の外観写真を図 4.2.2-1 に、実験施設の配置図を図 4.2.2-2 に、実験棟平面図を図 4.2.2-3 に、実験システムの構成図を図 4.2.2-4 に示す。

- 1) 太陽空気熱源 HP : 1 台、仕様は表 4.1.3-1 参照
- 2) 水熱源冷暖房 HP : 1 台、インバータ駆動ロータリコンプレッサ 0.7 kW、定格出力 冷房 2.5 kW 暖房 3.0 kW
- 3) 水熱源瞬間式給湯 HP : 1 台、インバータ駆動ロータリコンプレッサ 1.8 kW、最大出力 14.4 kW
- 4) 地中熱交換器 : 2 本、ボアホール 深さ 50 m, 25A シングル U チューブ（ポリエチレン製）、充填材 小砂利、2 本の U チューブ間隔 1 m
- 5) 循環ポンプ : 3 台、各 HP 専属の小型 DC ポンプ 60 W
- 6) 冷暖房模擬負荷用の空気熱源空調 HP : 2 台、合計定格冷房出力 4.7 kW、合計定格暖房出力 5.7 kW



図 4.2.2-1 実験施設の外観写真



図 4.2.2-2 実験施設の配置図

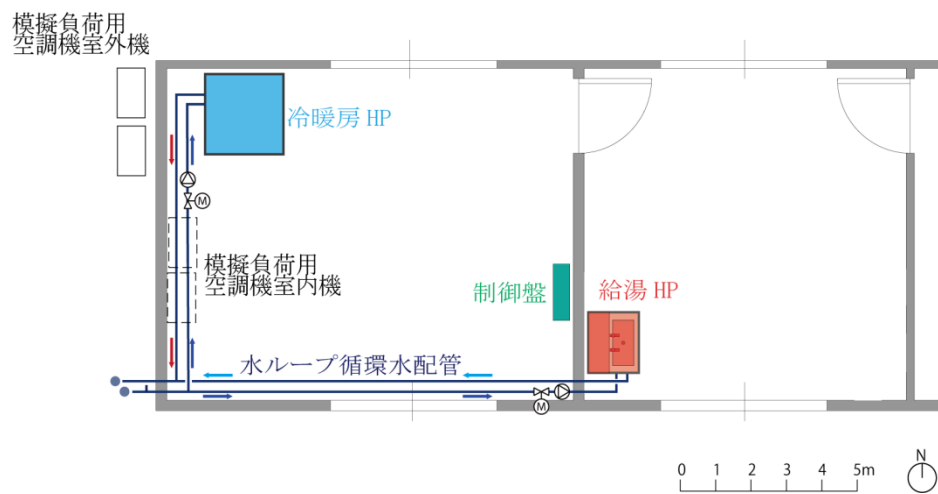


図 4.2.2-3 実験棟の平面図

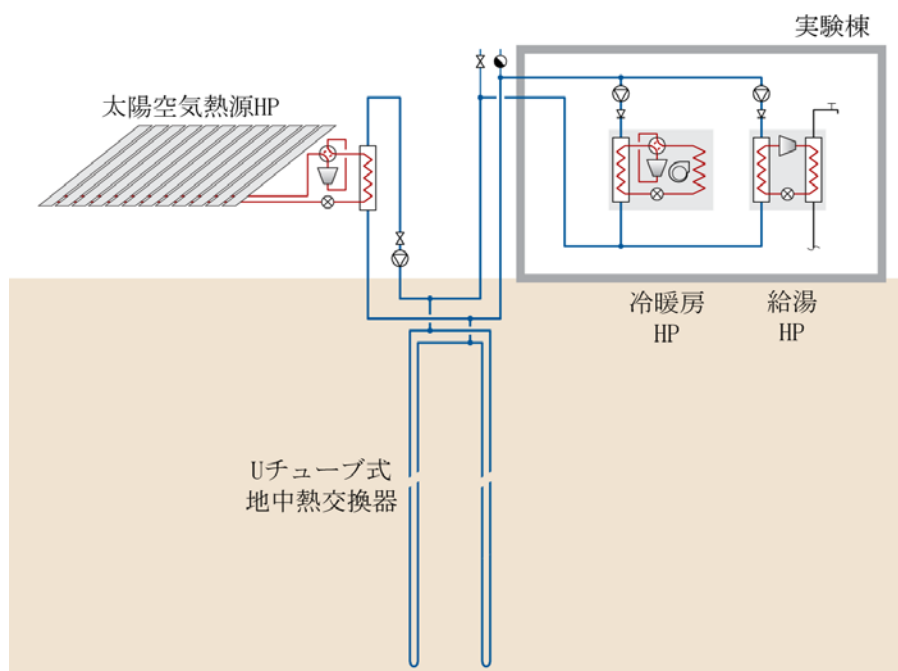


図 4.2.2-4 実験システムの構成図（赤線は冷媒配管，青線は水配管を示す）

### 4.2.3 加熱（集熱）運転の実験方法と制御方法

1日の加熱運転の実験スケジュールを図4.2.3-1に示す。加熱運転の実験は、10:10～20:10（計10時間）の昼間から夕方にかけて、太陽空気熱源ヒートポンプを集熱サイクルで運転した。また、MMHPシステムでは、水ループ循環水温度を自然土壌温度（ほぼ年間平均気温に相当） $\pm 5\text{ K}$ （例えば東京では12～22℃程度）の範囲内にすることをコンセプトとしているため、水ループ循環水温度の調整が必要となる。そこで、20:00～10:00（計14時間）に水熱源冷暖房ヒートポンプを暖房運転することで水ループ温度を調整（冷却）した。この時、水熱源空調ヒートポンプの暖房運転が停止しないように、室内の冷暖房模擬負荷用の空気熱源空調ヒートポンプを冷房運転した。これを4.2.1節にて記した日程で実験を行った。

時刻(時)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
太陽空気熱源HP (加熱運転)																								
水熱源冷暖房HP (暖房運転)																								
模擬負荷用空気熱源 空調HP(冷房運転)																								

図 4.2.3-1 加熱（集熱）運転の実験スケジュール

（赤色は水ループ循環水を加熱，青色は水ループ循環水を冷却，緑色は空気熱源HPで室内を冷房）

#### 4.2.4 冷却（放熱）運転の実験方法と制御方法

1日の冷却運転の実験スケジュールを図4.2.4-1に示す。冷却運転の実験は、19:05～4:05（計9時間）の夜間に、太陽空気熱源ヒートポンプを放熱サイクルで運転した。また、水ループ入口温度が下がり過ぎないように、17℃以下になると一旦停止し、17℃以上になると運転が入り、その後は14℃以下になると停止する制御とした。水ループ循環水温度の調整として0:00～5:00、6:00～11:00、12:00～17:00、18:00～23:00（計20時間）に水熱源冷暖房ヒートポンプを冷房運転することで水ループ温度を調整（加熱）した。この時、水熱源空調ヒートポンプが停止しないよう、室内の空気熱源空調ヒートポンプを暖房運転した。これを4.2.1節にて記した日程で実験を行った。

時刻(時)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
太陽空気熱源HP (冷却運転)																								
水熱源冷暖房HP (冷房運転)																								
模擬負荷用空気熱源 空調HP(暖房運転)																								

図4.2.4-1 冷却（放熱）運転の実験スケジュール

（赤色は水ループ循環水を加熱、青色は水ループ循環水を冷却、緑色は空気熱源HPで室内を暖房）

#### 4.2.5 測定項目と測定設備

測定項目、測定点数、測定箇所、設備、測定精度を表4.2.5-1に示す。測定間隔は2秒とし、外気環境はパネルの隣にある環境ステーションにて測定した（図4.2.5-1）。また、参考値としてヒートポンプの冷媒圧力（高圧・低圧）を測定し、冷媒凝縮温度・蒸発温度を算出した。

表4.2.5-1 測定項目と測定設備概要

測定項目	測定点数	測定箇所	設備	測定精度
水温	2	太陽空気熱源HPの水ループ入口, 水ループ出口	挿入型白金測温抵抗体	classA
流量	1	太陽空気熱源HPの水ループ出口	電磁式流量計	±1.0%
外気温	1	外気環境	白金測温抵抗体	±0.1℃
風速	1	外気環境	超音波式	±0.14m/s
日射量	1	外気環境 傾斜面 30°	日射量計	1000W/m <sup>2</sup> ±1.5%
大気放射量	1	外気環境 傾斜面 30°	赤外放射計	±3.0%
電力量	1	太陽空気熱源HPの消費電力	プラグイン電力変換器	±0.25～0.5%fs
冷媒圧力	2	高圧, 低圧	圧力センサ	±0.25%fs



図 4.2.5-1 環境ステーションの外観写真

#### 4.2.6 評価方法

実測値から COP を算出して評価を行なった。加熱運転の COP 算出式を式(4.2.6-1) (4.2.6-2) に、冷却運転の COP 算出式を式 (4.2.6-3) (4.2.6-4) に示す。算出に利用するデータは 1 分平均とし、運転開始 15 分・運転終了 5 分・雨天日は安定したデータが得られないため、実験データから除外した。

$$Q_h = C_w F_w (T_1 - T_2) / 60 \quad \dots\dots (4.2.6-1)$$

$$\text{COP}_h = Q_h / E \quad \dots\dots (4.2.6-2)$$

$$Q_c = C_w F_w (T_2 - T_1) / 60 \quad \dots\dots (4.2.6-3)$$

$$\text{COP}_c = Q_c / E \quad \dots\dots (4.2.6-4)$$

$Q_h$	: 加熱出力	[kW]
$C_w$	: 水の比熱 (ここでは, 4.18 を使用)	[kJ/kg]
$F_w$	: 水ループ循環水流量	[L/min]
$T_1$	: 太陽空気熱源ヒートポンプの水ループ循環水出口温度	[°C]
$T_2$	: 太陽空気熱源ヒートポンプの水ループ循環水入口温度	[°C]
$\text{COP}_h$	: 加熱 COP	[-]
$E$	: 消費電力 (ポンプ動力除く)	[kW]
$Q_c$	: 冷却出力	[kW]
$\text{COP}_c$	: 冷却 COP	[-]



### 4.3 実験結果と考察

#### 4.3.1 加熱（集熱）運転の運転状態

加熱運転の運転状態を確認するため、図 4.3.1-1 に圧縮機周波数 20 Hz 時の運転条件（大気放射量を除く）、図 4.3.1-2 に運転結果の経時変化（代表日 2014 年 2 月 17 日）を示す。

図 4.3.1-1、図 4.3.1-2 より、加熱 COP は水ループ循環水の入口温度が低い午前中に比較的高く、日射量・外気温が高くなる 12 時頃に、1 日の中での最大値を示す。また、傾斜面日射量・外気温の低下、水ループ入口温度の上昇と共に COP は低下していく。

これは、水ループ循環水の入口温度が低いと、冷媒の凝縮温度が低くなり、凝縮温度と蒸発温度の差が小さくなったため、圧縮機仕事が減ったことで、運転開始直後である午前中の COP が高くなった。また、太陽熱や空気熱が多く得られる昼間はパネル熱交換器の蒸発温度が上昇し、圧縮仕事が減ったため、COP が高くなったと考えられる。

代表日では、加熱 COP が最大で 31.9 となり、その際の加熱出力は 3.03 kW となった。

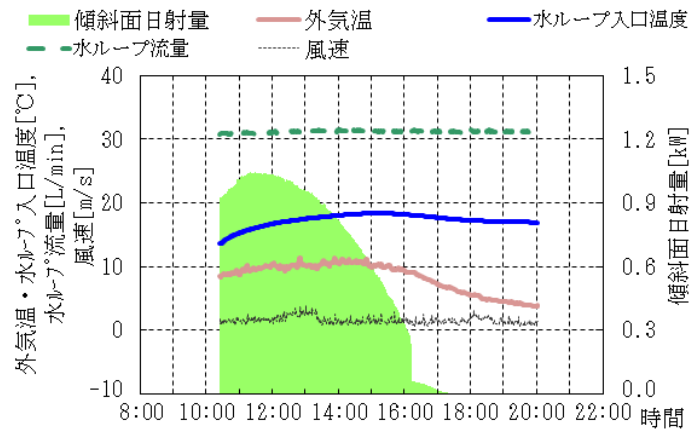


図 4.3.1-1 20 Hz 時の加熱運転条件

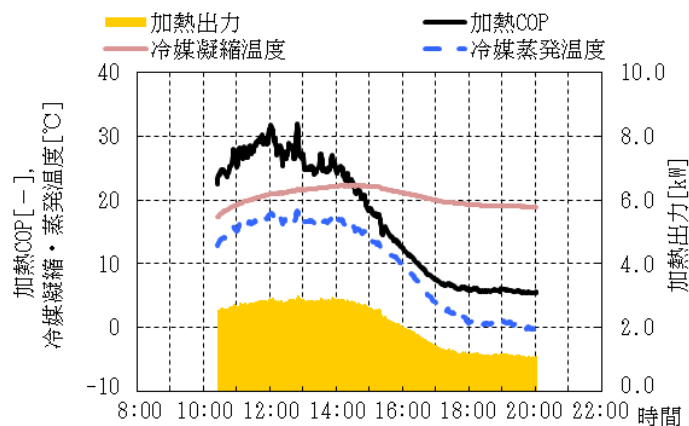


図 4.3.1-2 20 Hz 時の加熱運転結果

同様に、図-4.3.1-3 に圧縮機周波数 50 Hz 時の加熱運転条件、図 4.3.1-4 に運転結果の経時変化（代表日 2014 年 3 月 15 日）を示す。代表日は実験期間中で、20 Hz 時の運転条件に比較的に近い日を選定して示した。

図-4.3.1-3, 図 4.3.1-4 より、50 Hz 時の加熱 COP の変化は 20 Hz 時と同様の傾向を示した。

代表日では加熱 COP が最大で 15.3 となり、20 Hz 時と比べると低くなった。その際の加熱出力は 6.43 kW となった。

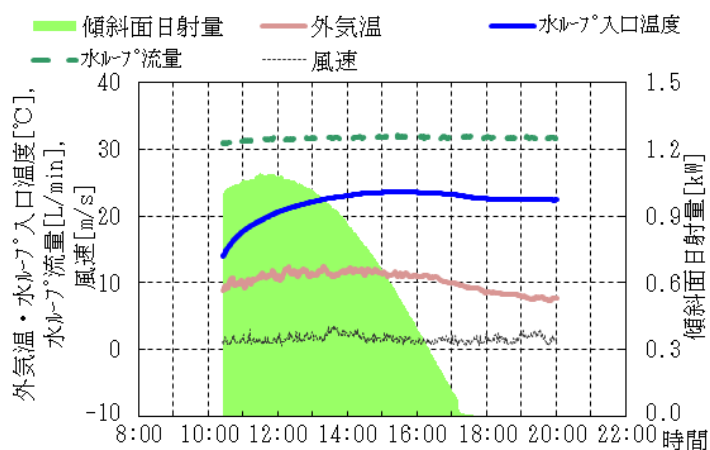


図 4.3.1-3 50 Hz 時の加熱運転条件

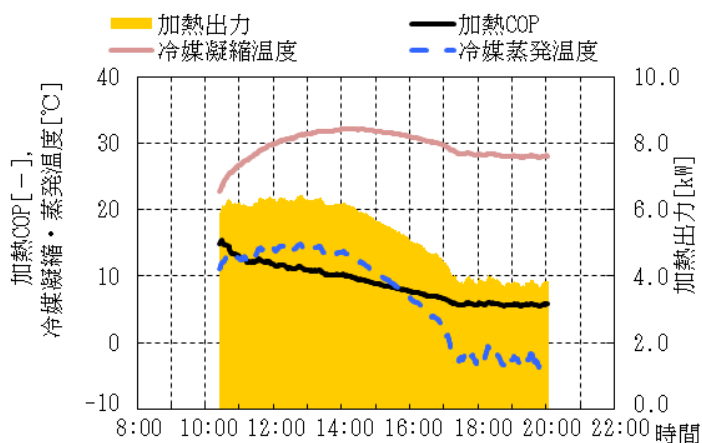


図 4.3.1-4 50 Hz 時の加熱運転結果

30 Hz, 40 Hz の加熱運転においても、加熱 COP の変化は同様の傾向を示し、COP 値と加熱出力は異なっていた。



## 4.3.2 加熱（集熱）運転の実験結果まとめ

表 4.3.2-1 に各周波数の実験期間における最大 COP, 平均 COP, 最小 COP を示す。また、その際の運転条件と運転結果も同時に示す。

表 4.3.2-1 より、加熱 COP の最大値・平均値は、圧縮機周波数が小さいほど、高くなることがわかった。これは、圧縮機周波数（回転数）を小さくすることで、圧縮機能力（容量）に対しての水熱交換器・パネル熱交換器の大きさ（容量）が見かけ上大きくなり、冷媒の凝縮温度と蒸発温度の差が小さくなるため、圧縮機仕事が増加し、COP が向上したと推察される。また、最小値の加熱 COP の値は、圧縮機周波数が小さいほど、低くなった。その際、20 Hz・50 Hz の蒸発温度がほとんど変わらず、凝縮温度は 50 Hz の方が約 10 °C 高い。それに関わらず、20 Hz 運転時の COP が低い結果となった。これは、本試作機の圧縮機の 20 Hz 運転は許容下限周波数に近いと考えられ、圧縮機効率が 50 Hz 運転時より低くなったと推定される。今後、更にデータを採取して検証する必要がある。

これらの結果より、太陽空気熱源ヒートポンプの加熱運転では、日射量が多く、外気温度が高い条件の時は、圧縮機周波数を小さくして運転することで COP が高くなることが分かった。しかしながら、周波数を小さくすると、加熱出力が少なくなるため、必要な出力を加味した上で周波数を調整する必要があると考える。例えば、学習モードで日々の生活パターンから翌日の暖房・給湯に必要な熱量を予測し、天気予測を踏まえた中で、周波数を臨機応変に変更するなどの制御方法が考えられるが、この制御方法は今後の課題とする。

表 4.3.2-1 加熱運転実験結果のまとめ

圧縮機 周波数		外気 温	傾斜面 日射量	水ループ 入口温度	冷媒 凝縮温度	冷媒 蒸発温度	消費 電力	加熱 出力	加熱 COP
		[°C]	[kW/m <sup>2</sup> ]	[°C]	[°C]	[°C]	[kW/m <sup>2</sup> ]	[kW/m <sup>2</sup> ]	[-]
20 Hz	最大値	11.3	0.98	17.4	21.9	19.5	0.09	3.06	35.1
	平均値	7.3	0.70	16.9	20.1	10.5	0.15	2.09	13.8
	最小値	1.7	0.00	17.0	18.7	-3.5	0.21	0.82	3.9
30 Hz	最大値	9.6	1.06	15.2	21.4	15.6	0.16	4.19	25.8
	平均値	8.0	0.67	18.9	23.5	10.6	0.25	3.14	12.4
	最小値	1.2	0.00	17.6	20.0	-5.8	0.32	1.49	4.7
40 Hz	最大値	12.0	0.90	14.3	22.2	14.4	0.25	5.25	20.9
	平均値	9.6	0.75	19.5	25.8	9.3	0.40	4.19	10.5
	最小値	6.0	0.00	20.2	24.2	-4.6	0.48	2.63	5.5
50 Hz	最大値	14.2	0.94	15.5	25.5	15.0	0.40	6.76	16.9
	平均値	12.0	0.70	23.5	31.9	11.2	0.64	5.81	9.2
	最小値	7.4	0.00	22.4	27.8	-3.6	0.67	3.63	5.5

### 4.3.3 冷却（放熱）運転の運転状態

冷却運転時の運転状態を確認するため、図4.3.3-1に圧縮機周波数20 Hz時の運転条件（日射量を除く）、図4.3.3-2に運転結果の経時変化（代表日2013年7月22日）を示す。

図4.3.3-1より、23:00～0:00の間に水ループ循環水流量と水ループ循環水入口温度が下がっているのが確認できる。これは、4.2.4節に記載されている実験方法の通り、この時間帯に、水ループ循環水の温度調整用の水熱源冷暖房ヒートポンプの冷房運転が停止しているためである。

図4.3.3-1、図4.3.3-2を見ると、冷却COPは、水ループ循環水入口温度が高い運転開始直後に、1日の中での最大値を示し、水ループ入口温度低下に伴い、COPは低下していく。また、冷房運転が停止し水ループ循環水入口温度が大きく下がった時に、1日の中での最小値を示した。その後、冷房運転が始まると水ループ入口温度の上昇に伴い、COPは上昇した。また、代表日の外気温は、運転開始から運転終了まで約12%の微減、傾斜面放射量は約7%の微増傾向であった。

運転開始直後は、水ループ循環水入口温度が高く、冷媒蒸発温度が高くなり、凝縮温度

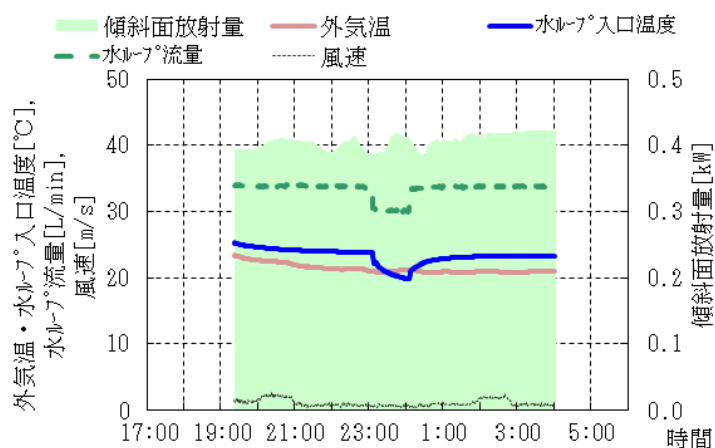


図4.3.3-1 20 Hz 時の冷却運転条件

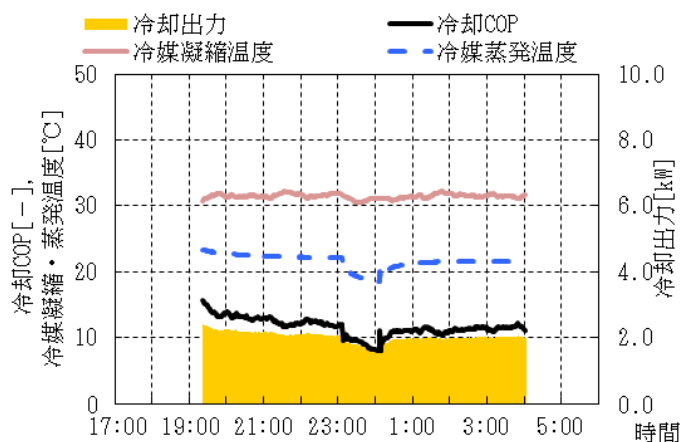


図4.3.3-2 20 Hz 時の冷却運転結果

と蒸発温度の差が小さくなったため、圧縮機仕事が減ることでCOPが高かったと考えられる。同様の理由より、水ループ入口温度が小さくなると、COPは低くなったと考える。また、外気温や傾斜面放射量はパネルの凝縮温度に関わるため、COPに影響を及ぼすと考えられるが、代表日はその変化量が10%程度と小さいため、ほとんどCOPに影響が表れていないと推察される。代表日では、冷却COPが最大で15.7となり、その際の冷却出力は2.40 kWとなった。

同様に、図4.3.3-3に圧縮機周波数50 Hz時の冷却運転条件（日射量を除く）、図4.3.3-4に冷却運転結果の経時変化（代表日2013年6月23日）を示す。図4.3.3-3より、50 Hz時の冷却運転は水ループ循環水入口温度の低下により、4.2.4節に記載した通り、途中で停止し、その後、運転をしている。また、図4.3.3-4より、COPの変化は20 Hz時と同様に低下傾向を示したが、低下度合いは20 Hzと比べ小さかった。代表日では、COP値が最大で6.1と、20 Hz時より低くなった。その際の冷却出力は4.27 kWとなった。

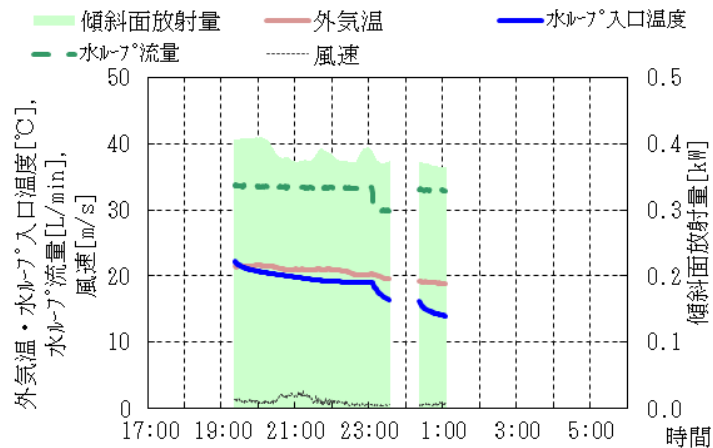


図 4.3.3-3 50 Hz 時の冷却運転条件

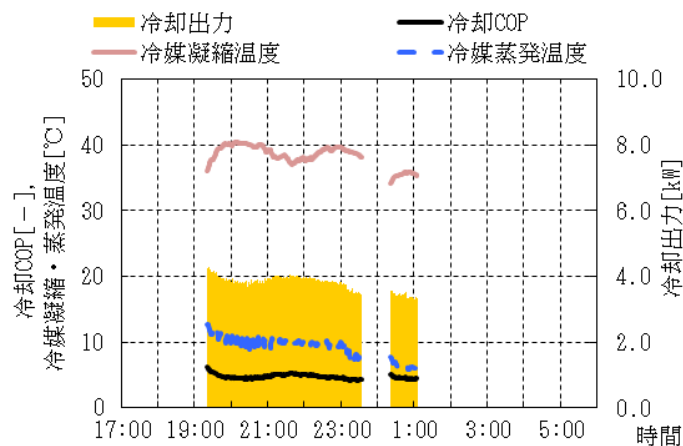


図 4.3.4-4 50 Hz 時の冷却運転結果

30 Hz、40 Hz の冷却運転においても、冷却COPの変化は同様の傾向を示し、COPと冷却出力の値は異なっていた。

## 4.3.4 冷却（放熱）運転の実験結果まとめ

表 4.3.4-1 に各周波数の実験期間における最大 COP, 平均 COP, 最小 COP を示す。また, その際の運転条件と運転結果も同時に示す。表 4.3.4-1 より, 冷却 COP の最大値・平均値・最小値は, 圧縮機周波数が小さいほど, 高くなることがわかった。これは加熱 COP と同様に, 圧縮機能力（容量）に対しての水熱交換器・パネル熱交換器の大きさ（容量）が見かけ上大きくなるため, COP が向上したと考えられる。

これらの結果より, 太陽空気熱源 HP の冷却運転も加熱運転と同様に, 圧縮機周波数を小さくして運転することで COP が高くなることが分かった。しかしながら, 周波数を小さくすると, 冷却出力が少なくなるため, 必要な出力を加味した上で周波数を調整する必要があると考える。

表 4.3.4-1 冷却（放熱）運転実験結果のまとめ

圧縮機 周波数		外気 温	傾斜面 日射量	水ループ 入口温度	冷媒 凝縮温度	冷媒 蒸発温度	消費 電力	冷却 出力	冷却 COP
		[℃]	[kW/m <sup>2</sup> ]	[℃]	[℃]	[℃]	[kW/m <sup>2</sup> ]	[kW/m <sup>2</sup> ]	[-]
20 Hz	最大値	20.6	0.38	25.1	27.7	22.9	0.12	2.63	22.1
	平均値	21.4	0.39	24.0	32.0	22.3	0.17	2.07	11.9
	最小値	25.5	0.45	20.6	34.6	19.5	0.23	1.40	6.0
30 Hz	最大値	20.7	0.39	19.5	30.0	17.2	0.27	3.13	11.5
	平均値	26.9	0.42	22.6	37.0	19.8	0.36	2.68	7.4
	最小値	26.4	0.42	18.7	38.1	16.5	0.41	2.15	5.2
40 Hz	最大値	22.4	0.43	19.3	29.6	14.2	0.40	3.75	9.3
	平均値	21.4	0.38	21.2	35.8	14.0	0.53	3.44	6.5
	最小値	19.3	0.40	14.3	34.3	9.5	0.55	2.65	4.9
50 Hz	最大値	21.4	0.41	22.2	36.1	12.7	0.70	4.27	6.1
	平均値	21.5	0.40	19.4	39.9	9.9	0.83	3.76	4.5
	最小値	22.7	0.43	19.1	41.7	7.8	0.89	3.23	3.6

## 4.4 性能曲線のモデル化

### 4.4.1 目的

本システムの効果を明確化するには、様々な条件（気象条件・建物条件・機器運転方法）における検討が必要である。そこで、それら条件を変更できるエネルギーシミュレーションツールを作成するため、太陽空気熱源ヒートポンプ試作機の性能曲線をモデル化した。このモデル化により、第8章にてシミュレーションを行い、現状機器における本システムの省エネ性能を確認することを目的とする。

### 4.4.2 性能曲線のモデル化方法

太陽空気熱源ヒートポンプは開発機器の為、仕様書などが十分に整備されていない。そこで、実験データを出力や性能値に影響を与える因子にて解析し、性能曲線を近似多項式で表現した。本研究では加熱運転・冷却運転の圧縮機周波数毎（20,30,40,50 Hz）に近似多項式を作成しており、ここでは、一例として4.4.3節の1)～6)に、冷却運転の圧縮機周波数20 Hzの近似多項式作成方法を示す。また、今回のモデル化では、圧縮機周波数を近似多項式の変数のひとつとしてモデル化を行っていない。これは、圧縮機周波数を近似多項式の変数のひとつとしてモデル化を行うと、近似精度の目安である計算値と標本平均値に対する誤差が約15%（加熱運転集熱時）と大きかったためである。誤差が大きくなった理由として、今回利用した実験データでは、様々な条件におけるデータが足りていないためだと考えられ、これを解決するには、物理モデルに基づいたモデル化を行うことで解決できる可能性がある。しかしながら、本研究では、物理モデルに基づいたモデル化を今後の課題とし、いち早くシミュレーションによる省エネ性能の明確化を行うため、周波数毎のモデル式を作成し、利用することとした。

### 4.4.3 近似多項式の作成歩法：冷却運転（周波数20 Hz）

- 1) 作成に利用したデータは、4.3.3節で報告した冷却運転の圧縮機周波数20 Hzの実験データを用いた（実験期間：2013年7月19日～26日）。これらのデータを冷却出力と冷却COPに影響を与える各因子に対する変化特性として、グラフ化を行い、近似パラメータを求めた。出力と外気温の関係を図4.4.3-1、出力と傾斜面放射量の関係を図4.4.3-2、出力と風速の関係を図4.4.3-3、出力と水ループ循環水のヒートポンプ入口温度の関係を図4.4.3-4、出力と水ループ（熱源水）流量の関係を図4.4.3-5に示す。同様に、COPと外気温の関係を図4.4.3-6、COPと傾斜面放射量の関係を図4.4.3-7、COPと風速の関係を図4.4.3-8、COPと水ループ入口温度の関係を図4.4.3-9、COPと水ループ流量の関係を図4.4.3-10、COPと冷却出力の関係を図4.4.3-11に示す。

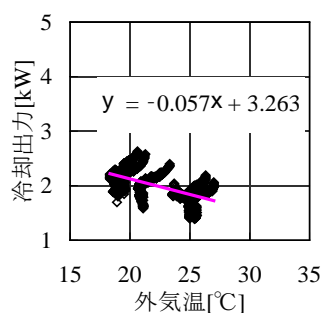


図 4.4.3-1 出力と外気温

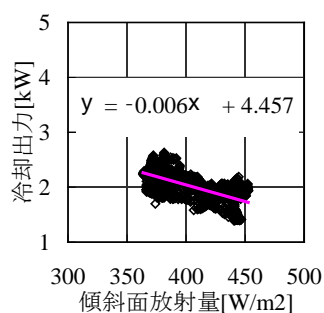


図 4.4.3-2 出力と傾斜面日射量

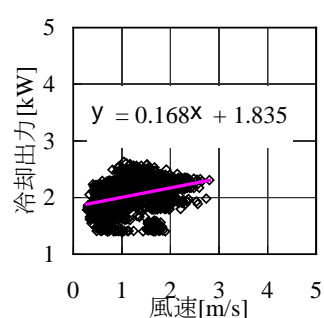


図 4.4.3-3 出力と風速

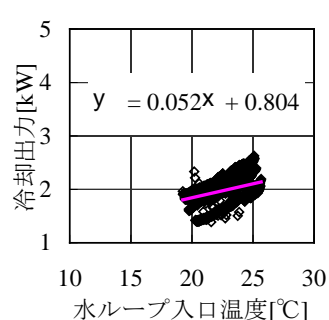


図 4.4.3-4 出力と水ループ入口温度

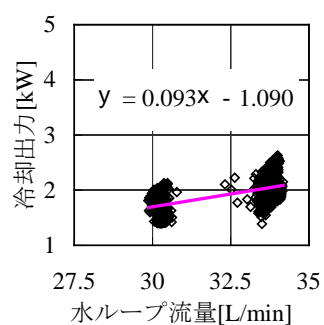


図 4.4.3-5 出力と水ループ流量

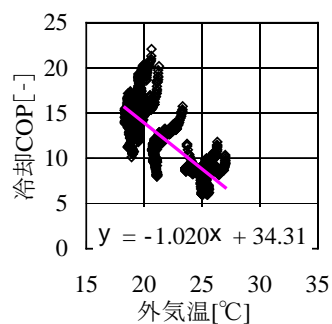


図 4.4.3-6 COP と外気温

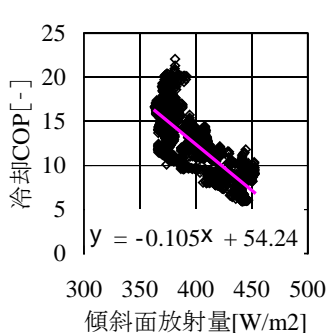


図 4.4.3-7 COP と傾斜面日射量

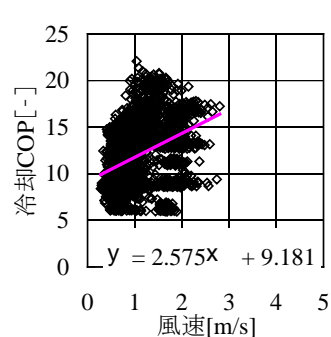


図 4.4.3-8 COP と風速

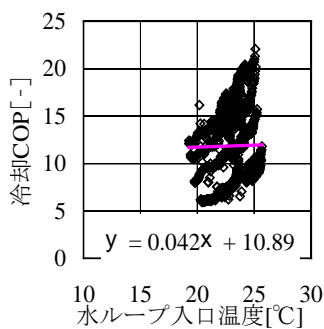


図 4.4.3-9 COP と水ループ入口温度

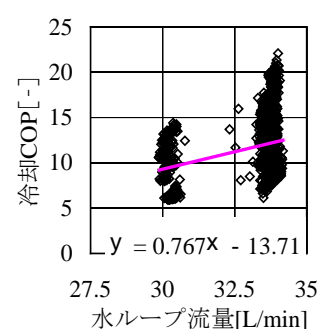


図 4.4.3-10 COP と水ループ流量

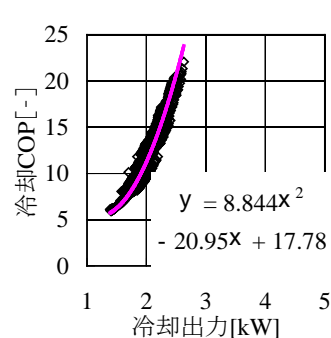


図 4.4.3-11 COP と冷却出力

2) 図4.4.3-1～図4.4.3-11に記載した近似パラメータ式を利用し、冷却出力の近似多項式は全ての要因が独立して冷却出力に影響を与えると仮定して、外気温、傾斜面放射量、風速、水ループ入口温度、水ループ流量の1次近似パラメータの積で近似した(式(4.4.3-1))。また、冷却COPの近似多項式は、外気温、傾斜面放射量、風速、水ループ循環水ヒートポンプ入口温度、水ループ流量の1次近似パラメータと冷却出力の2次近似パラメータの積で近似した(式(4.4.3-2))。以下に式(4.4.3-1)と式(4.4.3-2)を示す。これらの式以外に、近似パラメータの和で作成したモデル式や、近似パラメータを全て1次式の積で作成したモデル式も検証を行ったが、式(4.4.3-1)と式(4.4.3-2)を用いた場合が最も精度よく近似できた。

$$Q_c = (\alpha_1 DB + \alpha_2)(\alpha_3 I_{slope} + \alpha_4)(\alpha_5 WV + \alpha_6)(\alpha_7 T_w + \alpha_8)(\alpha_9 F_w + \alpha_{10}) / \beta_1 \gamma_1^4 \cdots \cdots (4.4.3-1)$$

$$COP_c = (\alpha_{11} DB + \alpha_{12})(\alpha_{13} I_{slope} + \alpha_{14})(\alpha_{15} WV + \alpha_{16})(\alpha_{17} T_w + \alpha_{18})(\alpha_{19} F_w + \alpha_{20}) (\alpha_{21} Q_c^2 + \alpha_{22} Q_c + \alpha_{23}) / \beta_2 \gamma_2^5 \cdots \cdots (4.4.3-2)$$

$Q_c$	: 計算値の冷却出力	[kW]
$DB$	: 外気温	[°C]
$I_{slope}$	: 傾斜面放射量	[W/m <sup>2</sup> ]
$WV$	: 風速	[m/s]
$T_w$	: 水ループ循環水のヒートポンプ入口温度	[°C]
$F_w$	: 水ループ循環水流量	[L/min]
$COP_c$	: 計算値の冷却 COP	[-]
$\alpha_{1\sim10}$	: 出力の近似パラメータ (図4.4.3-1～図4.4.3-5に記載)	[-]
$\beta_1$	: 出力の補正係数 (計算値と実績値の残差合計が最小となる係数)	[-]
$\gamma_1$	: 出力のデータ平均値 (定格値の比率に直す係数)	[-]
$\alpha_{11\sim23}$	: COP の近似パラメータ	[-]
$\beta_2$	: COP の補正係数 (計算値と実績値の残差合計が最小となる係数)	[-]
$\gamma_2$	: COP のデータ平均値 (定格値の比率に直す係数)	[-]

出力の近似パラメータ  $\alpha_{1\sim10}$  と係数  $\beta_1 \gamma_1$  の値を表4.4.3-1に示し、COPの近似パラメータ  $\alpha_{11\sim23}$  と係数  $\beta_2 \gamma_2$  の値を表4.4.3-2に示す。

表 4. 4. 3-1 冷却出力の近似パラメータと係数値

外気温		傾斜面放射量		風速		水ループ温度		水ループ流量		係数	
$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$	$\alpha_5$	$\alpha_6$	$\alpha_7$	$\alpha_8$	$\alpha_9$	$\alpha_{10}$	$\beta_1$	$\gamma_1$
-0.057	3.263	-0.006	4.457	0.168	1.835	0.052	0.804	0.093	-1.090	0.98	2.01

表 4. 4. 3-2 冷却 COP の近似パラメータと係数値

外気温		傾斜面放射量		風速		水ループ温度		水ループ流量		冷却出力			係数	
$\alpha_{11}$	$\alpha_{12}$	$\alpha_{13}$	$\alpha_{14}$	$\alpha_{15}$	$\alpha_{16}$	$\alpha_{17}$	$\alpha_{18}$	$\alpha_{19}$	$\alpha_{20}$	$\alpha_{21}$	$\alpha_{22}$	$\alpha_{23}$	$\beta_2$	$\gamma_2$
-1.020	34.31	-0.105	54.24	2.575	9.181	0.042	10.89	0.767	-13.71	8.844	-20.95	17.77	0.69	11.86

3) 出力における収束計算後のモデル計算値と実測値の相関を図 4. 4. 3-12 に、COP の相関を図 4. 4. 3-13 に、出力の近似精度の検証結果を表 4. 4. 3-3 に、COP の近似精度の検証結果を表 4. 4. 3-4 に示す。表 4. 4. 3-3 より、出力に関する誤差のばらつきの指数として標準偏差は 0.17 となり、標本データ平均値 2.01 に対する標準偏差(相対値) 8.31 % となった。同様に、表 4. 4. 3-4 より、COP の標準偏差は 4.01 となり、標本データ平均値 11.86 に対する標準偏差(相対値) は 33.83% となった。このままでは、変動係数が 5% 以上と大きく、精度よく近似できていない。

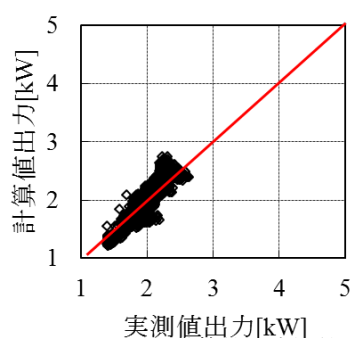


図 4. 4. 3-12 出力の計算値と実測値の相関図

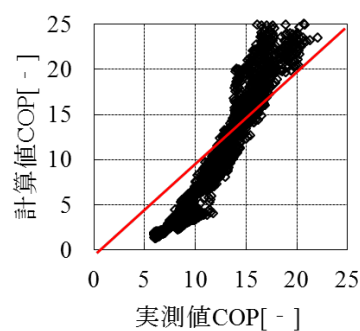


図 4. 4. 3-13 COP の計算値と実測値の相関図

表 4. 4. 3-3 出力の近似精度の検証結果表

	標準偏差 [-]	変動係数 [%]
出力	0.17	8.31

表 4. 4. 3-4 近似精度の検証結果

	標準偏差 [-]	変動係数 [%]
COP	4.01	33.83



- 4) 更に近似精度を高める為、計算値と実測値の残差2乗の合計が極小になるようにモデル式(4.4.3-1)と式(4.4.3-2)の収束計算を実施した。出力における収束計算後の $\alpha_{1\sim10}\beta_1\gamma_1$ を表4.4.3-5に、COPにおける収束計算後の $\alpha_{11\sim23}\beta_2\gamma_2$ を表4.4.3-6に示す。

表 4. 4. 3-5 収束計算後の冷却出力の近似パラメータと係数値

外気温		傾斜面放射量		風速		水ループ 温度		水ループ 流量		係数	
$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$	$\alpha_5$	$\alpha_6$	$\alpha_7$	$\alpha_8$	$\alpha_9$	$\alpha_{10}$	$\beta_1$	$\gamma_1$
-0.052	3.293	-0.003	3.524	0.055	1.974	0.112	-0.66	0.003	1.812	0.97	2.01

表 4. 4. 3-6 収束計算後の冷却 COP の近似パラメータと係数値

外気温		傾斜面放射量		風速		水ループ 温度		水ループ 流量		冷却出力			係数	
$\alpha_{11}$	$\alpha_{12}$	$\alpha_{13}$	$\alpha_{14}$	$\alpha_{15}$	$\alpha_{16}$	$\alpha_{17}$	$\alpha_{18}$	$\alpha_{19}$	$\alpha_{20}$	$\alpha_{21}$	$\alpha_{22}$	$\alpha_{23}$	$\beta_2$	$\gamma_2$
-0.097	19.30	-0.005	18.18	0.074	8.89	-0.62	25.57	0.080	8.644	9.890	-23.05	19.60	0.63	11.86

- 5) 収束計算後の冷却出力におけるモデル計算値と実測値の相関を図4.4.3-14に、冷却COPの相関を図4.4.3-15に、出力の近似精度の検証結果を表4.4.3-7に、COPの近似精度の検証結果を表4.4.3-8に示す。出力に関する誤差のばらつきの指数として標準偏差は0.08、標本平均値2.01に対する標準偏差(相対値)は3.82%であった。同様にCOPの標準偏差は0.27、標本平均値11.86に対する標準偏差(相対値)は2.31%であった。変動係数が5%未満と小さく、精度よく近似できている事が判る。これらの多項近似式を20Hzの冷却運転のモデル式とした。

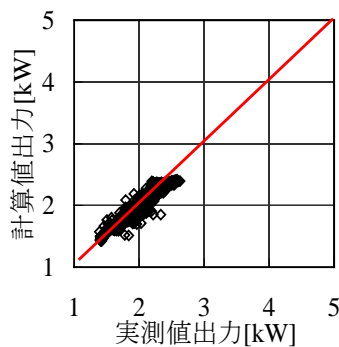


図 4. 4. 3-14 収束計算後の出力の相関図

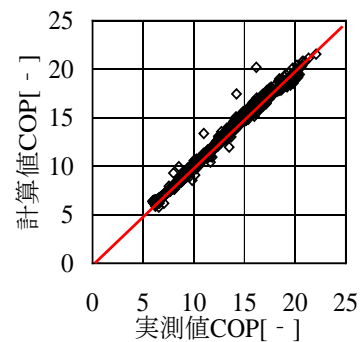


図 4. 4. 3-15 収束計算後の COP の相関図

表 4. 4. 3-7 出力の近似精度の検証結果

	標準偏差 [-]	変動係数 [%]
出力	0.08	3.82

表 4. 4. 3-8 近似精度の検証結果

	標準偏差 [-]	変動係数 [%]
COP	0.27	2.31

#### 4.4.4 太陽空気熱源ヒートポンプのモデル式と近似精度の検証

同様に、4.4.3 節に示した方法にて、太陽空気熱源ヒートポンプの冷却運転のその他圧縮機周波数（30 Hz, 40 Hz, 50 Hz）と、加熱運転の圧縮機周波数（20 Hz, 30 Hz, 40 Hz, 50 Hz）においても近似多項式を作成した。ここでは、モデル式の結果のみを記載することとし、冷却運転と加熱運転の式を同時に式(4.4.4-1)と式(4.4.4-2)に表した。収束計算後の能力近似パラメータ能力近似パラメータ  $\alpha_{1\sim 23}$  と、補正係数  $\beta_{1\sim 2}$  と、定格値の比率に直す係数としてデータ平均値  $\gamma_{1\sim 2}$  を表 4.4.4-1 に示す。また、圧縮機周波数別の近似精度の検証結果を表 4.4.4-2 に示す。表 4.4.4-2 より、加熱運転の 20 Hz を除き、出力と COP の標本平均値に対する標準偏差（変動係数）は 5 % 以内に収まり、精度よく近似できていることが判る。加熱運転の 20Hz では、出力の変動係数が 7.37 %, COP が 5.05 % となり、5 % より大きい。シミュレーションには問題のない範囲と考える。

但し、今回モデル式作成にあたり、用いたデータ範囲が狭いため、利用には注意が必要である。よって、今後、更にデータの蓄積が必要と考えている。また、物理的なモデルとの検証は今後の課題とする。

第8章では、これらの式を用いて、MMHP システム全体のシミュレーションを行っている。

$$Q_{SA} = (\alpha_1 DB + \alpha_2)(\alpha_3 I_{slope} + \alpha_4)(\alpha_5 WV + \alpha_6)(\alpha_7 T_w + \alpha_8)(\alpha_9 F_w + \alpha_{10}) / \beta_1 \gamma_1^4 \cdots \cdots (4.4.4-1)$$

$$COP_{SA} = (\alpha_{11} DB + \alpha_{12})(\alpha_{13} I_{slope} + \alpha_{14})(\alpha_{15} WV + \alpha_{16})(\alpha_{17} T_w + \alpha_{18})(\alpha_{19} F_w + \alpha_{20}) / (\alpha_{21} Q_c^2 + \alpha_{22} Q_c + \alpha_{23}) / \beta_2 \gamma_2^5 \cdots \cdots (4.4.4-2)$$

$Q_{SA}$	: 太陽空気熱源ヒートポンプの出力	[kW]
$DB$	: 外気温	[°C]
$I_{slope}$	: 冷却運転時は傾斜面放射量 加熱運転時は傾斜面日射量	[W/m <sup>2</sup> ] [W/m <sup>2</sup> ]
$WV$	: 風速	[m/s]
$T_w$	: 水ループ循環水のヒートポンプ入口温度	[°C]
$F_w$	: 水ループ循環水流量	[L/min]
$COP_{SA}$	: 計算値の冷却 COP	[-]
$\alpha_{1\sim 10}$	: 出力の近似パラメータ	[-]
$\beta_1$	: 出力の補正係数（計算値と実績値の残差合計が最小となる係数）	[-]
$\gamma_1$	: 出力のデータ平均値（定格値の比率に直す係数）	[-]
$\alpha_{11\sim 23}$	: COP の近似パラメータ	[-]
$\beta_2$	: COP の補正係数（計算値と実績値の残差合計が最小となる係数）	[-]
$\gamma_2$	: COP のデータ平均値（定格値の比率に直す係数）	[-]

第4章 太陽空気熱源ヒートポンプの開発研究と性能検証

表 4.4.4-1 太陽空気熱源ヒートポンプにおける圧縮機周波数別の収束計算後 近似パラメータと係数の値

係数	圧縮機周波数						
	冷却運転			加熱運転			
	30	40	50	20	30	40	50
$\alpha_1$	-0.03	-0.01	-0.02	0.14	0.17	0.12	0.14
$\alpha_2$	3.51	3.26	4.02	1.05	1.84	2.58	3.39
$\alpha_3$	-0.004	0.000	-0.004	0.001	0.001	0.002	0.002
$\alpha_4$	4.24	3.48	5.3	1.32	2.14	3.35	4.48
$\alpha_5$	0.10	0.07	0.07	-0.03	0.01	0.06	0.05
$\alpha_6$	2.43	3.26	3.63	1.92	2.51	3.98	4.62
$\alpha_7$	0.07	0.08	0.09	-0.02	-0.004	-0.01	-0.02
$\alpha_8$	1.02	1.69	2.01	2.17	3.49	4.28	5.95
$\alpha_9$	0.02	0.005	0.04	0.10	-0.14	-0.12	-0.04
$\alpha_{10}$	1.78	3.14	2.34	-0.98	8.26	8.54	8.85
$\beta_1$	1.00	1.04	1.04	1.04	0.73	0.99	0.89
$\gamma_1$	2.62	3.29	3.67	1.94	2.93	4.17	5.43
$\alpha_{11}$	-0.08	0.03	0.03	0.55	0.11	0.07	0.01
$\alpha_{12}$	10.93	6.00	4.06	13.71	10.72	10.64	7.44
$\alpha_{13}$	-0.01	0.003	0.000	0.002	0.001	0.001	0.000
$\alpha_{14}$	10.15	8.68	4.80	11.78	11.61	12.18	7.40
$\alpha_{15}$	0.14	0.24	0.01	0.07	-0.03	0.05	0.02
$\alpha_{16}$	6.12	5.95	4.47	16.92	9.61	9.49	7.61
$\alpha_{17}$	-0.25	-0.19	-0.13	-0.99	-1.09	-0.54	-0.63
$\alpha_{18}$	12.9	9.30	6.53	30.97	40.04	21.73	27.07
$\alpha_{19}$	-0.02	0.06	0.02	0.36	-0.57	-0.82	-0.44
$\alpha_{20}$	7.79	5.47	4.00	3.65	41.55	43.06	31.9
$\alpha_{21}$	2.94	0.53	1.08	5.53	1.18	0.25	0.12
$\alpha_{22}$	-7.69	-0.34	-5.68	-7.48	0.46	1.01	1.05
$\alpha_{23}$	8.67	0.93	10.89	12.15	3.44	1.16	0.93
$\beta_2$	0.85	0.98	1.01	0.39	0.35	0.54	0.56
$\gamma_2$	7.36	6.46	4.53	13.82	12.4	10.56	9.14

表 4.4.4-2 太陽空気熱源ヒートポンプにおける周波数別の収束計算後 近似精度検証結果

近似精度		圧縮機周波数						
		冷却運転			加熱運転			
		30	40	50	20	30	40	50
出力	標準偏差[-]	0.09	0.12	0.12	0.14	0.15	0.14	0.17
	標本平均値[kW]	2.62	3.29	3.67	1.94	2.93	4.17	5.43
	変動係数[%]	3.36	3.58	3.17	7.37	5.00	3.37	3.10
COP	標準偏差[-]	0.22	0.30	0.09	0.70	0.28	0.22	0.09
	標本平均値[-]	7.36	6.46	4.53	13.82	12.40	10.56	9.14
	変動係数[%]	2.92	4.68	2.01	5.05	2.30	2.06	0.97

#### 4.5 第4章のまとめ

本章では、MMHP システムに適した要素機器開発の一環として、システム制御に大きな役割を担う、太陽空気熱源ヒートポンプの圧縮機周波数（回転数）別の性能検証を行い、運転制御方法の検討と、性能曲線のモデル化を行った。以下は得られた知見である。

- 1) 太陽空気熱源ヒートポンプは圧縮機周波数（回転数）を小さくして運転することで、圧縮機能力と熱交換器容量の関係より、COP が向上することがわかった。今回の実験より、加熱 COP は最大で 35.1、冷却 COP は最大で 22.1 と高い値を確認した。この結果から、必要な出力に応じて圧縮機周波数を制御することで、システム全体の更なる性能向上が期待できる。
- 2) 実験データの解析より、太陽空気熱源ヒートポンプ（試作機）のモデル式を作成した。近似精度は変動係数で約 8%以内の近似ができており、シミュレーションに利用可能と考える。但し、今回モデル式作成にあたり、用いたデータ範囲が狭いため、利用には注意が必要である。

尚、ここで記した太陽空気熱源ヒートポンプの性能値は、試作機の値であり、熱交換器容量の変更や、パネル形状の変更など、機器に改良の余地が残っているため、今後、試作機の改良により、更なる性能向上の可能性が期待できる。

第4章 参考文献

- 4.1) 吉田史志・大岡龍三・日野俊之：マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムに関する技術開発 第3報－太陽空気熱源ヒートポンプの試作機における運転特性の確認と性能検証，空気調和・衛生工学会論文集 No.217, pp.9～18, (2015-04)
- 4.2) 白石帰一，日野俊之，栗岡 均，松本拓，原健，ソル・エア・ヒートポンプの基礎的研究(その1)，日本建築学会学術講演梗概集.計画系 56(環境工学), pp.567-568, (1981-10)
- 4.3) 中島康孝，大橋一正，白石帰一，日野俊之，塩谷正樹，内山忠，竹村明洋，粕谷敦，自然エネルギー(太陽・空気熱)利用蓄熱式ヒートポンプに関する研究(その2)，空気調和衛生工学会学術講演会論文集, pp.545-548, (1989-10-04)
- 4.4) 大橋一正，中島康孝，白石帰一，日野俊之，粕谷敦，自然エネルギー(太陽・空気熱)利用蓄熱式ヒートポンプに関する研究(その3)人工環境室における集放熱パネルの基礎実験概要，空気調和衛生工学会学術講演会論文集, pp.185-188, (1990-10)
- 4.5) 粕谷敦，中島康孝，大橋一正，白石帰一，日野俊之，自然エネルギー(太陽・空気熱)利用蓄熱式ヒートポンプに関する研究(その4)人工環境条件変動による集放熱パネルの基礎特性とシミュレーション結果，空気調和衛生工学会学術講演会論文集, pp.189-192, (1990-10)
- 4.6) 粕谷敦，中島康孝，大橋一正，白石帰一，日野俊之，太陽・空気熱源蓄熱式ヒートポンプシステムの最適化に関する研究(その5)人工環境条件による集放熱パネルの基礎特性，日本建築学会学術講演梗概集 D 環境工学, pp.1383-1384, (1990-09)
- 4.7) 東京大学，自然エネルギー利用マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムの開発成果報告書：地球温暖化対策開発事業，東京大学, (2010)
- 4.8) 東京大学，太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発，平成23年度地球温暖化対策技術開発委託事業委託業務, (2012-03)
- 4.9) T.Hino, PERFORMANCE EVALUATION OF AN AMBIENT ENERGY HEAT PUMP SYSTEM, AHRAE, The American Society of Mechanical Engineers, H0932A, pp.17-23, (1995)
- 4.10) 小原俊平，日野俊之，太陽・空気熱源（ソル・エア）ヒートポンプ暖冷房システムの開発，鹿島建設技術研究所年報 26, pp.249-254, (1978)
- 4.11) 日野俊之，太陽・空気熱源（ソルエア）ヒートポンプについて，空気調和と冷凍, pp.57-62, (1981)
- 4.12) Toshiyuki Hino, Ryoza Ooka, Satoshi Yoshida, Kazuo Kodama, WATER LOOP HEAT PUMP SYSTEM THAT EXPLOITS VARIOUS RENEWABLE ENERGIES SURROUNDING A BUILDING, 11<sup>TH</sup> IEA Heat Pump Conference, Poster P5.9, (2014)
- 4.13) 日野俊之，大岡龍三，浅井香里，李榮玲，吉田史志，小野勝男，三浦克弘，太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムの開発(その2)：ソルエアヒートポンプの集熱運転特性，空気調和衛生工学会学術講演会論文集(1), pp.637-640, (2012-08)
- 4.14) 日野俊之，大岡龍三，新開発ソルエアヒートポンプとその集熱運転特性学術講演梗概集(環境工学 II), pp.1085-1086, (2012-09)



## 第 5 章

### 水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの開発研究と性能検証

---

#### 5.1 水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの概要

- 5.1.1 開発経緯
- 5.1.2 開発の狙いと第 5 章の目的
- 5.1.3 試作機の仕様
- 5.1.4 試作機の製作

#### 5.2 実験方法

- 5.2.1 実験概要と実験条件
- 5.2.2 実験施設の概要と制御方法
- 5.2.3 測定項目と測定設備
- 5.2.4 評価方法

#### 5.3 実験結果と考察

- 5.3.1 運転状態の確認
- 5.3.2 運転状態の改善
- 5.3.3 冷媒サイクルの確認
- 5.3.4 性能値の結果

#### 5.4 性能曲線のモデル化

- 5.4.1 目的
- 5.4.2 性能曲線のモデル化方法
- 5.4.3 モデル式の有効性の確認

#### 5.5 第 5 章のまとめ

#### 第 5 章の参考文献





## 第5章 水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの開発研究と性能検証<sup>5.1)</sup>

### 5.1 水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの概要

#### 5.1.1 開発経緯

近年、我が国では給湯エネルギー消費量の削減に対応すべく、自然エネルギーが利用可能な高効率の給湯システムとして CO<sub>2</sub> ヒートポンプ式給湯機の普及が進んでいる。CO<sub>2</sub> ヒートポンプ式給湯機の特徴として、気象条件やライフスタイルによって性能に影響が生じることが知られており、効率的な運用を目指した研究が数多く報告されている<sup>5.2-7)</sup>。しかしながら、一般的に普及している CO<sub>2</sub> ヒートポンプ式給湯機は空気熱源の貯湯式給湯ヒートポンプとなっており、給湯需要の大きい寒い日ほどエネルギー消費効率が悪くなる。また、貯湯式は放熱ロスの考慮やレジオネラ菌対策により高温にする必要があり、エネルギーロスが大きい。そこで、筆者らはこれらを克服可能な水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの開発を行った。

#### 5.1.2 開発の狙いと第5章の目的

ヒートポンプ式給湯機は熱を温度の低い熱源側から温度の高い放熱源側へ移動させる装置であり、熱の移動に電力を消費する。電力は両熱源の温度差（温度リフト）を小さくすれば少なくなり、効率がよくなる。本研究では両熱源の温度差を小さくする事が可能な給湯機を提案している。

開発給湯機の熱源側は MMHP システムの循環水を利用する水熱源式とする事で、空気熱式より比較的に安定した高い温度の熱源が利用できる。また、水熱源式は流量を増やす事で瞬時に多量の採熱が可能である。これを活かして、瞬間式給湯ヒートポンプを採用した。

瞬間式は貯湯式と違い、湯を蓄える必要が無い為、レジオネラ菌対策である 60℃以上の温水を作る無駄がなくなり、給湯温度を実際の住宅やビルの手洗い、シャワーおよび浴槽の利用温度である 40℃程度に近づけられ、給湯温度を低くする事が機器効率にとって大きなメリットとなる。その他のメリットとして貯湯槽が不要になる為、湯切れの心配もなく、機器の小型化、低コスト化が図れる。また、水熱源ヒートポンプは一般的な空気熱源ヒートポンプと違い、機器の設置場所を選ばない為、シンクのキャビネット内や床下などにも収容が可能となる。

しかしながら、前記のようなメリットがあるにも関わらず、安定して十分な熱量を維持できる熱源システムがない、仮に存在してもシステムのイニシャルコストが高くなるなどの理由より、水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの検証はほとんど行われていない。

本章では、水熱源瞬間式給湯ヒートポンプを実際に設計・試作し、性能値や動作を確認することと、試作機の実験データの解析から、性能曲線をモデル化し、様々な条件下におけるシミュレーションを可能とすることを目的とする。

### 5.1.3 試作機の仕様

水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの試作を行った。本試作機は利用用途が限られているビルの手洗い用洗面台給湯にターゲットを絞り設計と製作を行った。そのため、一般の瞬間式給湯機に比べ出力は小さい。試作機の概略仕様を表5.1.3-1、概要図を図5.1.3-1、完成写真を図5.1.3-2、冷媒系統図を図5.1.3-3に示す。

表 5.1.3-1 試作機の概略仕様

項目		仕様
性能	湯温設定範囲	35～45 [°C]
	加熱能力	Max. 14.4 [kW]
圧縮機	圧縮方式	ロータリー式・インバータ駆動
	定格消費電力	1.8 [kW]
膨張機構	-	ドレーナ方式・蒸気トラップ
熱交換器	熱源側	プレート式・熱交換面積 1.2m <sup>2</sup>
	供給側	プレート式・熱交換面積 1.2m <sup>2</sup>
冷媒	種類・封入量	R410A・2.2 [kg]

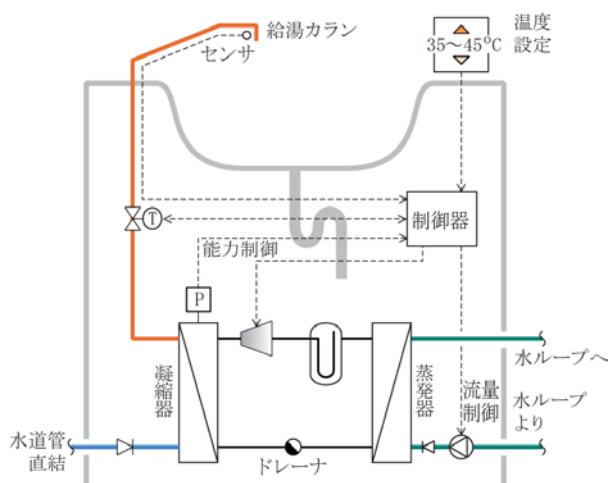


図 5.1.3-1 試作機の概要図



図 5.1.3-2 試作機の外観写真

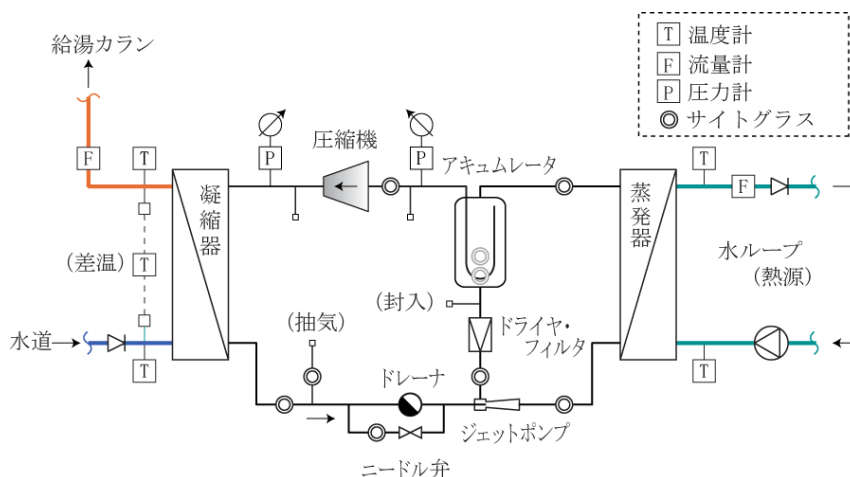


図 5.1.3-3 試作機の冷媒系統図

試作機の大きな特徴として、膨張機構に従来の膨張弁の代わりにドレーナ（凝縮液排出弁）を用いた。ドレーナは蒸気トラップの市販品からバイメタルを取り除いて用いた。ドレーナは従来の膨張弁に比べ、高速安定動作で流量幅が広く、蒸発器出口まで湿り状態で高い蒸発熱伝達と、凝縮液の排出性を改善した高い凝縮熱伝達などが期待できる。しかしながら、動作が間欠で行われ、冷媒の流量がハンチングを起こし、出力が安定しないことが予想される。それを補うために、ドレーナのバイパスにニードル弁と、蒸発器前にジェットポンプを設置した。また、運転中の冷凍サイクルの健全性を確認するため、冷媒配管の要所とアキュムレータに、サイトグラスを設置した。ドレーナの外観写真と構造図、ニードル弁の外観写真、ジェットポンプの外観写真と構造図、サイトグラスの設置状況について図 5.1.3-4～図 5.1.3-7 に示す<sup>5.8)</sup>。

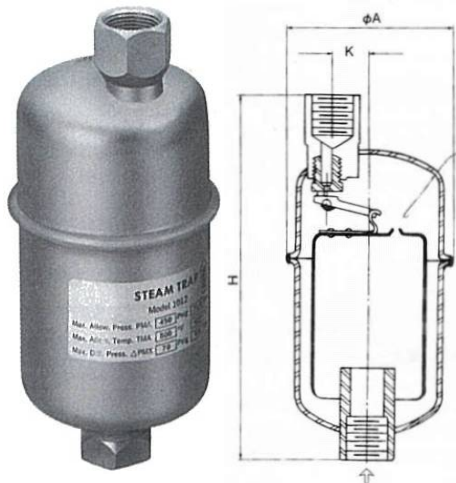


図 5.1.3-4 ドレーナの外観写真と構造図



図 5.1.3-5 ニードル弁の外観写真

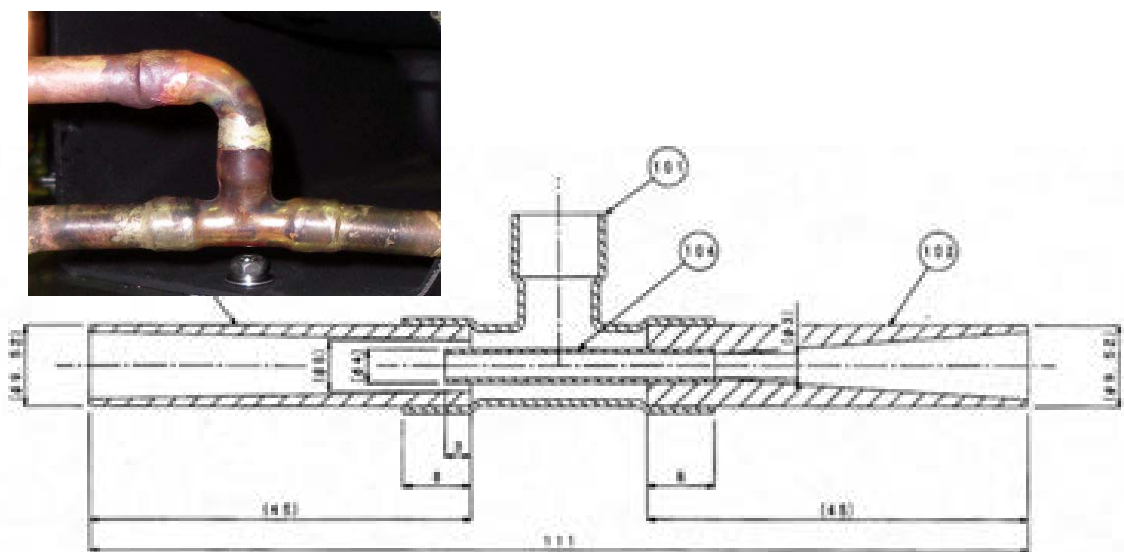


図 5.1.3-6 ジェットポンプの外観写真と構造



図 5.1.3-7 サイドグラスの設置状況写真

冷媒は、ローレンツサイクルと近い動作でガスクラーによる冷媒／水温度差の改善が可能な  $\text{CO}_2$  冷媒が有効と考えられるが、今回は汎用的な R410A を使用した。

温度制御方法は、給湯設定温度、給湯出口の水温を検知し、インバータにより圧縮機の回転数を制御するフィードバック制御とした。しかしながら、上記制御方法では圧縮機の熱が冷媒、凝縮器、水と伝わっていき温度をコントロールするまでのタイムラグが大きく温度の安定制御が難しい。そこで、タイムラグを小さくできる冷媒圧力（凝縮温度）の検知制御を追加し、温度検知制御と圧力検知制御の切り替えを可能とすることで、瞬間式給湯ヒートポンプの制御方法でどちらが適正かを検証可能とした。



#### 5.1.4 試作機の製作

試作機の製作は2011年12月～2012年1月にかけて行った。試作機の製作図面を図5.1.4-1に、製作風景を図5.1.4-2～図5.1.4-5に、完成後の写真を図5.1.4-6に示す。

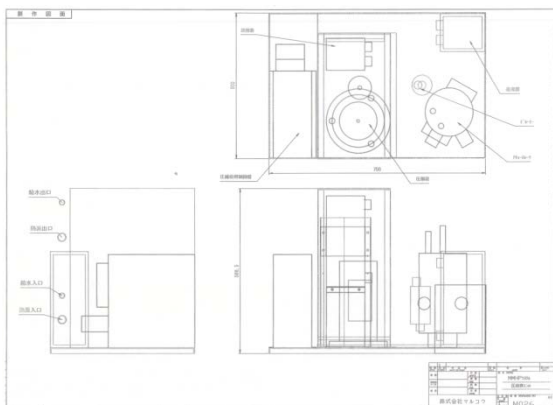


図 5.1.4-1 試作機の製作図面



図 5.1.4-2 配管製作と仮組みの外観写真



図 5.1.4-3 溶接



図 5.1.4-4 冷媒充填と検圧



図 5.1.4-5 制御系統



図 5.1.4-6 完成写真

## 5.2 実験方法

### 5.2.1 実験概要と実験条件

本実験は試作機の年間性能を確認する事を目的として、条件を定めて行った。実験条件を表 5.2.1-1 に示す。熱源温度は、MMHP システムの水ループ循環水を利用する為、システム制御の基本的な概念を想定し、冬期 12℃・中間期 17℃・夏期 22℃と、水準を3つ設定した。熱源水流量は 22.5 L/min で一定とした。給湯入口温度（水道温度）は成行とした。給湯出口温度は瞬間式の為、実際にビルや家庭で多く利用されている温度 40℃と想定した。水道水流量はビルの手洗い、洗面を想定して 5 L/min と設定した。これらの条件になるように試作機と水ループシステムを調整して実験を行った。（実験日 2011 年 6 月 6 日）

表 5.2.1-1 実験条件

想定期間	条件（想定）				
	熱源側		給湯側		
	温度	流量	入口温度	出口温度	水道水流量
	℃	L/min	℃	℃	L/min
冬期	12	22.5	成行	40	5
中間期	17	22.5	成行	40	5
夏期	22	22.5	成行	40	5

### 5.2.2 実験施設の概要と制御方法

5.1.3 節に記した試作機を第 4 章と同様の東京大学生産技術研究所千葉実験所に設置し、地中熱交換器を有した水ループの実験システムに接続して実験を行った。実験システムの使用機器の仕様やシステム構成は、第 4 章に記載しているが、本章を読み易くするため、再度、実験システムの使用機器の仕様と実験システムの構成図(図 5.2.2-1)を以下に記す。

- 1) 水熱源瞬間式給湯ヒートポンプ：1 台、仕様は表 5.1.3-1 参照
- 2) 水熱源空調ヒートポンプ：1 台、インバータ駆動ロータリコンプレッサ 0.7kW，最大出力 冷房 2.5kW 暖房 3.0kW
- 3) 太陽空気熱源ヒートポンプ：1 台、インバータ駆動ロータリコンプレッサ 1.38kW，公称出力 5kW（集熱・冷却），集熱面積 7m<sup>2</sup>，設置方位南向き，傾斜角 30°
- 4) 地中熱交換器：2 本，ボアホール 深さ 50m，25A シングル U チューブ（ポリエチレン製），充填材 小砂利，2 本の U チューブ間隔 1m
- 5) 循環ポンプ：3 台，各 HP 専属の小型 DC ポンプ 60W（流量調整可能）

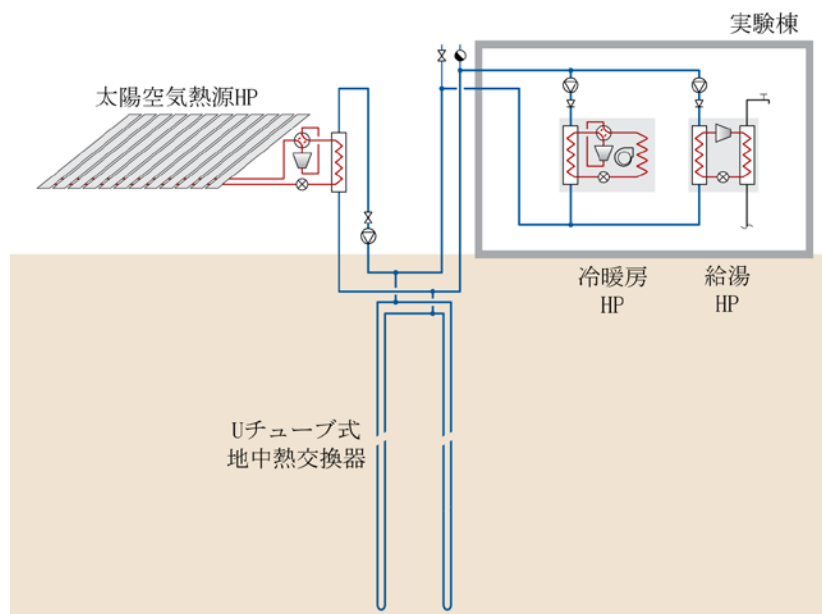


図 5.2.2-1 実験システムの構成図

熱源側の温度条件の調整には、同じ水ループシステムに接続された地中熱交換器、太陽空気熱源ヒートポンプ、空調ヒートポンプを用いて行った。給湯出口温度は、機器の設定温度によりインバータで調整される。熱源側の流量調整は、循環ポンプで調整し、放熱源側は給湯出口手前にあるバルブにて流量の調整を行った。

### 5.2.3 測定項目と測定設備

測定項目、測定点数、測定箇所、設備、測定精度を表 5.2.3-1 に示す。実験データの測定間隔は 10 秒とした。

表 5.2.3-1 測定項目と測定設備概要

測定項目	測定点数	測定箇所	設備	測定精度
水温	4	・ 給湯 HP の水ループ 循環水入口温度 ・ 給湯 HP の水ループ 循環水出口温度 ・ 水道水入口温度 ・ 給湯出口温度	挿入型白金 測温抵抗体	classA
流量	2	・ 給湯 HP の水ループ 循環水出口 ・ 水道水配管の HP 出口	電磁式 流量計	± 1.0%
電力	1	・ ヒートポンプユニットの消費電力 (循環ポンプ除く)	プラグイン 電力変換器	±0.25~0.5%fs
データロガー	1	-	-	温度 0.1%, 流量 0.05%
冷媒圧力	1	・ 圧縮機吐出圧力 ・ 圧縮機吸込み圧力	半導体圧力 センサ	1000W/m <sup>2</sup> ± 1.5%
冷媒配管温度	6	・ 配管表面 (冷媒の流れ方向から順に, 圧縮機吸込み, 圧縮機吐出, 凝縮器後, ドレーナ後, 蒸発器前, 蒸発器後)	フィルム型 白金測温抵 抗体	classA

#### 5.2.4 評価方法

実測値から COP を算出して評価を行なう。COP の算出式を式 (5.2.4-1) と式 (5.2.4-2) に示す。COP は、試作機の運転状態が安定した際の温度差・流量を用いて熱量を算出し、電力量で除した値を用いた。

$$Q = (T_{tw2} - T_{tw1}) * F_w * C_w / 60 \quad \dots\dots (5.2.4-1)$$

$$COP = Q / E \quad \dots\dots (5.2.4-2)$$

$Q$	: 加熱量	[kW]
$T_{tw1}$	: 水導水温度 (給湯側入口温度)	[°C]
$T_{tw2}$	: 給湯出口温度	[°C]
$F_w$	: 水道水流量	[L/min]
$C_w$	: 水の比熱 (ここでは, 4.18 を使用)	[kJ/kg]
COP	: 実測 COP	[-]
$E$	: 消費電力 (ポンプ動力除く)	[kW]



### 5.3 実験結果と考察

#### 5.3.1 運転状態の確認

運転動作の確認として、冬季想定温度・流量・消費電力と運転時間の関係を図 5.3.1-1 に示す。給湯出口温度は運転開始 1 分で約 40 °C となる。その後 7 分まで 40 °C より高い温度となった（オーバーシュート）。7 分以降は給湯出口温度が 40 °C で安定して出湯され、瞬間給湯の状態が確認できる。消費電力は運転直後 2 kW を超えるが、給湯出口温度が 40 °C で安定すると、約 1.4 kW で安定する。実験所の水道温度（給湯入口温度）は 18~21 °C であったが、100~110 秒間隔で 2~5 °C 程度上昇しており、その部分は異常値とした。熱源温度（熱源入口）は 12 °C 付近となっている。水道水流量は 5 L/min で安定し、熱源水流量は 22.5 L/min から、熱源側循環水温度調整のために他のヒートポンプを動かした際、流量が 2~3 L/min 低下した。

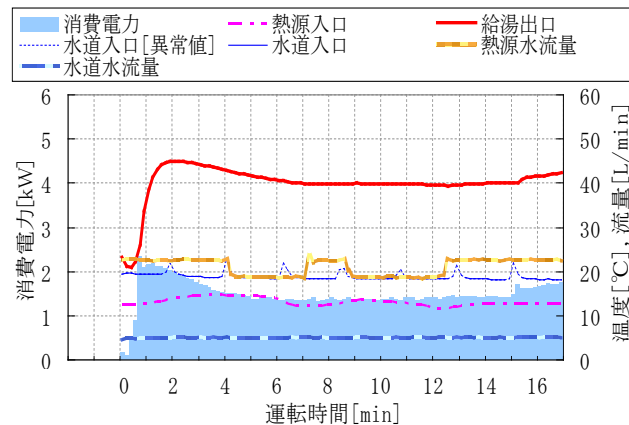


図 5.3.1-1 冬季想定における、消費電力・温度・流量と運転時間の関係

次に、中間期想定温度・消費電力と運転時間の関係を図 5.3.1-2 に、夏期の関係を図 5.3.1-3 に示す。

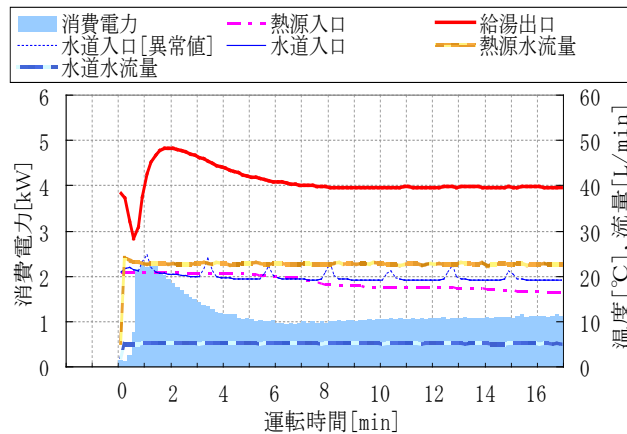


図 5.3.1-2 中間期想定における、消費電力・温度・流量と運転時間の関係

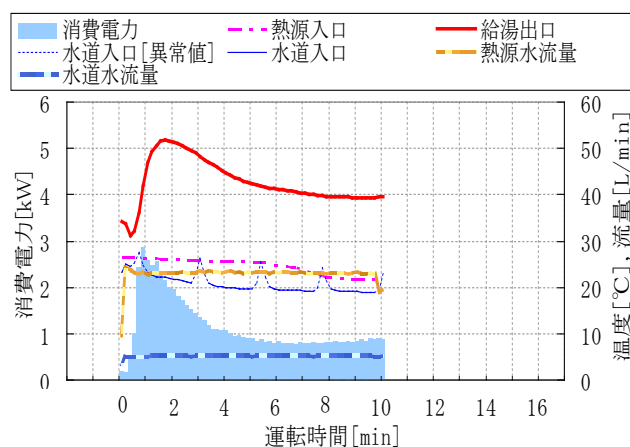


図 5.3.1-3 夏期想定における、消費電力・温度・流量と運転時間の関係

消費電力・熱源温度（熱源入口）は違うが、ほぼ冬期の場合と同じ傾向が見られた。試作機における瞬間式給湯の運転状態をまとめると以下の3つとなる。

- 1) 運転直後から 40 °C まで温度を上げるには約 1 分の時間が必要となった。
- 2) 約 7 分までは 40 °C に対し高い給湯出口温度となった。
- 3) その後、給湯出口温度が 40 °C で安定した後は問題なく狙いの瞬間給湯の状態が確認できた。

### 5.3.2 運転状態の改善

本水熱源瞬間式ヒートポンプ給湯器の試作機の動作課題として、給湯出口温度のオーバーシュートと、運転直後 40 °C になるまでの昇温時間が 1～2 分と長いことが上げられる。オーバーシュートについては、給湯温度検知制御から冷媒圧力（凝縮温度）検知制御にすることで、解決される事が確認できた。その実験結果を図 5.3.2-1 に示す（実験日 2011 年 11 月 16 日）。立ち上がり時間は、燃焼型給湯器や貯湯式に比べて長いので、30 秒以内を目指してプレ運転などの対策を検討中である。

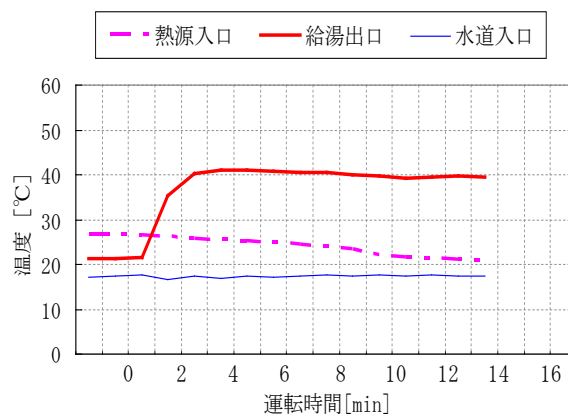


図 5.3.2-1 夏期想定における、消費電力・温度・流量と運転時間の関係

### 5.3.3 冷媒サイクルの確認

冷媒サイクルを確認するため、冬季条件の運転状態（図 5.3.1-1）における冷媒圧力・冷媒温度と運転時間の関係を図 5.3.3-1 に示す。冷媒圧力は絶対圧力に換算して用いた。また、運転条件が安定した 14 分後の  $P$ - $h$  線図を図 5.3.3-2 に示す。 $P$ - $h$  線図は、冷凍サイクルプログラムソフト R410A-Ver2（日本冷凍空調学会）を用いて作成した。 $P$ - $h$  線図作成に必要な凝縮温度は圧縮機吐出圧力から、蒸発温度は圧縮機吸込み圧力から、過熱度は圧縮機吸込み温度と蒸発温度から、過冷却度は凝縮温度と蒸発器前温度から算出し、圧縮機吐出温度は測定値を用いた。

図 5.3.3-1 より、14 分後の圧縮機後温度（吐出温度）は 50 °C 付近で、凝縮機後温度は 37 °C 付近で安定しており、ドレーナ後温度は 18 °C 付近で振幅約  $\pm 2$  °C のハンチングを起こしている。また、蒸発器前・蒸発器後・圧縮機吸込み温度（圧縮機前温度）は 8 °C 付近で安定している。これらの運転状態より、ドレーナの間欠動作による冷媒温度のハンチ

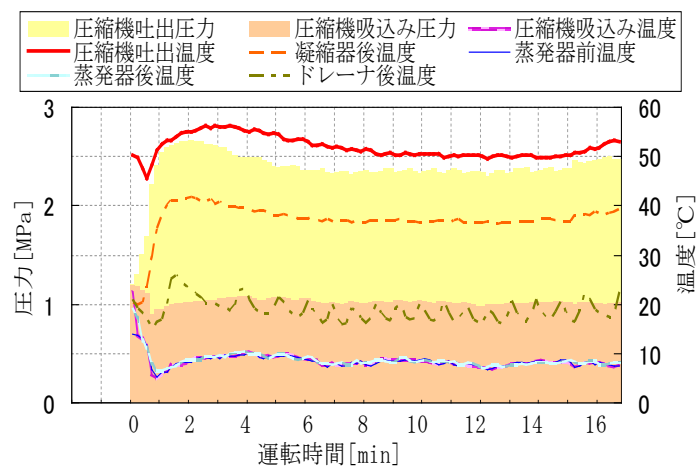


図 5.3.3-1 冬季想定における、冷媒圧力・冷媒配管表面温度と運転時間の関係

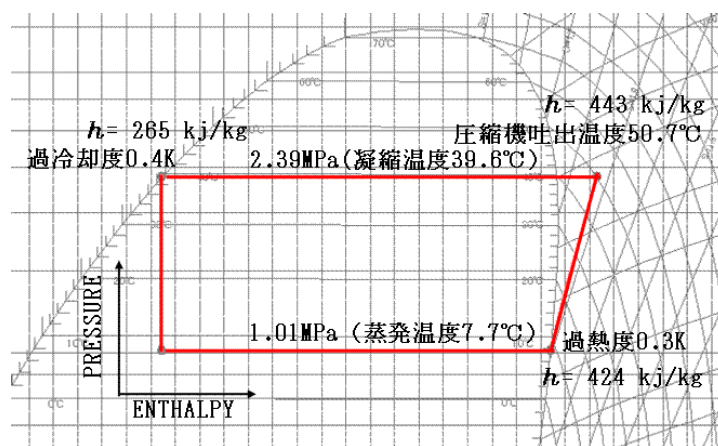


図 5.3.3-2 冬季想定における、運転開始 14 分後の  $p$ - $h$  線図

ングは、ニードル弁やジェットポンプの効果によって、蒸発器に入る前には安定した温度になっていると考える。

図 5.3.3-2 の  $P-h$  線図を見ると、過熱度・過冷却度が小さい。これはドレーナによって凝縮液の排出性が向上した効果だと考えられる。しかしながら、圧縮機吐出温度（圧縮機後温度）が低く、圧縮後のエンタルピーが、等エントロピー線より小さくなった。これはアキュムレータの U 字管下部に設けたオイル戻し穴が過大であり、液バックの傾向があったと推察される。この改善については、今後の課題として検討したい。

### 5.3.4 性能値の結果

5.3.1 節の冬期想定・中間期想定・夏期想定の実験データより、設定条件が揃い、且つ安定した際のデータを抽出した（冬期想定：12 分 30 秒～13 分 40 秒，中間期想定：13 分 00 秒～16 分 10 秒，夏期想定：8 分 10 秒～9 分 30 秒のデータ）。但し、異常値（水道入口温度上昇）のデータは除く。前記データの平均値より、式（5.2.4-1）（5.2.4-2）を用いて能力と COP を計算した。結果を表 5.3.4-1 に示す。冬期想定 COP は 5.2，中間期想定 COP は 6.6，夏期想定 COP は 8.5 となり、比較的に高い効率が確認できた。

表 5.3.4-1 実験結果まとめ

想定期間	条件					結果	
	熱源側		給湯側			能力	COP
	温度	流量	入口温度	出口温度	水道水流量		
	℃	L/min	℃	℃	L/min	kW	-
冬期	12	22.5	18.4	39.7	5.0	7.42	5.2
中間期	17	22.6	19.2	39.7	5.0	7.14	6.6
夏期	22	22.9	19.1	39.5	5.0	7.11	8.5

実験結果を以下にまとめる。

- 1) 水熱源瞬間式給湯ヒートポンプという新しい給湯方式の提案・試作を行い、その動作を確認することができた。
- 2) 水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの温度制御方法として、水温検知制御と冷媒圧力検知制御の比較を行い、後者の有効性を確認した。
- 3) 本試作機の COP は冬期想定で 5.1，中間期想定で 6.6，夏期想定で 8.5 と高い効率が確認できた。

## 5.4 性能曲線のモデル化

### 5.4.1 目的

本システムの効果を明確化するには、様々な条件（気象条件・建物条件・機器運転方法）における検討が必要である。そこで、それら条件を変更できるエネルギーシミュレーションツールを作成するため、水熱源瞬間式給湯ヒートポンプ試作機の性能曲線をモデル化した。このモデル化により、第8章にてシミュレーションを行い、現状機器における本システムの効果を確認することを目的とする。

### 5.4.2 性能曲線のモデル化方法

本試作機は開発機器の為、仕様書などが十分に整備されていない。そこで、機器の性能値に影響を与える因子を洗い出し、それらの因子に水準を振って得た実験データより機器の性能曲線を近似多項式で表現した。近似多項式の作成方法を1)～6)に、順に説明する。

- 1) 近似多項式の作成に利用した実測データ（制御因子、運転条件、実測値）を表5.4.2-1に示す。これらのデータは、水熱源瞬間式給湯ヒートポンプ試作機を用いて、2011年6月6日～10日、7月15日に測定した。実験方法は5.2節に記した方法と同様とした。

表 5.4.2-1 実験結果まとめ（青色背景は水準を振った因子の結果、赤色背景は実測 COP）

制御因子	No	運転条件						実測値
		熱源水温度[℃]	熱源水流量[L/min]	水道水温度[℃]	給湯温度[℃]	給湯流量[L/min]	加熱量[kW]	COP [-]
熱源側	温度	1 12.1	22.5	18.4	39.7	5.0	7.4	5.2
		2 17.0	22.6	19.2	39.7	5.0	7.1	6.6
		3 21.8	22.9	19.1	39.5	5.0	7.1	8.5
	流量	4 16.9	15.0	19.4	39.7	5.0	7.3	6.4
		5 17.0	18.6	19.0	39.7	5.0	7.2	6.5
		6 17.0	22.5	18.8	39.7	5.0	7.1	6.6
給湯側	水道温度	7 17.2	22.6	18.6	39.7	5.0	7.1	6.5
		8 17.0	22.5	18.8	39.7	5.0	7.1	6.6
		9 17.0	22.5	19.4	39.7	5.0	7.1	6.6
		10 17.2	22.6	19.6	39.8	5.4	7.4	6.3
		11 16.9	24.0	24.9	39.8	5.3	5.5	6.3
	水道温度	12 17.0	22.5	18.5	30.8	5.3	4.6	9.6
		13 16.9	22.6	18.6	34.3	5.4	5.8	8.1
		14 16.9	22.5	18.8	37.7	5.5	7.2	7.0
		15 17.2	22.6	19.6	39.8	5.4	7.4	6.3
		16 17.1	22.5	19.0	44.7	5.5	9.8	5.3
		17 17.1	22.5	19.8	51.5	5.5	12.1	4.3
	加熱量	18 17.0	22.5	19.1	39.8	3.2	4.6	6.3
		19 16.9	22.5	18.3	39.7	4.6	6.8	6.4
		20 17.2	22.6	18.6	39.7	5.0	7.1	6.5
		21 16.9	22.6	18.5	39.6	6.1	9.0	6.1
		22 16.9	22.6	18.7	39.6	7.6	11.3	5.7
		23 17.0	22.5	18.9	39.4	9.2	13.1	5.3

- 2) 表 5.4.2-1 のデータより各因子に対する変化特性をグラフ化し、近似パラメータを求めた。COPと熱源水温度の関係を図 5.4.2-1、COPと熱源水流量の関係を図 5.4.2-2、COPと水道水温度の関係を図 5.4.2-3、COPと給湯温度の関係を図 5.4.2-4、COPと加熱量の関係を図 5.4.2-5 に示す。

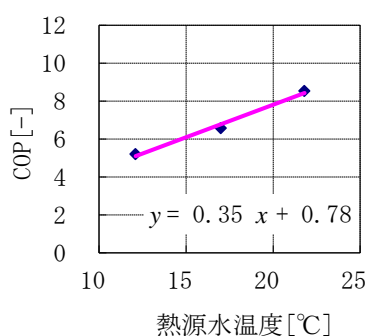


図 5.4.2-1 COP と熱源水温度

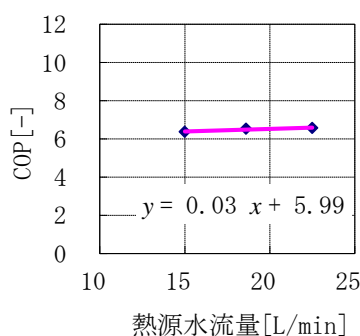


図 5.4.2-2 COP と熱源水流量

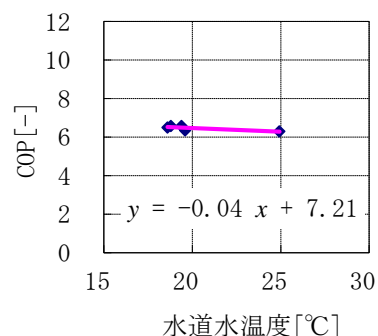


図 5.4.2-3 COP と水道水温度

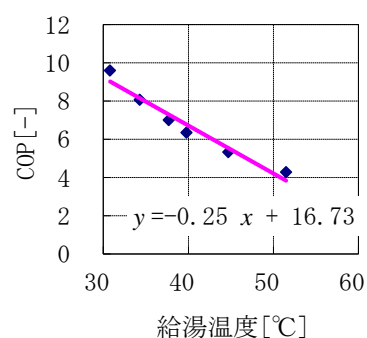


図 5.4.2-4 COP と給湯温度

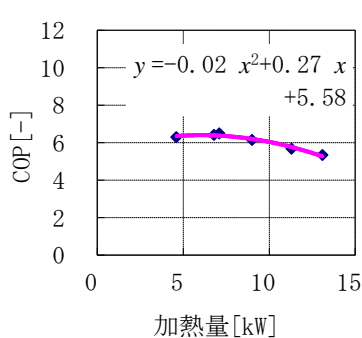


図 5.4.2-5 COP と加熱量

- 3) 図 5.4.2-1～図 5.4.2-5 の近似パラメータを利用し、性能値の近似多項式は、全ての要因が独立して性能値 COP に影響を与えると仮定して、熱源温度、熱源流量、水道温度（給湯入口温度）、給湯温度（給湯出口温度）の 1 次近似パラメータと加熱量の 2 次近似パラメータの積で近似した（式 (5.4.2-1)）。式 (5.4.2-1) に示したモデル式以外に、近似パラメータの和で作成したモデル式や、近似パラメータを全て 1 次式の積で作成したモデル式も検証を行ったが、式 (5.4.2-1) が最も精度よく近似できた。また、この式に利用した近似パラメータ  $\alpha_{1\sim10}$  と係数  $\beta_1 \gamma_1$  の値を表 5.4.2-2 に示す。

$$\text{COP}_{cal} = (\alpha_1 T_{w1} + \alpha_2) (\alpha_3 F_w + \alpha_4) (\alpha_5 T_{tw1} + \alpha_6) (\alpha_7 T_{tw2} + \alpha_8) (\alpha_9 Q^2 + \alpha_{10} Q + \alpha_{11}) / \beta_1 \gamma_1^4 \cdots (5.4.2-1)$$

$COP_{cal}$	: 計算値の COP	[-]
$T_{wl}$	: 熱源水温度 (水ループ循環水 HP 入口温度)	[°C]
$F_w$	: 水ループ循環水流量	[L/min]
$T_{tw1}$	: HP 入口の水道水温度	[°C]
$T_{tw2}$	: HP 出口の給湯温度	[°C]
$Q$	: 加熱量	[kW]
$\alpha_{1\sim11}$	: COP の近似パラメータ	[-]
$\beta_1$	: 出力の補正係数 (計算値と実績値の残差合計が最小となる係数)	[-]
$\gamma_1$	: 出力のデータ平均値 (定格値の比率に直す係数)	[-]

表 5.4.2-2 近似パラメータと係数の値

熱源水温度		熱源水流量		水道水温度		給湯温度		加熱量			係数	
$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$	$\alpha_5$	$\alpha_6$	$\alpha_7$	$\alpha_8$	$\alpha_9$	$\alpha_{10}$	$\alpha_{11}$	$\beta_1$	$\gamma_1$
0.35	0.78	0.03	5.99	-0.04	7.21	-0.25	16.73	-0.02	0.27	5.58	0.95	6.47

- 4) 近似精度を確認するため, 式 (5.4.2-1) によるモデル計算値と実測値の相関を図 5.4.2-6 に, 近似精度の検証結果を表 5.4.2-3 に示す。誤差のばらつきの指数として標準偏差は 0.33, 標本平均値 6.47 に対する標準偏差 (相対値) は 5.13 % となった。

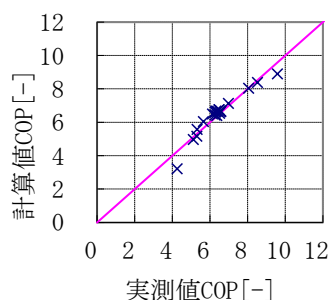


表 5.4.2-3 近似精度の検証結果表

	標準偏差 [-]	変動係数 [%]
COP	6.47	5.13

図 5.4.2-6 計算値と実測値の相関図

- 5) 更に近似精度を高める為, 計算値と実測値の残差 2 乗の合計が極小になるようなモデル計算式 (5.4.2-1) の収束計算を実施。収束計算後の  $\alpha_{1\sim11}$   $\beta_1$   $\gamma_1$  を表 5.4.2-4 に示す。

表 5.4.2-4 収束計算後の近似パラメータと係数の値

熱源水温度		熱源水流量		水道水温度		給湯温度		加熱量			係数	
$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$	$\alpha_5$	$\alpha_6$	$\alpha_7$	$\alpha_8$	$\alpha_9$	$\alpha_{10}$	$\alpha_{11}$	$\beta_1$	$\gamma_1$
0.37	0.77	0.01	6.12	-0.07	7.52	-0.23	16.55	0.002	-0.19	6.72	6.47	1.01

- 6) 収束計算後のモデル計算値と実測値の相関を図 5.4.2-7 に、近似精度の検証結果を表 5.4.2-5 に示す。誤差のばらつきの指数として標準偏差は 0.27、標本平均値 6.47 に対する標準偏差(相対値)は 4.25%であった。標準偏差(相対値)が 5%未満と小さく、精度よく近似できている事が判る。

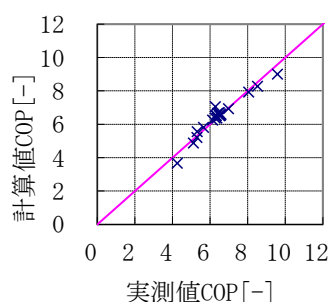


図 5.4.2-7 計算値と実測値の相関図

表 5.4.2-5 近似精度の検証結果表

	標準偏差 [-]	変動係数 [%]
COP	0.27	4.25

### 5.4.3 モデル式の有効性の確認

作成した試作機のモデル式の有効性を確認する為、実際にシステムを連続運転した際の実測 COP と計算値の比較を行った。システムは 5.2 節に示した実験システムを用い、期間は 2011 年 7 月 14 日と 16 日の 2 日間、運転条件は空調ヒートポンプの冷房(約 2.5 kW)を 12:00~22:00 に、給湯ヒートポンプ(約 5.5 kW)を 20:00~21:30 に運転させた。図 5.4.3-1 に 7 月 14 日、図 5.4.3-2 に 7 月 16 日の給湯ヒートポンプの COP 実測値と計算値(運転開始 1 分は除く)を示す。また、表 5.4.3-1 に 14 日、表 5.4.3-2 に 16 日の 20:01~20:07、20:07~21:30、の精度検証結果(標準偏差と標本平均値に対する標準偏差)を示す。14 日、16 日ともに運転開始直後の給湯出口温度がオーバーシュートする時間帯 20:01~20:07 は、30%以上の誤差があり、上手く近似できていない。これは、モデル式を作成した実験データの適用範囲外となるためだと考える。20:20~21:30 は、誤差が 5%以内となり精度よく近似できていることがわかる。

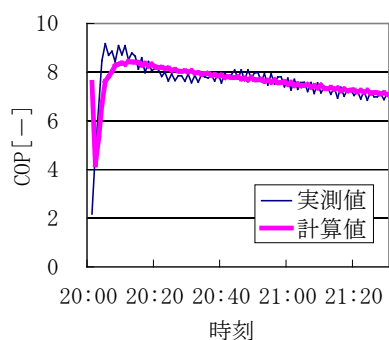


図 5.4.3-1 14 日の計算値と実測値

表 5.4.3-1 近似精度の検証結果表

	標準偏差 [-]	変動係数 [%]
20:00~20:07	2.50	37.75
20:07~21:30	0.28	3.65



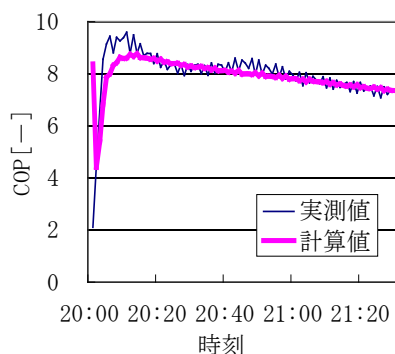


図 5.4.3-2 16 日の計算値と実測値

表 5.4.3-2 近似精度の検証結果表

	標準偏差 [-]	変動係数 [%]
20:00～20:07	2.81	41.89
20:07～21:30	0.33	4.05

これらの結果より、機器が安定した部分では問題なく近似できており、試作機の性能曲線をモデル化する事ができたと考える。しかしながら、今回のモデル式作成はデータ数が少なく、適用範囲が狭いため限定的な利用となる。よって、更にデータの蓄積が必要であると考えている。また、物理的なモデルとの検証は今後の課題とする。

## 5.5 第5章のまとめ

本章では、MMHP システムに適した要素機器開発の一環として、水熱源瞬間式給湯ヒートポンプという新しい給湯方式の提案と動作確認、性能を提示した。また、性能曲線のモデル化方法を提示し、その有効性を検証した。以下は得られた知見である。

- 1) MMHP システムを利用した本給湯機は冬期想定 COP:5.2, 中間期想定 COP:6.6, 夏期想定 COP8.5 と高い効率を確認した。
- 2) 実験データの解析より本給湯機（試作機）のモデル式を作成した。近似精度は変動係数で 4.25% とよく近似できており、シミュレーションに利用可能であると考え。但し、データ範囲が狭いため、限定的な利用のみとなる。

尚、本報で提案した水熱源瞬間式給湯ヒートポンプは、実用において、水熱源システムが必要であることや、現状では安価な深夜電力を利用できない、瞬時の消費電力が大きい、電力使用の平準化ができない、住宅での利用には大きな圧縮機が必要となるなど、不利な点が多数ある。一方で、実験結果より大幅な省エネルギーの可能性を秘めていることを確認した。

将来、自然エネルギーを有効に取り入れるために、太陽熱や地中熱などを利用した水熱源システムが導入されていく可能性は大いにあると考えられる。よって、引き続き機器の改良・開発と MMHP システム全体の省エネルギー性の追求を行なう予定である。

## 第5章 参考文献

- 5.1) 吉田史志・大岡龍三・日野俊之：マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムに関する技術開発 第1報-水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの開発と性能検証，空気調和・衛生工学会論文集 No.208, pp.11～20, (2014-07)
- 5.2) 北山広樹，村川三郎，濱田靖弘，高田宏，鍋島美奈子，三村拓矢，住宅における CO<sub>2</sub> ヒートポンプ式給湯機の稼働実態と性能評価に関する研究：第1報-実使用に基づく CO<sub>2</sub> ヒートポンプ式給湯機の性能評価，空気調和・衛生工学会論文集 No.169, pp.1-11, (2011)
- 5.3) 北山広樹，村川三郎，濱田靖弘，高田宏，鍋島美奈子，住宅における CO<sub>2</sub> ヒートポンプ式給湯機の稼働実態と性能評価に関する研究：第2報-住宅における湯の使われ方と給湯負荷の解析，空気調和・衛生工学会論文集 No.180, pp.1-11, (2012)
- 5.4) 高田宏，村川三郎，北山広樹，濱田靖弘，鍋島美奈子，住宅における CO<sub>2</sub> ヒートポンプ式給湯機の稼働実態と性能評価に関する研究：第3報-追い焚きを考慮した給湯負荷モードの開発，空気調和・衛生工学会論文集 No.191, pp.1-9, (2013)
- 5.5) 高田宏，村川三郎，北山広樹，住宅における CO<sub>2</sub> ヒートポンプ式給湯機の稼働実態と性能評価に関する研究：第4報-エネルギー消費量・機器効率の推計ツールの開発，空気調和・衛生工学会論文集 No.205, pp.9-16, (2014)
- 5.6) 高田宏，村川三郎，北山広樹，住宅における CO<sub>2</sub> ヒートポンプ式給湯機の稼働実態と性能評価に関する研究(第5報)シミュレーションによるエネルギー消費量・機器効率の検討，空気調和・衛生工学会論文集 No.217, pp.19-28, (2015)
- 5.7) 濱田靖弘，村川三郎，高橋功多，北山広樹，鍋島美奈子，高田宏，実使用を考慮した貯湯式給湯機の性能評価に関する研究：修正 M1 モードによる実験室実験とフィールド実測による CO<sub>2</sub> ヒートポンプ式給湯機の評価，空気調和・衛生工学会論文集 No.198, pp.1-10, (2013)
- 5.8) 東京大学，太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発，平成23年度地球温暖化対策技術開発委託事業委託業務，(2012-03)

## 第 6 章

### 水熱源空調ヒートポンプの開発研究と性能検証

---

#### 6.1 水熱源空調ヒートポンプの概要

##### 6.1.1 開発経緯と第 6 章の目的

##### 6.1.2 実験機の概要

#### 6.2 実験方法

##### 6.2.1 実験概要

##### 6.2.2 実験施設の概要と制御方法

##### 6.2.3 測定項目と測定設備

##### 6.2.4 評価方法

##### 6.2.5 実験条件

#### 6.3 実験結果と考察

##### 6.3.1 運転状態の確認

##### 6.3.2 冷房：膨張弁開度変更の実験結果

##### 6.3.3 冷房：本システム温度域における性能検証

##### 6.3.4 暖房：膨張弁開度変更の実験結果

#### 6.4 性能曲線のモデル化

##### 6.4.1 目的

##### 6.4.2 性能曲線のモデル化方法

##### 6.4.3 冷房：近似多項式の作成方法

##### 6.4.4 暖房：近似多項式の作成方法

##### 6.4.5 モデル式の有効性の確認

#### 6.5 第 6 章のまとめ

#### 第 6 章の参考文献



## 第6章 水熱源空調ヒートポンプの開発研究と性能検証<sup>6.1)</sup>

### 6.1 水熱源空調ヒートポンプの概要

#### 6.1.1 開発経緯と第6章の目的

MMHP システムは複数の熱源を利用することで、常に熱源水温度（水ループ循環水温度）を自然土壌温度（ほぼ年間平均気温に相当） $\pm 5\text{ K}$ （例えば東京では  $12\sim 22\text{ }^{\circ}\text{C}$  程度）の範囲内にすることが可能である。その温度域は空調ヒートポンプにとって空気熱より有利な熱源になると考えられる。よって、空調ヒートポンプは常に高効率での運転が可能となる。

本章では、MMHP システムの熱源水温度範囲で高効率な運転が可能となる水熱源空調ヒートポンプを開発するため、機器制御（膨張弁開度）の違いによる性能検証と既存製品の改良開発を行い、本システムを利用した際の空調ヒートポンプの性能を確認することを目的とする。また、実測データをもとに多変量解析を行ない、シミュレーションに必要な性能曲線のモデル化を行った。その解析方法とモデル式も同時に示す。

#### 6.1.2 実験機の概要<sup>6.2)</sup>

図 6.1.2-1 に実験機の外観写真を、表 6.1.2-1 に実験機の仕様を、図 6.1.2-2 に実験機の冷媒系統図を示す。実験機は既存製品の水熱源空調ヒートポンプ（定格出力：冷房  $2.5\text{ kW}$ 、暖房  $3.0\text{ kW}$ ）を改良して製作した。改良点は冷媒/水熱交換器の二重管式をプレート式に変更した（図 6.1.2-3）。二重管式よりプレート式の方が熱交換能力を大きくすることが可能で、さらに水側と冷媒側共に流動圧力損失が少ない点で省エネルギー化の可能性がおおきい。これにも拘わらず二重管式が使われる理由は、主に水側伝熱面の汚れ対策から選択されているものと考えられる。本システムの循環水配管は密閉系のため、汚れの恐れはない。また、既存製品は熱源システムとして冷却塔や補助熱源（ボイラ）を利用することを想定し、冷房・暖房ともに空調ヒートポンプの熱源水入口温度は  $15\sim 45\text{ }^{\circ}\text{C}$  を適用範囲としている。これらより、本実験機は本システムコンセプトの熱源水温度範囲  $12\sim 22\text{ }^{\circ}\text{C}$  にて実験を行い、機器の制御方法（内部制御の膨張弁開度の設定）を最適化する必要がある。



図 6.1.2-1 実験機の外観写真

表 6.1.2-1 試作機の概要

冷媒圧縮機	型式	密閉型ロータリー式
	シリンダ容積	9.2cm <sup>3</sup>
	電動機	0.7kW, DC インバータ
冷媒	HFC-410A	充填量 850g
水熱交換器	型式	プレート式 (40 枚)
	伝熱面積	0.95m <sup>2</sup>
	水側流速	0.029m/s @ 9L/min
空気熱交換器	型式	2 列 18 段 2 パス コア寸法 735mm
	面風速	0.6m/s @ 10m <sup>3</sup> /min
	ファン	0.15kW, DC モータ
膨張弁	電子式	口径 Φ1.8

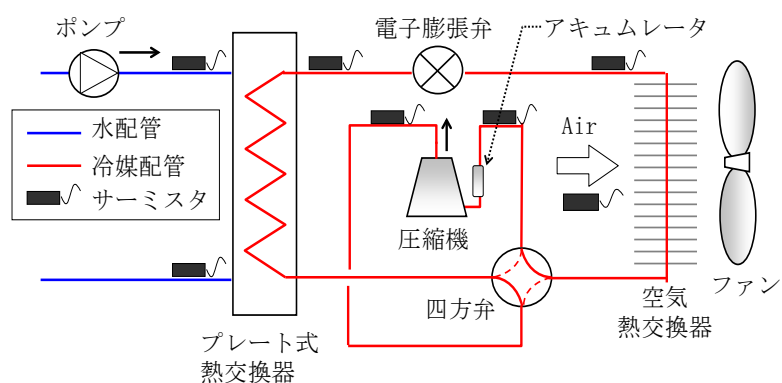


図 6.1.2-2 試作機の概要



図 6.1.2-3 冷媒/水 熱交換器 (左：二重管式, 右：プレート式)

## 6.2 実験方法

### 6.2.1 実験概要

実験機の膨張弁開度を変更して性能値を確認することで、システムに合った膨張弁開度の自動制御を検討し、機器を改良する。また、改良した実験機を用いて、本システムにおける水熱源空調ヒートポンプの性能値を確認する。

### 6.2.2 実験施設の概要と制御方法

6.1.2 節に記した試作機を第4章と同様の東京大学生産技術研究所千葉実験所に設置し、地中熱交換器を有した水ループの実験システムに接続して実験を行った。実験システムの使用機器の仕様やシステム構成は、第4章に記載しているが、本章を読み易くするため、再度、実験システムの使用機器の仕様と実験システムの構成図(図6.2.2-1)を以下に記す。

- 1) 水熱源空調ヒートポンプ：1台、仕様は表6.1.2-1 参照
- 2) 水熱源瞬間式給湯ヒートポンプ：1台、インバータ駆動ロータリコンプレッサ 1.8 kW，最大出力 14.4 kW
- 3) 太陽空気熱源ヒートポンプ：1台、インバータ駆動ロータリコンプレッサ 1.38kW，公称熱出力 5 kW(水ループの加熱・冷却)，集熱面積 7 m<sup>2</sup>，設置方位南向き，傾斜角 30°
- 4) 地中熱交換器：2本，ボアホール 深さ 50 m，25A シングル U チューブ（ポリエチレン製），充填材 小砂利，2本の U チューブ間隔 1 m
- 5) 循環ポンプ：3台，各ヒートポンプ専属の小型 DC ポンプ 60 W（流量調整可能）
- 6) 冷暖房模擬負荷用の空気熱源空調ヒートポンプ：2台，合計定格冷房出力 4.7 kW，合計定格暖房出力 5.7 kW

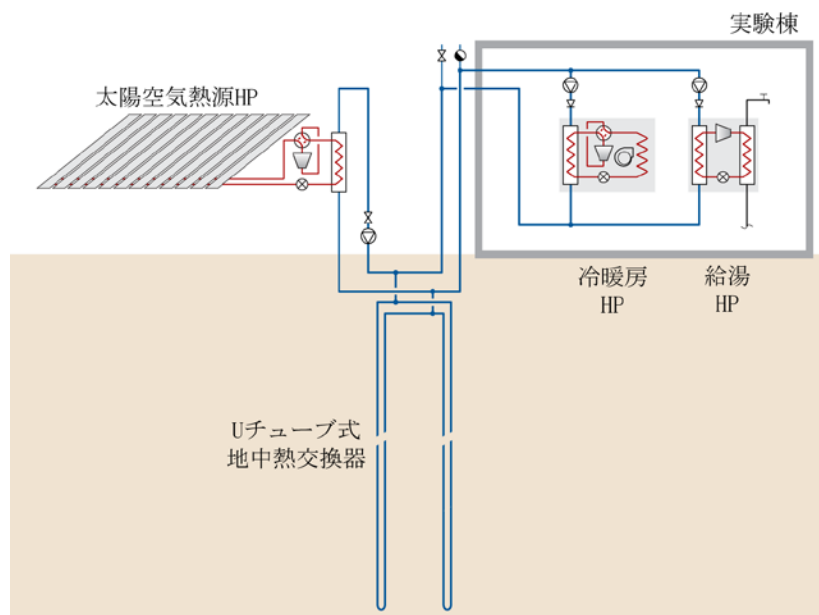


図 6.2.2-1 実験システムの構成図

熱源側の温度条件の調整には、同じ水ループシステムに接続された水熱源瞬間式給湯ヒートポンプ・太陽空気熱源ヒートポンプ・地中熱交換器を用いて行った。熱源側の流量の調整は循環ポンプで調整した。熱利用側は、室内に設置した模擬負荷用の空調機にて、室内の熱負荷を調整可能とした（図 6.2.2-2）。実験機である水熱源空調ヒートポンプの制御は、一般空調と同様な運転モード・設定温度・風量の制御の他に、空調の内部制御ソフトを用いることで、圧縮機運転周波数と膨張弁開度を制御可能とした。



図 6.2.2-2 実験室の内観写真（模擬負荷用空調機と実験機）

### 6.2.3 測定項目と測定設備

測定項目、測定点数、測定箇所、設備、測定精度を表 6.2.3-1 に示す。これらをデータロガーにて 1 秒間隔で測定した。また、空調機の運転状態を確認するため、冷媒高圧・低圧のゲージ圧を目視にて確認し、冷媒の凝縮温度・蒸発温度を算出した。

表 6.2.3-1 測定項目と測定設備の概要

測定項目	測定点数	測定箇所	設備	測定精度
水温	2	実験機の熱源水入口, 熱源水出口	挿入型白金側温抵抗体	classA
流量	1	実験機の熱源水出口	電磁式流量計	±1.0%
室温	1	実験機の空気吸込口	T 熱電対	±1.0℃
室内湿度	1	実験機の空気吸込口	小型湿度プローブ	±1.5%
電力	1	消費電力	プラグイン電力変換器	±0.25～0.5%fs
冷媒温度	4	圧縮機吸込, 圧縮機吐出, 膨張弁前, 膨張弁後	T 熱電対 (配管表面)	±1.0℃



### 6.2.4 評価方法

実測値から COP を算出して評価を行なった。冷房の COP 算出式を式(6.2.4-1)～式(6.2.4-2)に、暖房の COP 算出式を式(6.2.4-3)～式(6.2.4-4)に示す。算出に利用するデータは空調機の運転状態が安定し、実験条件となった際の5分間の平均値を用いた。

$$Q_c = C_w F_w (T_1 - T_2) / 60 - E \quad \cdots \cdots (6.2.4-1)$$

$$\text{COP}_c = Q_c / E \quad \cdots \cdots (6.2.4-2)$$

$$Q_h = C_w F_w (T_2 - T_1) / 60 + E \quad \cdots \cdots (6.2.4-3)$$

$$\text{COP}_h = Q_h / E \quad \cdots \cdots (6.2.4-4)$$

$Q_c$	: 冷房出力	[kW]
$C_w$	: 水の比熱（ここでは、4.18 を使用）	[kJ/kg]
$F_w$	: 熱源水流量	[L/min]
$T_1$	: 熱源水（水ループ循環水）出口温度	[°C]
$T_2$	: 熱源水（水ループ循環水）入口温度	[°C]
$E$	: 消費電力（ポンプ動力除く）	[kW]
$\text{COP}_c$	: 冷房 COP	[-]
$Q_h$	: 暖房出力	[kW]
$\text{COP}_h$	: 暖房 COP	[-]

また、膨張弁開度の適正を判断するため、冷房では圧縮機吸込温度と蒸発温度の差より過熱度を算出した。暖房では凝縮温度と膨張弁前温度の差より過冷却度を算出した。

### 6.2.5 実験条件

熱源側・熱利用側の実験条件を表 6.2.5-1 に示す。熱源側の水温は MMHP システムコンセプトの制御を考慮し、冷房時を 22℃、暖房時を 12℃と設定した。熱源側の循環水流量は 22.5 L/min, 熱利用側の風量は 8 m<sup>3</sup>/min で一定とした。室温は吸込乾球温度を冷房時 27℃, 暖房時 20℃と設定。室温が設定した条件になるように模擬負荷の空調を調整した。冷房時の湿度に関しては実験施設の制約上成り行きとした。

表 6.2.5-1 熱源側・熱利用側の実験条件

	熱源側		熱利用側		
	水ループ循環水温度	水ループ循環水流量	室内吸込乾球温度	室内吸込絶対湿度	設定風量
	℃	L/min	℃	g/kg(DA)	m <sup>3</sup> /min
冷房	22.0	22.5	27.0	成行	8
暖房	12.0	22.5	20.0	—	8

機器の内部制御条件である圧縮機運転周波数と膨張弁開度の条件を表 6.2.5-2 に示す。以下、圧縮機の周波数は 20 Hz（最小値）から 70 Hz（最大値）までを数字で表したものとする。膨張弁開度は 60 ステップ（全閉）から 480 ステップ（全開）までを数値として表したものとする。

冷房時は、空調機が定格能力 2.5 kW で運転する空間（熱負荷）を作り出し、その際に自動で制御された値「周波数 49 Hz」, 「膨張弁開度 193 ステップ」を標準設定値とした。そこから、圧縮機の周波数を固定し、膨張弁開度を 193, 203, 213, 223, 233 ステップと水準をふった。

暖房においても同様に、定格能力 3.0 kW で運転する空間（熱負荷）を作り出し、その際の自動で制御された値「周波数 55 Hz」, 「膨張弁開度 259 ステップ」を標準設定値とし、膨張弁開度を 199, 219, 239, 259, 279 ステップと水準をふった。

表 6.2.5-2 機器内部制御の設定条件

	内部制御 設定値		出力 [kW]
	圧縮機周波数[Hz]	膨張弁開度[ステップ]	
冷房	49 <sup>†1</sup>	193 <sup>†1</sup> , 203, 213, 223, 233	2.5
暖房	55 <sup>†2</sup>	199, 219, 239, 259 <sup>†2</sup> , 279	3.0

注 †1 冷房の標準設定値。 †2 暖房の標準設定値。

### 6.3 実験結果と考察

#### 6.3.1 運転状態の確認

冷房標準条件（圧縮機周波数 49 Hz，膨張弁開度 193 ステップ）の運転状態として 10 分間の熱源側・熱利用側・消費電力の実測データを図 6.3.1-1 に，冷媒温度の実測データを図 6.3.1-2 に示す（実験日 2011 年 12 月 13 日）。

図中のデータは 1 分平均の値を用いて示した。COP の算出に用いるデータ（11:52～11:57）の熱源水入口温度は 21.5～22.1 °C，熱源水出口温度は 23.3～23.9 °C，熱源水流量は 22.8～23.1 L/min，室内吸込乾球温度は 26.9～27.3 °C，絶対湿度は 7.4～7.5 g/kg（DA），圧縮機吸込温度は 24.0～25.2 °C，圧縮機吐出温度は 53.4～53.8 °C，膨張弁前温度は 20.5～21.7 °C，膨張弁後温度は 9.4～10.5 °C と，実験条件が安定した状態であることが分かる。また，熱源水温度が実験条件の 22.0 °C になった時（11:54）の高圧・低圧から算出した凝縮温度は 27.0 °C，蒸発温度は 9.9 °C となっていた。

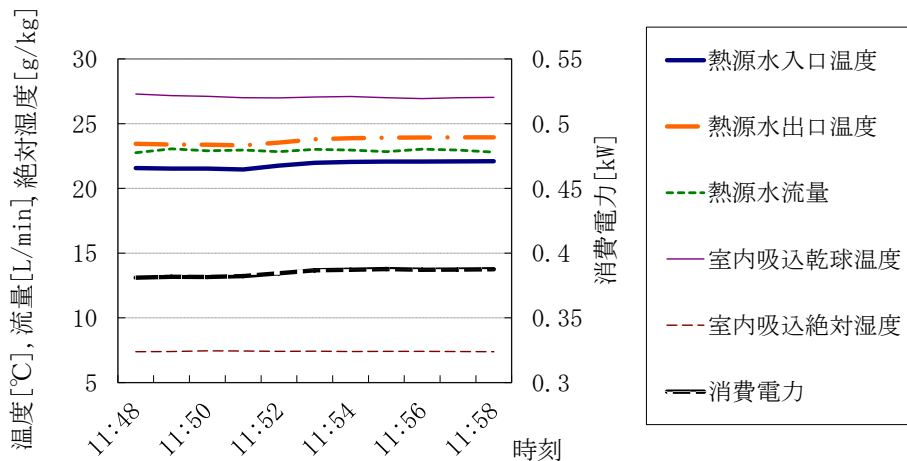


図 6.3.1-1 冷房運転の状態（熱源側，熱利用側，消費電力）

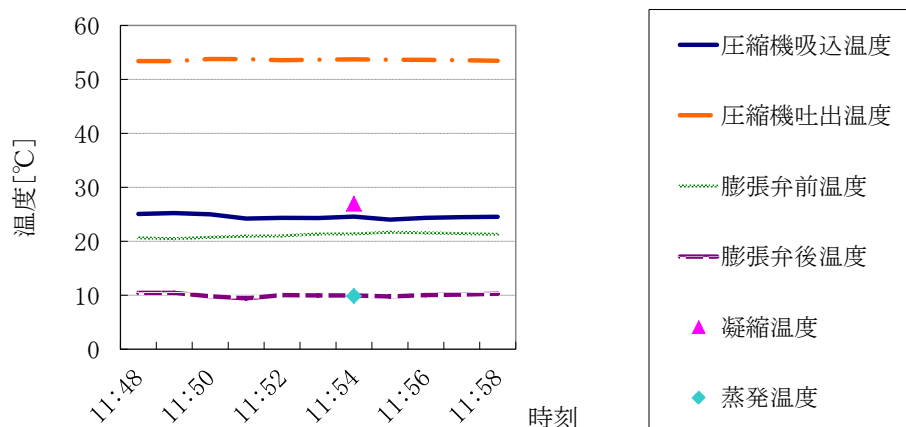


図 6.3.1-2 冷房運転の状態（冷媒温度，高圧，低圧）

冷房と同様に暖房標準条件（圧縮機周波数 55 Hz，膨張弁開度 259 ステップ）の運転状態として 10 分間の熱源側・熱利用側・消費電力の実測データを図 6.3.1-3 に，冷媒温度の実測データを図 6.3.1-4 に示す。（実験日 2011 年 12 月 15 日）

COP の算出に用いるデータ（11：20～11：25）の熱源水入口温度は 12.0～12.1 °C，熱源水出口温度は 10.4～10.5 °C，熱源水流量は 22.1～22.3 L/min，室内吸込乾球温度は 20.3～20.4 °C，圧縮機吸込温度は 14.9～15.7 °C，圧縮機吐出温度は 58.4～58.8 °C，膨張弁前温度は 32.6～33.0 °C，膨張弁後温度は 7.6～8.1 °C と，安定していることが分かる。熱源水温度が実験条件の 12.0 °C になった時（11：22）の高圧・低圧から算出した凝縮温度は 34.5 °C，蒸発温度は 8.6 °C となった。

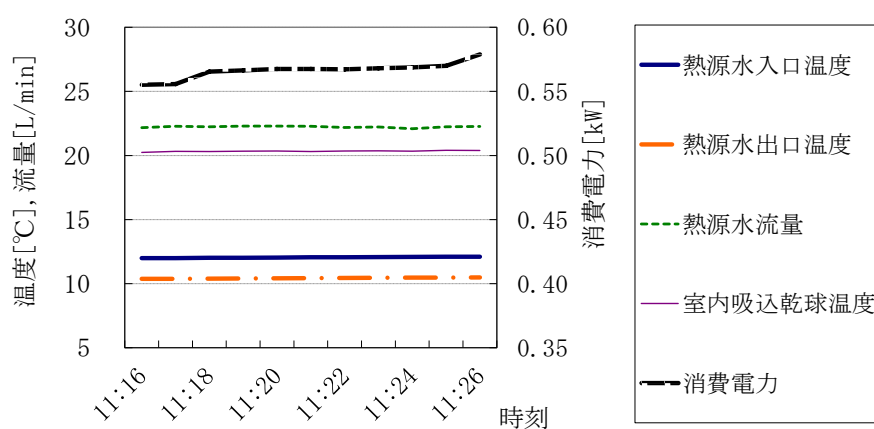


図 6.3.1-3 暖房運転の状態（熱源側，熱利用側，消費電力）

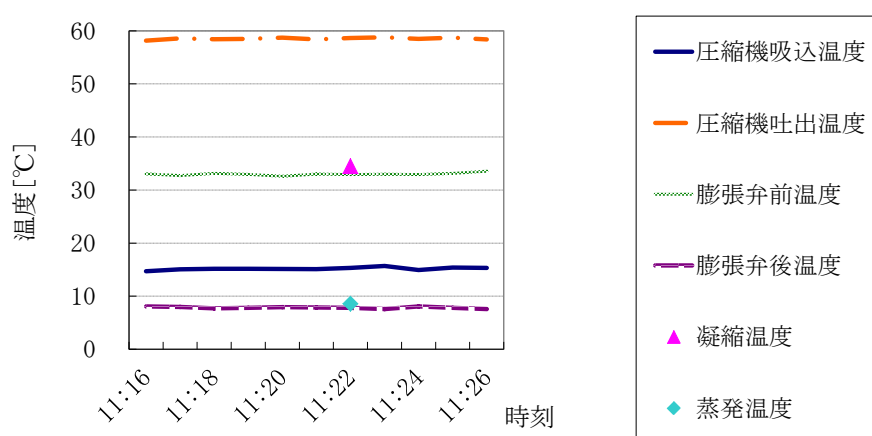


図 6.3.1-4 暖房運転の状態（冷媒温度，高圧，低圧）

その他の膨張弁開度を変更した実験状態についても，冷房・暖房ともに，6.2.5 節で設定した条件付近で安定していた。

### 6.3.2 冷房：膨張弁開度変更の実験結果

冷房の実験結果を表 6.3.2-1 にまとめる。(実験日 2011/12/13) 冷房運転において、自動で制御された標準設定値の COP は 6.6 となった。その際、過熱度は 14.8 K と一般的な数値の 5 K に比べ大きい値であった。膨張弁開度を大きくしていくと、凝縮温度にほぼ変化はなく、蒸発温度は高くなっていった。また、消費電力は小さくなり、冷房出力は大きくなった。膨張弁開度を標準設定値の 193 ステップから 233 ステップにすると、COP が 6.6 から 8.3 へ向上した。その際の過熱度は 5.3 K と一般的な数値に近い値となっていた。過熱度が 5 K 以下になると、液バックにより、圧縮機が故障する可能性がある。

表 6.3.2-1 冷房：膨張弁開度の変更による実験結果

設定値		実験結果					
圧縮機周波数	膨張弁開度	凝縮温度	蒸発温度	過熱度	消費電力	出力	COP
Hz	ステップ	℃	℃	K	kW	kW	-
49 <sup>†1</sup>	193 <sup>†1</sup>	27.0	9.9	14.8	0.39	2.54	6.6
	203	27.0	11.1	12.9	0.38	2.65	7.0
	213	27.2	11.1	13.1	0.38	2.69	7.2
	223	27.2	12.3	10.9	0.37	2.78	7.6
	233	27.2	13.8	5.3	0.35	2.92	8.3

注 †1 冷房の標準設定値。

本試作機の標準設定値の過熱度が 14.8 K と大きく設定されていた理由は、水熱交換器を二重管式からプレート式に変更したことや、様々な熱源水温度条件において、液バックなどによる圧縮機の故障を防止するため、安全を見て設定されていたものと考えられる。

これらの実験結果より、本実験機は膨張弁開度の自動制御を変更することで COP が向上できると分かった。この理由は膨張弁開度を大きくすると、圧力差より凝縮液の排出性が上昇し、冷媒流量が増加、その結果、蒸発器出口まで湿り状態となることで、蒸発器の熱交換が促進されたと推察される。よって、圧縮機周波数が同じ場合においても、出力が大きくなり、COP が向上したと考える。

上記結果を踏まえ、実験機の膨張弁開度の自動制御を改良した。本システムの熱源水温度は、夏期の冷房運転のみを考えると 17～22 ℃に保たれる。その条件で運転した際、できる限り膨張弁開度を大きく取り、且つ過熱度が 5 K 以下にならず、圧縮機の故障がないことを確認し、改良した。

### 6.3.3 冷房：本システムの温度域における性能検証

膨張弁開度の自動制御を改良した実験機を用いて、本システムの温度域における性能値を確認した。表 6.3.3-1 に実験条件と実験結果を示す。（実験日：2013/8/16, 26）実験方法は 6.2 節と同様とした。実験条件は本システムコンセプト（冷房時は 17～22℃の温度域）より、熱源水温度を 17℃・22℃の 2 水準とした。その他の実験条件は 6.2.5 節と同様とするが、前条件と異なる点は、夏に実験を行なったことで、絶対湿度が高い点が挙げられる。また圧縮機の周波数は定格出力を狙い 40 Hz で固定とし、膨張弁開度は自動制御とした。

表 6.3.3-1 冷房：膨張弁開度の変更による実験結果

熱源水側		熱利用側			冷房出力	消費電力	実測 COP
温度	流量	乾球温度	設定風量	絶対湿度			
℃	L/min	℃	m <sup>3</sup> /min	g/kg	kW	kW	-
17.1	18.5	26.3	8	10.9	2.80	0.20	14.2
22.2	20.0	27.2	8	10.9	2.54	0.25	10.1

本システムにおける現試作機の冷房 COP は 10.1～14.2 となった。改良前の実験結果 COP 6.6 と、同条件（熱源水温度 22℃）である改良後の COP 10.1 を比べると、約 1.53 倍の効率向上が確認できた。一方で、その際の蒸発温度は 16.4℃となっていたため、改良前の蒸発温度 9.9℃に比べると除湿性能が落ちていると推察されるが、今回は COP に主眼を置き、除湿に対する検討は今後の課題とした。

### 6.3.4 暖房：膨張弁開度変更の実験結果

暖房の実験結果を表 6.3.4-1 にまとめる（実験日 2011/12/13）。暖房運転は膨張弁開度を変更しても COP が 5.2 から 5.4 と大きな差が見られなかった。そのため、開度の水準を大きくする方向へ 299, 319, 379, 469 ステップと追加したが、COP は 5.4 から 4.6 と小さくなった。また、凝縮温度は小さくなり、蒸発温度は大きくなった。出力・消費電力はともに減少した。一方、過冷却度は-0.8~2.3 K となっていた。冷房時の標準設定で過冷却度を調べてみると 5 K 以上あり、それと比較すると小さい値となっていることがわかった。

表 6.3.4-1 冷房：膨張弁開度の変更による実験結果

設定値		実験結果					
圧縮機周波数	膨張弁開度	凝縮温度	蒸発温度	過冷却度	消費電力	出力	COP
Hz	ステップ	℃	℃	K	kW	kW	-
55 <sup>†2</sup>	199	34.5	5.9	1.5	3.05	0.59	5.2
	219	33.9	6.6	1.5	3.12	0.57	5.5
	239	33.9	7.6	1.5	3.11	0.57	5.5
	<b>259<sup>*</sup></b>	<b>34.5</b>	<b>8.6</b>	<b>1.6</b>	<b>3.08</b>	<b>0.57</b>	<b>5.4</b>
	279	33.9	8.9	1.4	2.99	0.55	5.4
	299	33.7	7.9	1.5	2.91	0.55	5.5
	319	31.0	9.5	-0.8	2.76	0.55	5.1
	379	31.8	10.5	1.8	2.47	0.50	4.9
	469	29.8	11.1	2.3	2.12	0.46	4.6

注 †2 暖房の標準設定値。

これらの実験結果より、暖房運転において、膨張弁開度の調整による大きな性能向上が得られなかった。また、標準設定値においても過冷却度が小さく、膨張弁開度を大きくしても出力が減少することから、本実験機の定格出力周辺における暖房運転では、過冷却がとれておらず、高压冷媒ガスが抜けている可能性があるかと推察される。これは定格出力における圧縮機容量・熱交換器容量・制御などのバランスが適正でないことや、冷媒封入量が不足気味となっていることが原因として考えられる。

しかしながら、これらに対する実験機の改良は、冷房・暖房ともに適正な冷媒量を確保するためのバッファタンクとしてアキュムレータを設置するなどの大きな改良が必要となるため、今後の課題とした。

## 6.4 性能曲線のモデル化<sup>6.3)</sup>

### 6.4.1 目的

本システムの効果を明確化するには、様々な条件（気象条件・建物条件・機器運転方法）における検討が必要である。そこで、それら条件を変更できるエネルギーシミュレーションツールを作成するため、本システム用に開発した空調実験機に未だ改良の余地は残るが、現状機器の性能曲線をモデル化した。このモデル化により、現状機器における本システムの効果を確認することを目的とする。

### 6.4.2 性能曲線のモデル化方法

本システム用に既存製品を改良した水熱源空調ヒートポンプは開発機器の為、仕様書などが十分に整備されていない。そこで、空調機器の性能値に影響を与える因子に水準を振って得た実験データより、開発空調機の性能曲線をモデル化し、近似多項式で表現した。以下、6.4.3節に冷房運転、6.4.4節に暖房運転の近似多項式作成方法を順に説明し、6.4.5節においてモデル式の有効性の確認について示した。

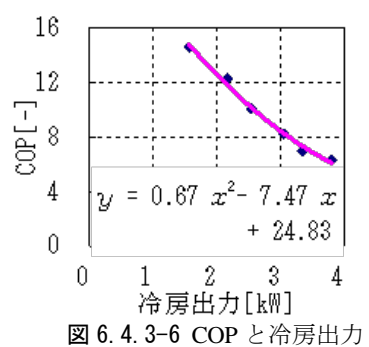
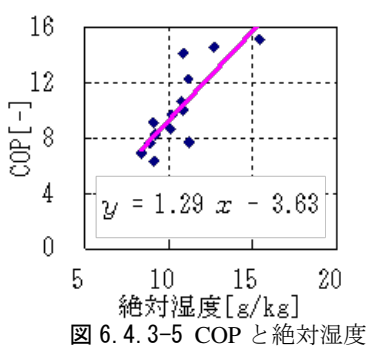
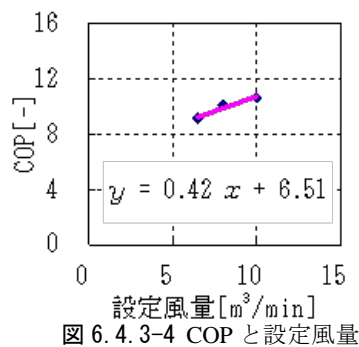
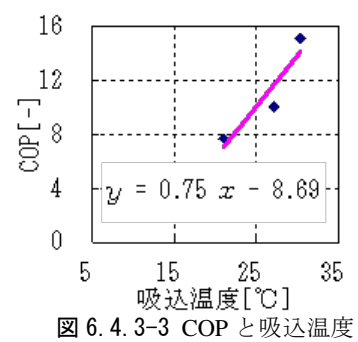
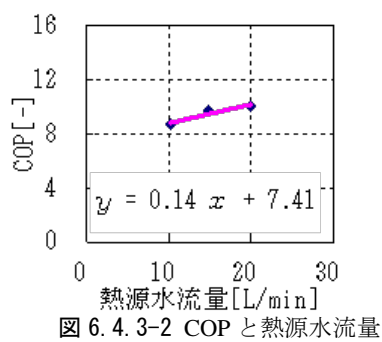
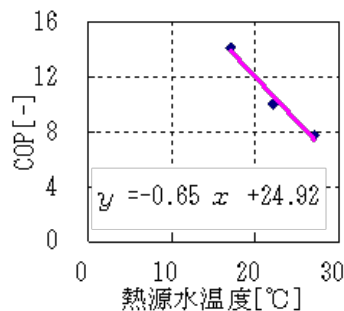
### 6.4.3 冷房：近似多項式の作成方法

- 1) 冷房の近似多項式作成に利用したデータ（制御因子、運転条件、実測値）を表 6.4.3-1 に示す。これらのデータは、膨張弁開度の制御を改良した実験機を用い、2013 年 8 月 12 日に測定を行ったものである。実験は熱源水温度 22 °C、熱源水流量 20 L/min、吸込温度 27 °C、設定風量 8 m<sup>3</sup>/min、冷房出力 2.5 kW(周波数 40 Hz)を標準条件とし、各因子を変化させた際の実測値を表している。絶対湿度は実験施設の制約により制御できない為、絶対湿度のみを水準に振ったデータは得られなかった。
- 2) 表 6.4.3-1 のデータより各要因に対する変化特性をグラフ化し、近似パラメータを求めた。COP と熱源水温度の関係を図 6.4.3-1、COP と熱源水流量の関係を図 6.4.3-2、COP と吸込温度の関係を図 6.4.3-3、COP と設定風量の関係を図 6.4.3-4、COP と絶対湿度の関係を図 6.4.3-5、COP と冷房出力の関係を図 6.4.3-6 に示す。絶対湿度（図 6.4.3-5）に関しては、表 6.4.3-1 の全てのデータを用いて近似パラメータを求めた。



表 6.4.3-1 冷房：実験データ（青色背景は水準を振った因子の結果，赤色背景は実測 COP）

制御因子		No	運転条件						実測値
			熱源側（水側）		熱利用側（空気側）				COP [-]
			熱源水温度 [℃]	熱源水流量 [L/min]	吸込温度 [℃]	設定風量 [m³/min]	絶対湿度 [g/kg(DA)]	冷房出力 [kW]	
熱源側 （水側）	温度	1	17.1	18.5	26.3	8.0	10.9	2.8	14.2
		2	22.2	20.0	27.1	8.0	10.8	2.5	10.1
		3	27.1	19.7	26.2	8.0	11.2	2.5	7.7
	流量	4	22.0	10.2	26.7	8.0	10.1	2.4	8.7
		5	22.0	14.8	26.8	8.0	10.2	2.6	9.7
		6	22.2	20.0	27.1	8.0	10.8	2.5	10.1
熱利用側 （空気側）	吸込温度	7	22.1	20.3	21.1	8.0	8.9	2.2	7.7
		8	22.2	20.0	27.1	8.0	10.8	2.5	10.1
		9	21.6	20.3	30.4	8.0	15.4	3.2	15.1
	設定風量	12	21.6	20.2	26.2	6.5	9.1	2.5	9.1
		13	22.2	20.0	27.1	8.0	10.8	2.5	10.1
		14	22.1	20.2	27.0	10.0	10.8	2.8	10.6
	冷房出力	18	21.9	20.4	26.8	8.0	12.7	1.6	14.6
		19	22.1	20.3	27.0	8.0	11.2	2.2	12.3
		20	22.2	20.0	27.1	8.0	10.8	2.5	10.1
		21	22.2	20.3	27.1	8.0	9.2	3.1	8.3
		22	22.3	20.1	27.1	8.0	8.4	3.4	7.0
		23	22.1	20.2	26.7	8.0	9.1	3.8	6.4



- 3) 図 6.4.3-1～図 6.4.3-6 の近似パラメータを利用し、性能値の近似多項式は全ての要因が独立して性能値 COP に影響を与えると仮定して、熱源温度、熱源流量、水道温度（給湯入口温度）、給湯温度（給湯出口温度）の 1 次近似パラメータと加熱量の 2 次近似パラメータの積で近似した（式（6.4.3-1））。式（6.4.3-1）に示したモデル式以外に、近似パラメータの和で作成したモデル式や、近似パラメータを全て 1 次式の積で作成したモデル式も検証を行ったが、式（6.4.3-1）が最も精度よく近似できた。また、この式に利用した近似パラメータ  $\alpha_{1\sim13}$  と係数  $\beta_1 \gamma_1$  の値を表 6.4.3-2 に示す。

$$\text{COP}_c = (\alpha_1 T_w + \alpha_2)(\alpha_3 F_w + \alpha_4)(\alpha_5 T_a + \alpha_6)(\alpha_7 F_a + \alpha_8)(\alpha_9 SH_a + \alpha_{10}) \\ (\alpha_{11} Q_c^2 + \alpha_{12} Q_c + \alpha_{13}) / \beta_1 \gamma_1^5 \cdots \cdots (6.4.3-1)$$

$\text{COP}_c$	: 冷房 COP	[-]
$T_w$	: 水側 熱源水温度（水ループ循環水 HP 入口温度）	[°C]
$F_w$	: 水側 熱源水流量（水ループ循環水流量）	[L/min]
$T_a$	: 空気側 吸込温度	[°C]
$F_a$	: 空気側 設定風量	[m <sup>3</sup> /min]
$SH_a$	: 空気側 絶対湿度	[g/kg(DA)]
$Q_c$	: 冷房出力	[kW]
$\alpha_{1\sim13}$	: COP の近似パラメータ	[-]
$\beta_1$	: 出力の補正係数（計算値と実績値の残差合計が最小となる係数）	[-]
$\gamma_1$	: 出力のデータ平均値（定格値の比率に直す係数）	[-]

表 6.4.3-2 冷房：近似パラメータと係数の値

熱源水温度		熱源水流量		吸込温度		設定風量		絶対湿度		冷房出力			係数	
$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$	$\alpha_5$	$\alpha_6$	$\alpha_7$	$\alpha_8$	$\alpha_9$	$\alpha_{10}$	$\alpha_{11}$	$\alpha_{12}$	$\alpha_{13}$	$\beta_1$	$\gamma_1$
-0.65	24.92	0.14	7.41	0.75	-8.69	0.42	6.51	1.29	-3.63	0.67	-7.47	24.83	0.83	10.09

- 4) 近似精度を確認するため、式（6.4.3-1）によるモデル計算値と実測値の相関を図 6.4.3-7 に、近似精度の検証結果を表 6.4.3-3 に示す。誤差のばらつきの指数として標準偏差は 1.53、標本平均値 10.09 に対する標準偏差（相対値）は 15.16% となった。

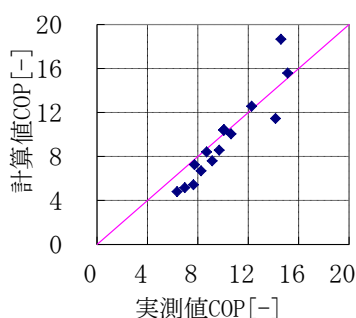


図 6.4.3-7 計算値と実測値の相関図

表 6.4.3-3 近似精度の検証結果表

	標準偏差 [-]	変動係数 [%]
COP	1.53	15.16

- 5) 更に近似精度を高める為、計算値と実測値の残差 2 乗の合計が極小になるようなモデル計算式 (6.4.3-1) の収束計算を実施。収束計算後の  $\alpha_{1\sim13} \beta_1 \gamma_1$  を表 6.4.3-4 に示す。

表 6.4.3-4 冷房：収束計算後の近似パラメータと係数の値

熱源水温度		熱源水流量		吸込温度		設定風量		絶対湿度		冷房出力			係数	
$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$	$\alpha_5$	$\alpha_6$	$\alpha_7$	$\alpha_8$	$\alpha_9$	$\alpha_{10}$	$\alpha_{11}$	$\alpha_{12}$	$\alpha_{13}$	$\beta_1$	$\gamma_1$
-0.66	24.00	0.08	6.49	0.23	6.61	0.12	7.27	1.17	-1.17	-0.37	-0.66	19.95	0.76	10.09

- 6) 収束計算後のモデル計算値と実測値の相関を図 6.4.3-8 に、近似精度の検証結果を表 6.4.3-5 に示す。標準偏差は 0.44、標本平均値 10.09 に対する標準偏差（相対値）は 4.34%であった。変動係数が 5 %未満と小さく、精度よく近似できている事が判る。但し、データ範囲外の精度は確認できていないため、本モデル式は限定的な利用とする。特に定格出力に対する冷房負荷率のデータは 64～152 %のため、実条件で多く発生すると考えられる負荷率 64%以下の運用では注意する必要がある。

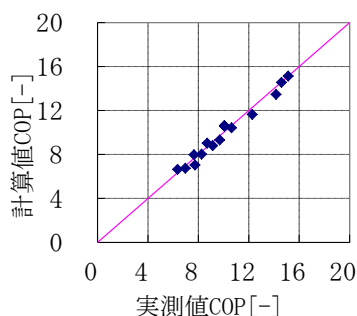


図 6.4.3-8 計算値と実測値の相関図

表 6.4.3-5 近似精度の検証結果表

	標準偏差 [-]	変動係数 [%]
COP	0.44	4.34

## 6.4.4 暖房：近似多項式の作成方法

1) 暖房の近似多項式作成に利用したデータ（制御因子，運転条件，実測値）を表 6.4.4-1 に示す。これらのデータは，2011 年 12 月 5，15 日に測定を行ったものである。実験は熱源水温度 12℃，熱源水流量 22 L/min，吸込温度 20℃，風量 8 m<sup>3</sup>/min，暖房出力 3.0 kw(周波数 70 Hz)を標準条件とし，各因子を変化させた際の実測値を表している。

また，本システムの暖房運転時の熱源水温度は 12～17℃となる為，本実験機の暖房 COP は 4.8～5.1 となることが分かった。

表 6.4.4-1 暖房：実験データ（青色背景は水準を振った因子の結果，赤色背景は実測 COP）

制御因子		No	運転条件					実測値
			熱源側（水側）		熱利用側（空気側）			COP [-]
			熱源水温度 [℃]	熱源水流量 [L/min]	吸込温度 [℃]	設定風量 [m³/min]	冷房出力 [kW]	
熱源側（水側）	温度	1	10.0	22.1	20.4	8.0	3.2	4.7
		2	12.0	22.1	20.7	8.0	3.4	4.8
		3	17.0	22.5	20.3	8.0	4.0	5.1
	流量	4	12.0	12.6	19.8	8.0	3.3	4.4
		5	12.0	17.6	20.4	8.0	3.4	4.6
		6	12.0	22.1	20.7	8.0	3.4	4.8
熱利用側（空気側）	吸込温度	7	12.0	22.3	17.2	8.0	3.1	6.1
		8	12.0	22.3	20.4	8.0	3.4	4.6
		9	12.0	22.3	24.9	8.0	3.4	4.1
	設定風量	12	12.0	22.1	20.2	6.5	3.5	4.3
		13	12.0	22.1	20.7	8.0	3.4	4.8
		14	12.1	22.1	20.2	10.0	3.7	5.1
	冷房出力	18	12.0	22.4	19.9	8.0	1.3	6.4
		19	12.1	22.3	20.1	8.0	2.0	6.5
		20	12.0	22.3	20.0	8.0	2.5	6.0
		21	12.1	22.2	20.3	8.0	3.1	5.4
22		12.0	22.2	19.8	8.0	3.5	5.1	

2) 表 6.4.4-1 のデータより各要因に対する変化特性をグラフ化し，近似パラメータを求めた。COP と熱源水温度の関係を図 6.4.4-1，COP と熱源水流量の関係を図 6.4.4-2，COP と吸込温度の関係を図 6.4.4-3，COP と設定風量の関係を図 6.4.4-4，COP と暖房出力の関係を図 6.4.4-5 に示す。

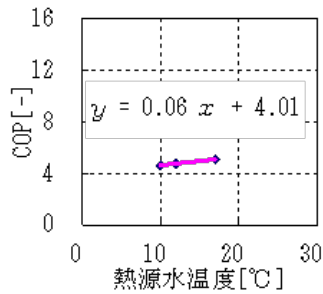


図 6.4.4-1 COP と熱源水温度

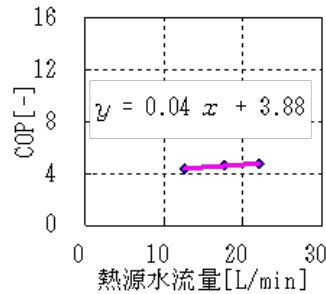


図 6.4.4-2 COP と熱源水流量

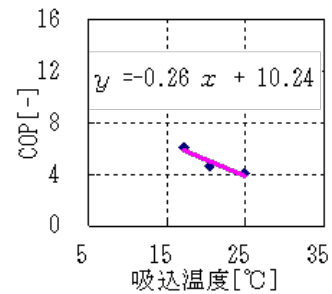


図 6.4.4-3 COP と吸込温度

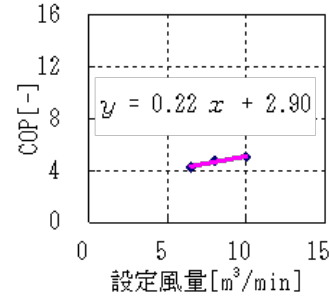


図 6.4.4-4 COP と設定風量

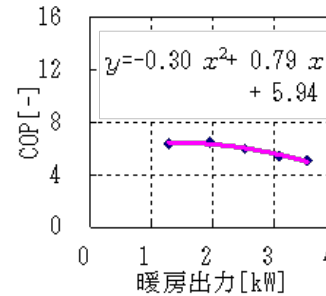


図 6.4.4-5 COP と暖房出力

- 3) 図 6.4.4-1～図 6.4.4-5 の近似パラメータを利用し、冷房の際と同様にモデル式 (6.4.4-1) を作成した。また、この式に利用した近似パラメータ  $\alpha_{1\sim 11}$  と係数  $\beta_2 \gamma_2$  の値を表 6.4.4-2 に示す。

$$\text{COP}_h = (\alpha_1 T_w + \alpha_2)(\alpha_3 F_w + \alpha_4)(\alpha_5 T_a + \alpha_6)(\alpha_7 F_a + \alpha_8) \\ (\alpha_9 Q_h^2 + \alpha_{10} Q_h + \alpha_{11}) / \beta_2 \gamma_2^5 \cdots \cdots (6.4.3-1)$$

$\text{COP}_h$	： 暖房 COP	[-]
$T_w$	： 水側 熱源水温度（水ループ循環水 HP 入口温度）	[°C]
$F_w$	： 水側 熱源水流量（水ループ循環水流量）	[L/min]
$T_a$	： 空気側 吸込温度	[°C]
$F_a$	： 空気側 設定風量	[m³/min]
$Q_h$	： 暖房出力	[kW]
$\alpha_{1\sim 11}$	： COP の近似パラメータ	[-]
$\beta_2$	： 出力の補正係数（計算値と実績値の残差合計が最小となる係数）	[-]
$\gamma_2$	： 出力のデータ平均値（定格値の比率に直す係数）	[-]

表 6.4.3-2 暖房：近似パラメータと係数の値

熱源水温度		熱源水流量		吸込温度		設定風量		暖房出力			係数	
$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$	$\alpha_5$	$\alpha_6$	$\alpha_7$	$\alpha_8$	$\alpha_9$	$\alpha_{10}$	$\alpha_{11}$	$\beta_2$	$\gamma_2$
0.06	4.01	0.04	3.88	-0.26	10.24	0.22	2.90	-0.30	0.79	5.94	1.17	5.10

4) 近似精度を確認するため、式(6.4.3-1)によるモデル計算値と実測値の相関を図6.4.4-6に、近似精度の検証結果を表6.4.4-3に示す。誤差のばらつきの指数として標準偏差は0.26、標本平均値5.10に対する標準偏差(相対値)は5.15%となった。

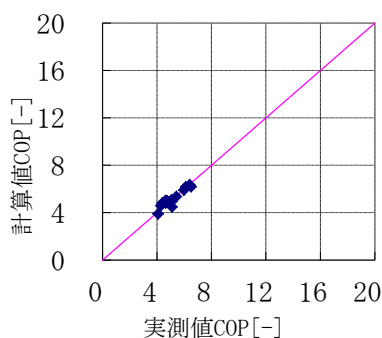


図 6.4.3-6 計算値と実測値の相関図

表 6.4.3-3 近似精度の検証結果表

	標準偏差 [-]	変動係数 [%]
COP	0.26	5.15

5) 更に近似精度を高める為、計算値と実測値の残差 2 乗の合計が極小になるようなモデル計算式(6.4.4-1)の収束計算を実施した。収束計算後の $\alpha_1 \sim \alpha_{11}$   $\beta_2$   $\gamma_2$ を表6.4.4-4に示す。

表 6.4.4-4 暖房：収束計算後の近似パラメータと係数の値

熱源水温度		熱源水流量		吸込温度		設定風量		暖房出力			係数	
$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$	$\alpha_5$	$\alpha_6$	$\alpha_7$	$\alpha_8$	$\alpha_9$	$\alpha_{10}$	$\alpha_{11}$	$\beta_2$	$\gamma_2$
0.33	1.81	0.07	3.01	-0.23	10.00	0.32	2.03	-0.38	1.08	5.61	1.06	5.10

6) 収束計算後のモデル計算値と実測値の相関を図6.4.4-7に、近似精度の検証結果を表6.4.4-5に示す。標準偏差は0.13、標本平均値5.10に対する標準偏差(相対値)は2.54%であった。変動係数が5%未満と小さく、精度よく近似できている事が判る。但し、データ範囲外の精度は確認できていないため、本モデル式は限定的な利用とする。特に定格出力に対する暖房負荷率のデータは43~116%のため、シミュレーションの運用において、負荷率43%以下のモデル式の利用は注意する必要がある。

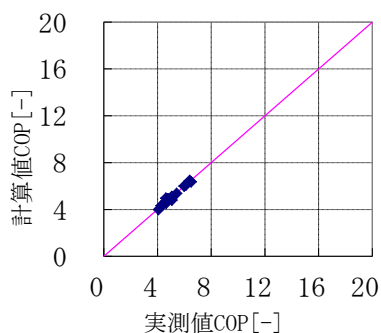


図 6.4.4-7 計算値と実測値の相関図

表 6.4.4-5 近似精度の検証結果表

	標準偏差 [-]	変動係数 [%]
COP	0.13	2.54

### 6.4.5 モデル式の有効性の確認

作成した試作機のモデル式の有効性を確認する為、実際にシステムを連続運転した際の  
実測 COP と計算値の比較を行った。システムは前記に示した実験システムを用いた。図  
6.4.5-1 に 2013 年 8 月 26 日に行った 12:00～13:00 の冷房運転の計算値と実測値を、図  
6.4.5-2 に 2012 年 12 月 18 日に行った 19:00～20:00 の冷房運転の計算値と実測値を、表  
6.4.5-1 に実験日、実測平均 COP、負荷率（実験値出力/定格出力）の平均とデータ範囲、  
精度検証結果（標準偏差と標本平均値に対する標準偏差）を示す。負荷率がモデル式を作  
成したデータ範囲にある時、変動係数は冷房・暖房ともに 6%未満と低く、精度良く近似で  
きていることが判る。

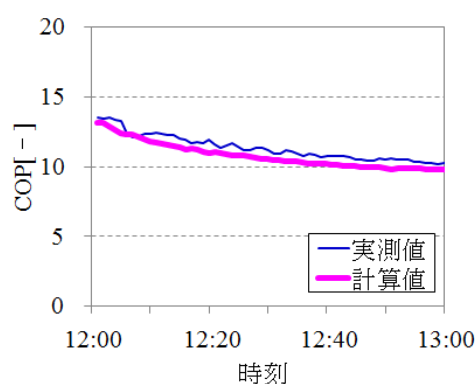


図 6.4.5-1 冷房運転の計算値と実測値

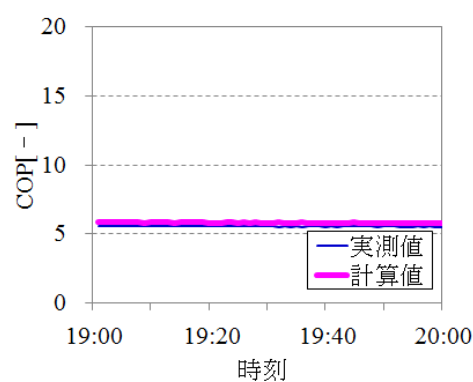


図 6.4.5-2 暖房運転の計算値と実測値

図 6.4.5-1 近似精度の検証結果

運転 モード	実験日 [年/月/日 運転時間]	平均 COP [-]	負荷率[%]		標準偏差 [-]	誤差 [-]
			平均	範囲		
冷房	2013/8/26 12:00～13:00	11.3	106	76～116	0.65	5.75
暖房	2012/12/18 19:00～20:00	5.6	110	109～111	0.27	4.77

## 6.5 第6章のまとめ

本章では、MMHP システムに適した要素機器開発の一環として、本システムコンセプトの熱源水温度域に合わせた水熱源空調ヒートポンプの制御方法（膨張弁開度の設定方法）を検討すべく、膨張弁開度毎の実験検証とその改良を行い、以下の結果を得た。

- (1) 冷房運転において、膨張弁開度の制御を変更することで実験機の COP が 6.6 から 10.1 に向上した。
- (2) 冷房運転の膨張弁開度の設定を改良した空調機を利用して、本システムの温度域で性能検証行なうと、冷房 COP が 10.1～14.2 と比較的に高い効率が得られた。
- (3) 暖房運転においては、膨張弁開度を調整しても COP に大きな変化が見られなかった。これは本実験機の冷媒封入量が関係していると考えられる。実験機に改良の余地は残るが、本システムの温度域における現状機器の暖房 COP は 4.8～5.1 となった。ここでは、改良に至らず、現実験機のパフォーマンスを確認するだけに留めてしまったが、今後、改良を検討したい。
- (4) 実験データの解析より本空調機（試作機）のモデル式を作成した。近似精度は冷房、暖房ともに変動係数で 6%未満とよく近似できており、シミュレーションに利用可能である。但し、データ範囲が狭いため、限定的な利用のみとなる。

尚、本報で空調機のパフォーマンスを示したとおり、MMHP システムは大幅な省エネルギーの可能性を秘めている。よって、引き続き機器の改良・開発と MMHP システム全体の省エネルギー性の追求を行なう予定である。



**第6章 参考文献**

- 6.1) 吉田史志, 大岡龍三, 日野俊之, マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムに関する技術開発 第2報—水熱源空調ヒートポンプの開発と性能検証, 空気調和・衛生工学会論文集, No.215, pp.1～10, (2014-02)
- 6.2) 小野勝男, 大岡龍三, 日野俊之, 三浦克弘, 吉田史志, 李榮玲, 浅井香里, 太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発(その3) 水熱源ヒートポンプ空調の性能検証と膨張弁制御による省エネ効果の検証, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.641～644, (2012-09)
- 6.3) 吉田史志, 大岡龍三, 日野俊之, 三浦克弘, 小野勝男, 兒玉和生, 太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発(その7) 水熱源ヒートポンプ空調の性能曲のモデル化, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.353～356, (2013-09)



## 第 7 章

### 地中熱交換器のモデル化

---

#### 7.1 第 7 章の目的

#### 7.2 地中熱交換器のモデル化

##### 7.2.1 解析対象

##### 7.2.2 解析方法

##### 7.2.3 解析モデルの有効性の確認

#### 7.3 第 7 章のまとめ

#### 第 7 章の参考文献



## 第7章 地中熱交換器のモデル化<sup>7.1)</sup>

### 7.1 第7章の目的

MMHP システムの効果を明確化するため、様々な条件が変更できる地中熱交換器のモデルを作成する必要がある。本章で作成する地中熱交換器のモデルは、MMHP システムの熱利用側の空調・給湯ヒートポンプに合わせた分刻みの細かなスケジュールに対応した解析と、長期的な土壌温度の変化の確認を行う必要があるため、計算負荷の少ない簡易的なモデルを作成することを目的とした。

### 7.2 地中熱交換器のモデル化

#### 7.2.1 解析対象

第3章に記した通り、MMHP システムの地中熱交換器は、日サイクルで地温を回復させるため、従来の地中熱利用（年サイクルの季節間蓄熱）に比べ、土壌への負荷が少なく、比較的浅層への高密度型地中熱交換器の設置が可能となる。浅層への高密度型地中熱交換器は、地中熱利用技術の普及拡大において課題となっている掘削などの工事費を縮減できる可能性があるため、ヘリカルコイル型（図 7.2.1-1）、ヘアピンカーブ型（図 7.2.1-2）、スリンキーコイル型（図 7.2.1-3）など、様々な研究が行われている<sup>7.2-7)</sup>。しかしながら、これらの技術は、未だ確立されておらず、設置実績やデータ数が少ない。よって、本解析の対象は、技術が確立され、設置実績の多い U チューブ型の地中熱交換器をモデル化することとし、高密度型地中熱交換器のモデル化は、今後の課題とした。



図 7.1.2-1 ヘリカルコイル型地中熱交換器の写真<sup>7.3)</sup> 図 7.1.2-2 ヘアピンカーブ型地中熱交換器の写真<sup>7.3)</sup>



図 7.1.2-3 スリンキーコイル型地中熱交換器の写真<sup>7.7)</sup>

解析対象のモデルは、2010年10月に、東京大学生産技術研究所千葉実験所内に設置され、MMHP システムの実証実験に利用している U チューブ型地中熱交換器を想定した。図 7.2.1-4 に地中熱交換器の設置場所を記す地図を、図 7.2.1-5 に地質図を、図 7.2.1-6 にボーリングサンプルから得られた土質柱状図を<sup>7.8)</sup>、図 7.2.1-7 に熱交換井の構造図を、図 7.2.1-8 に実験所の地中熱交換器の写真を、表 7.2.1-1 に地中熱交換器の熱交換用パイプの構造を、図 7.2.1-9 に熱交換用パイプの先端継手部の詳細図を示す<sup>7.3)</sup>。

図 7.2.1-4～図 7.2.1-6 に示すように、地中熱交換器の設置場所の地質は、新生代後期の常総層で、地表から軽石混じりローム・ローム質粘土・ローム質粗粒砂・ローム質細粒砂となっていた。また、地下水の水位面が 10.5 m 下にあり、この場所での透水係数は  $2.85 \times 10^{-4}$  m/s で、地下水の流速は 53.8～78.4 m/year であることが確認されている<sup>7.8)</sup>。



図 7.2.1-4 設置場所の地図 (Google map)

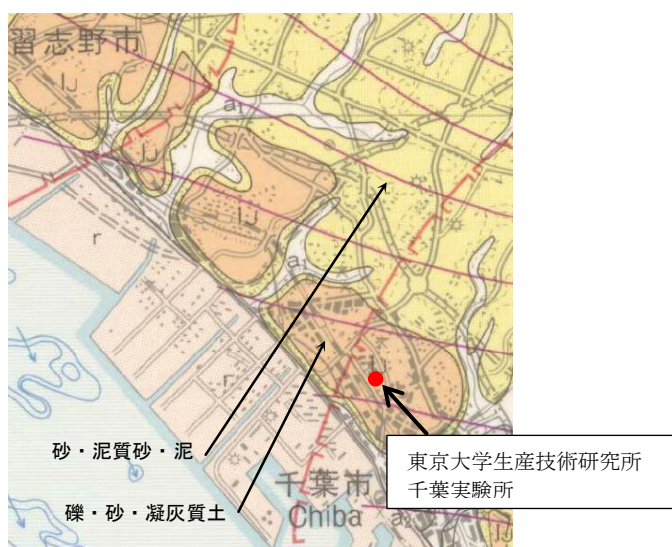


図 7.2.1-5 設置場所の地質図 (1/20 万 地質図)

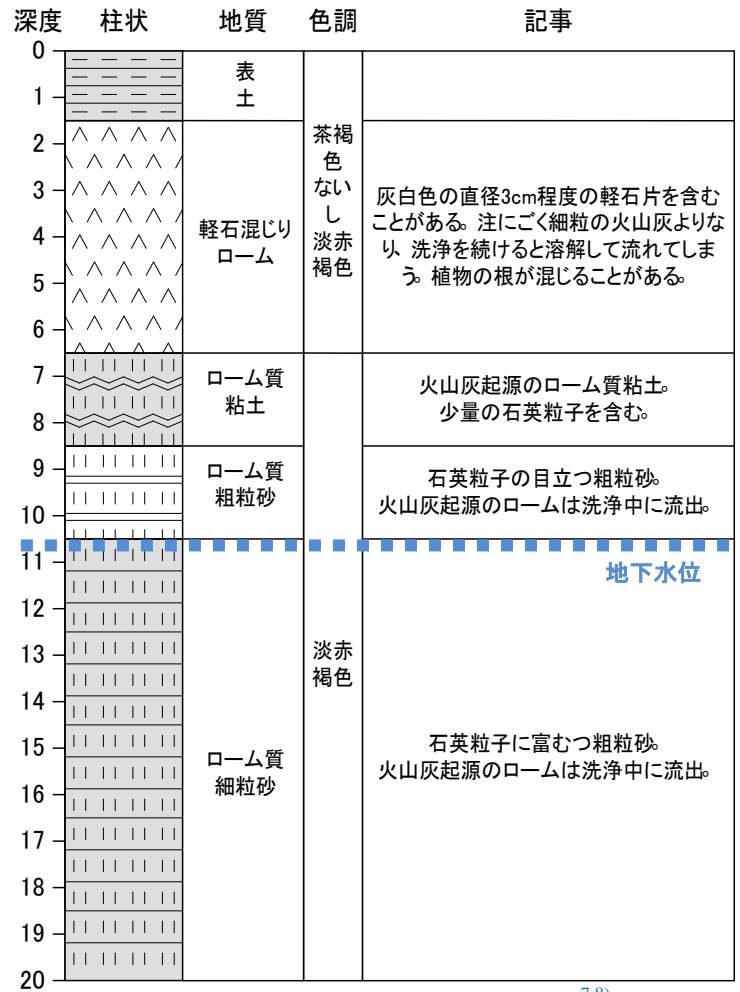


図 7. 2. 1-6 設置場所の土質柱状図 <sup>7.8)</sup>

図 7. 2. 1-7～図 7. 2. 1-9 と表 7. 2. 1-1 に示すように、熱交換機構は、地下に設けられた垂直孔（ボアホール）の中に、25A のパイプを 1 組挿入するシングルタイプの U チューブ型地中熱交換器を用いており、垂直孔内には砂利が充填されている。実験所には、この熱交換機構が 1 m 間隔で 2 本設置され、水ループ循環水にて各ヒートポンプと繋がっている。

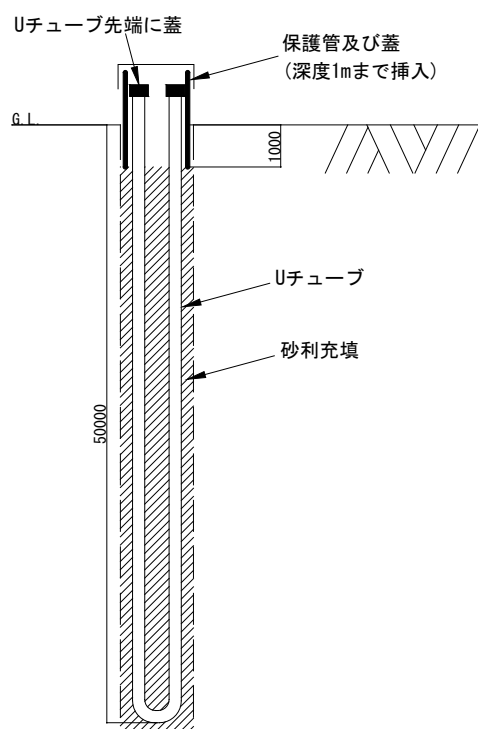


図 7.2.1-7 熱交換井の構造図



図 7.2.1-8 実験所の地中熱交換器の写真

表 7.2.1-1 熱交換用パイプの構造

材質	呼び径	パイプ部継ぎ手			先端継手部		
		外形(mm)	肉厚(mm)	近似内径(mm)	幅(mm)	長さ(mm)	厚み(mm)
高密度ポリエチレン(PE-100)	25A	34	3.5	27	86	129	43

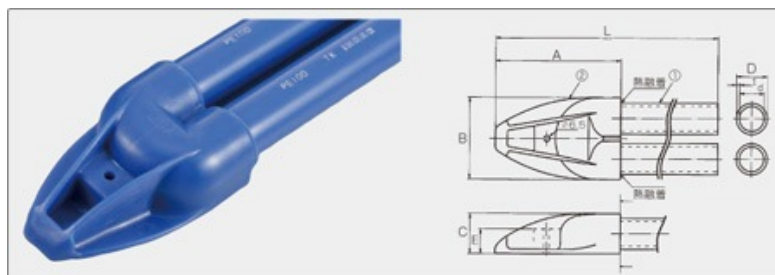


図 7.2.1-9 熱交換用パイプの先端継手部詳細



## 7.2.2 解析方法<sup>7.9)</sup>

地中熱交換器の解析に関する理論的研究は、数多くなされている。H.S.Carslaw と J.C.Jawger の熱伝導理論<sup>7.10)</sup>をはじめ、E.W.Guernsey らの無限円筒モデル<sup>7.11)</sup>、Kavanaugh の等価断面積モデル<sup>7.12)</sup>、Kelvin の線源理論<sup>7.13)</sup>が代表的なものとなる。国内では、長野・寛らが、これらの理論や採熱実験を基にシステムの設計や性能予測が可能な GroundClub<sup>7.14)</sup>を開発し、黄・大岡らは地下水の流れる土壌でも利用可能な採熱量の予測モデルを開発した<sup>7.15)</sup>。

本解析では、乱流状態の配管内の対流熱伝達率を与えて、円筒座標系における熱伝導方程式を解くことによって、土壌と熱源水温度の変化を計算した。解析対象は、図 7.2.2-1 に示す解析対象の U チューブ型地中熱交換器の断面図であるが、計算負荷の少ないモデルを作成するため、煩雑な計算を避け、図 7.2.2-2 のように管円周が等しくなるような断面に近似して解析した。また、解析の計算範囲とメッシュを図 7.2.2-3 に、解析に用いた物性値を表 7.2.2-1 に示す。解析の計算範囲は半径 5m 内と設定した。物性値は 7.2.1 節に記した解析対象の実験システムを想定し、U チューブはメーカーカタログ値を、充填砂・土壌は黄らが行った土壌調査<sup>7.8)</sup>やサーマルレスポンス解析結果<sup>7.16)</sup>と藤井らの測定値<sup>7.17)</sup>を参考に設定した。温度変化は円筒の中心からの距離によってのみ影響されると仮定して計算を行った。境界条件は上端・下端を断熱、右端を 17℃固定、左端を負荷に応じた熱流とした。解析に使用した円筒座標系の熱伝導方程式を式(7.2.2-1)に、配管内の熱の輸送方程式を式(7.2.2-2)に、乱流状態の配管内の対流熱伝達率を式(7.2.2-3)～(7.2.2-6)に示す<sup>7.18)</sup>。

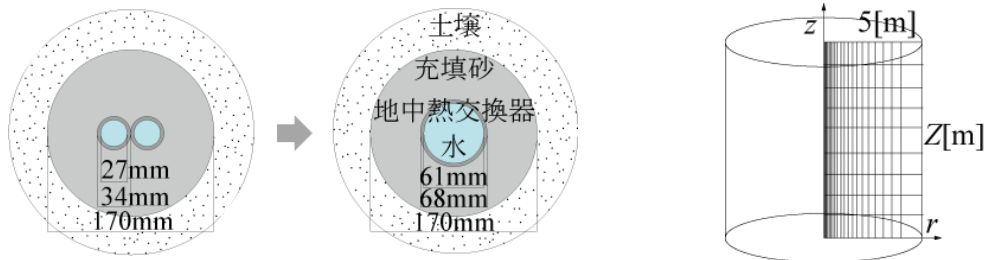


図 7.2.2-1 地中熱交換器の断面図

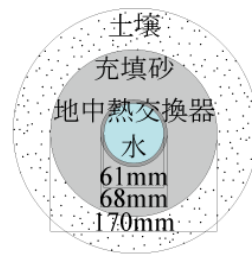


図 7.2.2-2 近似後の断面図

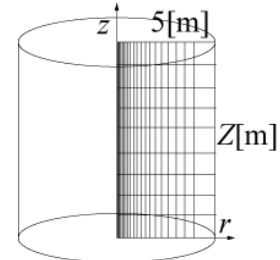


図 7.2.2-3 計算範囲とメッシュ

表 7.2.2-1 解析に用いた物性値

材質	熱伝導率[W/m・K]	密度[kg/m <sup>3</sup> ]	比熱[J/kg・K]
水	0.59	1000	4181
Uチューブ	0.38	954	1900
充填砂	2.00	3280	1000
土壌	1.40	3000	1000

$$\rho_s c p_s \frac{\partial \theta_s}{\partial t} = \lambda_s \left( \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \theta_s}{\partial r} + \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial z^2} \right) \quad \dots\dots(7.2.2-1)$$

$$\rho_w c p_w \frac{\partial \theta_w}{\partial t} + v \rho_w c p_w \frac{\partial \theta_w}{\partial z} = \frac{4\alpha}{L} (\theta_s - \theta_w) \quad \dots\dots(7.2.2-2)$$

$$\alpha = \text{Nu} \quad (\lambda/L) \quad \dots\dots(7.2.2-3)$$

$$\text{Nu} = \frac{(f/2)(\text{Re} - 1000)\text{Pr}}{1 + 12.7\sqrt{f/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad \dots\dots(7.2.2-4)$$

$$f = 0.079/\text{Re}^{0.25} \quad \dots\dots(7.2.2-5)$$

$$\text{Re} = \rho v L / \mu \quad \dots\dots(7.2.2-6)$$

$\rho_s$	: 個体の密度	[kg/m <sup>3</sup> ]
$c p_s$	: 個体の比熱	[J/kg・K]
$\theta_s$	: 各計算領域における個体の温度	[°C]
$t$	: 時間	[s]
$\lambda_s$	: 個体の熱伝導率	[W/m・K]
$r$	: 半径方向の座標	[m]
$z$	: 高さ方向の座標	[m]
$\rho_w$	: 水の密度	[kg/m <sup>3</sup> ]
$c p_w$	: 水の比熱	[J/kg・K]
$\theta_w$	: 各計算領域における水の温度	[°C]
$v$	: 管内平均流速	[m/s]
$L$	: Uチューブの直径	[m]
$\alpha$	: 対流熱伝達率	[W/m <sup>2</sup> ・K]
$\text{Nu}$	: 水のヌッセルト数	[-]
$\text{Re}$	: 水のレイノルズ数	[-]
$\text{Pr}$	: 水のプラントル数	[-]
$f$	: 摩擦係数	[-]
$\mu$	: 水の粘性係数	[Pa・s]

### 7.2.3 解析モデルの有効性の確認

作成したモデル式の有効性を確認する為、実際にシステムを連続運転した際の熱源水温度（地中熱交換器出口温度）の変化と、実験時に地中へ与えられていた熱流を入力条件とし、モデル式より計算された熱源水温度（地中熱交換器出口温度）の変化を比較した。

実験は第4章、第5章、第6章に記した実験システムを用い、図7.2.3-1に夏期検証として、2011年7月8～12日にて空調HPを9:00～18:00に冷房運転した際の実験結果と計算結果を示す。同様に図7.2.3-2に冬期検証として、2011年12月29～2012年1月1日にて空調HPを2:00～8:30、17:00～24:00に暖房運転した際の実験結果と計算結果を示す。比較したデータは1分平均とし、空調HP運転開始直後15分はデータが安定しないため除外した。

また、実験値と計算値から算出した夏期の近似精度の検証結果を表7.2.3-1に、冬期の検証結果を表7.2.3-2に示す。夏期の熱源水温度の標準偏差を求めると1.40となり、標本平均値27.2に対する変動係数は5.14%となった。冬期の熱源水温度の標準偏差は1.10となり、標本平均値8.9に対する変動係数は12.30%となった。よって、誤差はあるものの比較的高い精度で地中熱交換器の計算モデルが作成できていることがわかる。この地中熱交換器の計算モデルを用いて第8章にてMMHPシステムの全体シミュレーションを行った。

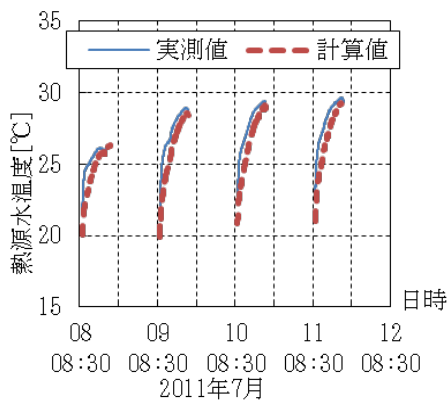


図 7.2.3-1 夏期冷房時の実測値と計算値

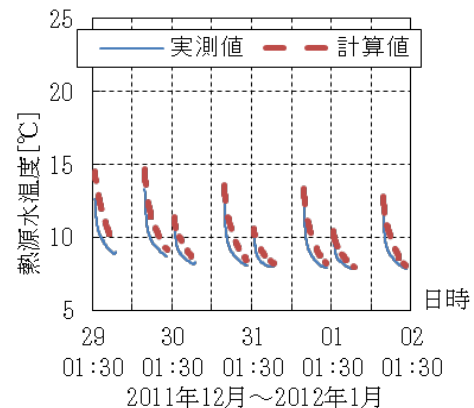


図 7.2.3-2 冬期暖房時の実測値と計算値

表 7.2.3-1 夏期の近似精度の検証結果

	標準偏差 [-]	標本平均値 [°C]	変動係数 [%]
夏期	1.40	27.2	5.14

表 7.2.3-2 冬期の近似精度の検証結果

	標準偏差 [-]	標本平均値 [°C]	変動係数 [%]
冬期	1.10	8.9	12.30

### 7.3 第 7 章のまとめ

本章では、配管内の対流熱伝達と土壌の熱伝導を解くことにより、U チューブ型地中熱交換器の簡易モデル式を作成した。モデル式の有効性を実測値より確認すると、近似精度は変動係数で 5～12%程度となった。

尚、本章で得られた地中熱交換器のモデル式は、第 8 章にて MMHP システム全体のシミュレーションに利用した。また、システムの特性を活かすことで、掘削コストなどの縮減効果が期待できる高密度型地中熱交換器のモデル化は、今後の課題とした。

## 第7章 参考文献

- 7.1) 吉田史志, 大岡龍三, 日野俊之, マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムに関する技術開発 第4報一年間運転性能予測シミュレーションによるシステム構成と運用に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No.221, pp.11~20, (2015-08)
- 7.2) 日野俊之, 大岡龍三, 林鍾衍, 崔元準, 中深度の地中熱を利用するヘリカル熱交換機の開発, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp. 45-48, (2015-09)
- 7.3) 東京大学, 太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発, 平成23年度地球温暖化対策技術開発事業委託業務 成果報告書, (2012)
- 7.4) 宮内啓輔, 大岡龍三, 日野俊之, 南有鎮, 自然エネルギー利用マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムの開発 (その3) 数値解析を用いた MMHP システムの運転特性と地中熱交換コイルユニットの検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp. 1791-1794, (2009-09)
- 7.5) 宮内啓輔, 大岡龍三, 日野俊之, 南有鎮, 原田祐輔, 自然エネルギー利用マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムの開発 (その4) MMHP システムの実大実験装置の構築, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 1459-1462, (2010-09)
- 7.6) 小野永吉, 塩谷正樹, 荒井良延, 地表面からの熱移動を考慮した水平式地中熱交換機の性能予測シミュレーション, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 1183-1184, (2014-09)
- 7.7) Hikari FUJII, Shohei YAMASAKI and Takahiro MAEHARA, NUMERICAL MODELING OF SLINKY-COIL HORIZONTAL GROUND HEAT EXCHANGERS CONSIDERING SNOW COVERAGE EFFECTS, Thirty-Eighth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering Stanford University, (2013-02)
- 7.8) 黄錫鎬, 大岡龍三, 関根賢太郎, 池内研, 場所打ち杭を用いた地中熱利用空調システムの普及・実用化に関する研究(その5) 揚水実験による土壌物性値の把握, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.1659-1662, (2004)
- 7.9) 兒玉和生, 大岡龍三, 日野俊之, 小野勝男, 吉田史志, 三浦克弘, 自然エネルギー利用マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムの開発 (その8) TRNSYS による運転性能予測シミュレーション, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 1071-1072, (2013)
- 7.10) Carslaw H.S. and J.C. Jaeger, Conduction of heat in solids. Clarendon press, Oxford, (1946)
- 7.11) E.W.Guernsey et al., Earth as a Heat Source or Storage Medium for the Heat Pump, Heating, Piping and Air Conditioning, pp.117-122, (1950)
- 7.12) Kavanaugh S.P., Simulation experimental verification of vertical ground-coupled heat pump systems, Ph.D. Dissertation, Oklahoma State University, (1984)
- 7.13) L. Kelvin (Sir William Thomson), Mathematical and physical papers, Hydrodynamics and General Dynamics, Vol. 4, Cambridge University Press, Cambridge, (1910)
- 7.14) 葛隆生, 長野克則, 武田清香, 地中熱ヒートポンプシステム設計・性能予測ツールの開発とその応用, 2006 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, pp.479-482, (2006)
- 7.15) 黄錫鎬, 大岡龍三, 南有鎮, 関根賢太郎, 嶋脇與助, 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 第1報-モデルの構築と簡易な土壌物性値推定法の提案, 空気調和・衛生工学会論文集, Vol.108, pp. 1-10, (2006)
- 7.16) 黄錫鎬, 大岡龍三, 南有鎮: 場所打ち杭を用いた地中熱利用空調システムの普及・実用化に関する研究 (その15) 新しい地中熱採熱予測モデルと従来のモデルとの比較, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.683~684, (2006)
- 7.17) 藤井光, 大久保博晃, 中尾利豊, 糸井龍一, 不均質地層における同軸型地中熱交換井の温度挙動解析, 日本地熱学会誌, 第27巻第3号, pp.223~232, (2005)
- 7.18) Gnielinski, V.C., Chem. ENG., 16-2, pp.359, (1976)



## 第 8 章

# 年間運転性能予測シミュレーションによる システム構成と運用に関する研究

---

- 8.1 第 8 章の目的
  - 8.2 MMHP システムの概要
  - 8.3 MMHP システム運転性能予測手法の構築
    - 8.3.1 構築手法の概要
    - 8.3.2 各ヒートポンプ機器のモデル
    - 8.3.3 地中熱交換器のモデル
  - 8.4 解析条件
    - 8.4.1 解析条件の概要
    - 8.4.2 建物条件
    - 8.4.3 空調（冷房・暖房）負荷
    - 8.4.4 給湯負荷
    - 8.4.5 設備条件
  - 8.5 システム構成と運用手法に関する検討
    - 8.5.1 システム構成の検討
    - 8.5.2 システム運用手法の検討
    - 8.5.3 システム構成と運用手法の確認
  - 8.6 従来システムとの比較
    - 8.6.1 解析概要
    - 8.6.2 従来システムにおける各ヒートポンプ機器のモデル
    - 8.6.3 解析結果と考察
  - 8.7 第 8 章のまとめ
- 第 8 章の参考文献





## 第 8 章 年間運転性能予測シミュレーションによる

### システム構成と運用に関する研究<sup>8.1)</sup>

#### 8.1 第 8 章の目的

本研究は建物の大幅な省エネルギー化を目指し、多様な自然エネルギー（マルチソース）と多様な用途（マルチユース）を組み合わせたヒートポンプシステム、名称 MMHP システムを提案し、実用化を目指した研究開発を行なっている。本論文では、第 3 章にて MMHP システムの概要について、第 4 章にて本システムの制御に大きな役割を担う太陽空気熱源ヒートポンプの開発について、第 5 章にて本システムに適した給湯機の開発について、第 6 章にて本システムに適した空調機の開発について、実大実験施設を用いた性能検証と、実験値に基づいた性能曲線のモデル化を行い、各要素機器が高い性能を示すことを報告した。しかしながら、MMHP システムは、各要素機器が複雑に絡み合い、システム設計や運用手法が機器効率に影響を与えるため、機器単体の評価だけで効果を表現することが難しい。よって、システム全体を含めた評価が重要となっている。本章では、本システムを戸建住宅に導入した際の運転性能予測手法を構築し、エネルギー消費量を最小化するための最適設計・運用手法の検討や、従来システムとの比較による導入効果の検証を行った。ここでは、これらのシミュレーション解析手法・解析結果・検討結果を示す。

#### 8.2 MMHP システムの概要<sup>8.2) 8.3) 8.4)</sup>

本論文を読み易くするため、再度 MMHP システムの概要をここに記す。

MMHP システムは太陽空気熱源ヒートポンプ、水熱源瞬間式給湯ヒートポンプ、水熱源空調ヒートポンプ、地中熱交換器の 4 つの構成要素からなり、これらの機器を水配管で並列に繋ぎ、熱融通を行っている。本システムの構成は後述（図 8.4.5-1）を参照されたい。

従来の地中熱利用であれば、冬期の暖房で長期間の採熱が行われ、土壤温度が低下し、ヒートポンプの性能は低下するが、本システムでは、太陽空気熱源ヒートポンプを 1 日サイクルで集熱運転し、土壤温度を加熱（人工回復）することで、これを防ぐ。夏期の冷房であれば、太陽空気熱源ヒートポンプを夜間に放熱運転することで土壤温度を冷却（人工回復）する。また、夏期の住宅は、冷房の冷熱需要と給湯の温熱需要が重なるため、冷房排熱を利用して給湯を行うことも可能である。

MMHP システムは年間を通して熱源水温度を平均土壤温度（千葉県であれば約 17℃）に維持することで安定した熱源を確保し、ヒートポンプ機器の成績係数（COP）を低下させずに運転することを理想的な運転状態としている。本システムの詳細な狙いや制御については、本論文の第 3 章を参照願いたい。

### 8.3 MMHP システム運転性能予測手法の構築<sup>8.5)</sup>

#### 8.3.1 構築手法の概要

MMHP システム用に開発した各ヒートポンプ機器の実験データを統計的に分析することで性能曲線のモデル化を行い（第 4～6 章）、また、土壌の熱伝導を解くことで地中熱交換器のモデル化を行った（第 7 章）。それらをシミュレーションソフト TRNSYS のユーザーサブルーチンとして作成し、ソフトウェア上で組み合わせることでシミュレーションツールを構成した。これを用いて、各機器の効率、消費電力、熱源水温度の変化などを算出し、MMHP システムの運転性能予測手法を構築した。8.3.2 節に各ヒートポンプ機器、8.3.3 節に地中熱交換器のモデルについて示す。

#### 8.3.2 各ヒートポンプ機器のモデル<sup>8.4) 8.6) 8.7)</sup>

各ヒートポンプ機器のモデル化は、試作機の実験結果をもとに性能曲線を近似多項式で表現した。太陽空気熱源ヒートポンプのモデル式やモデル化方法、近似精度の詳細は第 4 章を、給湯ヒートポンプについては第 5 章を、空調ヒートポンプについては第 6 章を参照願いたい。

#### 8.3.3 地中熱交換器のモデル<sup>8.5)</sup>

地中熱交換器のモデルは、解析対象を東京大学生産技術研究所西千葉実験所に設置されている U チューブ型の地中熱交換器とした。解析モデルは、乱流状態の配管内の対流熱伝達率を与えて、円筒座標系における熱伝導方程式を解くことによって、土壌と熱源水温度の変化を計算している。モデル式やモデル化方法、近似精度の詳細は第 7 章を参照願いたい。

## 8.4 解析条件

### 8.4.1 解析条件の概要

本研究の解析対象建物は、空調と給湯需要のある戸建住宅を想定しており、西澤らの暖冷房負荷計算<sup>8.8)</sup>と、前らの給湯設備に関する評価方法<sup>8.9)</sup>を参考に、建物条件、空調負荷、給湯負荷、設備条件を決定した。

### 8.4.2 建物条件

図 8.4.2-1 に解析対象の建物平面図を示す。解析対象建物は、国土交通省国土技術政策総合研究所と独立行政法人建築研究所により進められている自立循環型住宅開発プロジェクトにおいて設計された建物<sup>8.10)</sup>を参考にしており、解析対象建物の延べ床面積は 120.07 m<sup>2</sup> の木造 2 階建てで、居室は主に 1 階に LDK と和室、2 階に子供室 1、2 と寝室の計 5 室から成る。地域は千葉県千葉市を想定し、建物の熱損失係数 (Q 値) は 2.7 W/K・m<sup>2</sup>、開口部比率は 26.8 %、夏期日射取得係数  $\mu$  値は 0.07 と設定した。

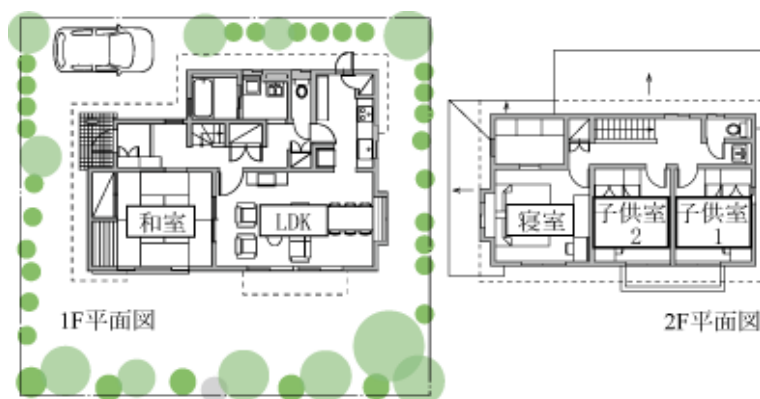


図 8.4.2-1 解析対象の建物平面図

### 8.4.3 空調（冷房・暖房）負荷

解析対象建物の空調負荷は、上述の建物の性能条件、西澤らの暖冷房負荷計算<sup>8.8)</sup>に記載されている生活者スケジュール、内部発熱スケジュール、全般換気と局所換気スケジュール、また千葉県千葉市の AMEDAS 気象データ 1990～2000 年の標準年データを入力条件とし、温熱環境シミュレーションプログラムの AE-Sim/Heat<sup>8.11)</sup>を用いて算出した。家族構成は 4 人家族を想定しており、空調ヒートポンプは LDK、子供室 1、子供室 2、寝室の 4 室に設置した。空調期間は千葉県千葉市を想定し、冷房を 6 月中旬から 9 月中旬まで、暖房を 11 月中旬から 4 月中旬までとした。空調ヒートポンプの運転は部屋毎の部分間欠運転とし、冷房の設定温度を 27 °C、冷房の設定湿度を 60 %、暖房の設定温度を 20 °C とした。全般換気の換気量は 0.5 回/時で一定とし、熱交換換気はなしとした。その他の空調条件の詳細は西澤らの暖冷房負荷計算<sup>8.8)</sup>を参照願いたい。各室の冷房・暖房負荷の最大値と年間合計を

表 8.4.3-1 に示す。LDK の暖房負荷の最大値は子供室の 2 倍以上の負荷を示した。寝室は運転スケジュールに暖房運転が無いため、暖房負荷はない。また、年間合計の居室合計を見ると、暖房負荷は冷房負荷の約 3 倍の負荷となった。

表 8.4.3-1 各室の冷房・暖房負荷の最大値と年間合計

居室	冷房負荷		暖房負荷	
	最大値[kW]	年間合計[kWh]	最大値[kW]	年間合計[kWh]
LDK	3.0	866.9	6.7	2620.1
子供室 1	1.9	166.7	2.5	436.0
子供室 2	1.7	150.2	2.4	413.8
寝室	1.4	63.1	0	0
居室合計	—	1246.9	—	3469.9

#### 8.4.4 給湯負荷

解析対象建物の給湯負荷は、4 人家族を想定して作成された修正 M1 モード<sup>8.9)</sup>を参考に、1 日の湯消費量が湯量 40℃換算で 450 L の標準的な湯消費を想定した。浴槽の大きさは、150 L を想定した。給湯の各用途の流量は、瞬間式給湯機を想定し、洗面・台所を 5 L/min、シャワーを 10 L/min、浴槽湯はりを 15 L/min と設定した。給湯使用の時刻分布は、修正 M1 モード代表 6 日の平日（大）を参考に設定した。図 8.4.4-1 に 1 日の給湯需要スケジュールを示す。また、水道水温度は東京都水道局の水道水の水温（平成 23 年度データ）に示されている月平均温度を利用した。図 8.4.4-2 に月毎の水道水温度を示す。図 8.4.4-1 と図 8.4.4-2 のデータを用い、給湯負荷を算出した。図 8.4.4-3 に一例として、1 年で最も給湯負荷の高い 2 月の 1 日の給湯負荷スケジュールを示す。図 8.4.4-3 を確認すると、給湯負荷最大値は 21:00 頃の浴槽湯はり時の 35.0 kW となった。また、給湯負荷の年間合計は 4548.5 kWh となった。

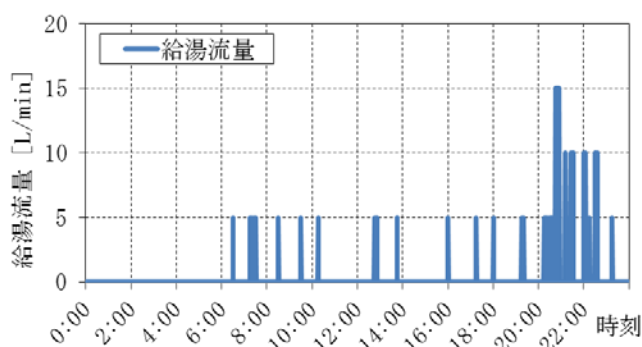


図 8.4.4-1 1 日の給湯需要スケジュール

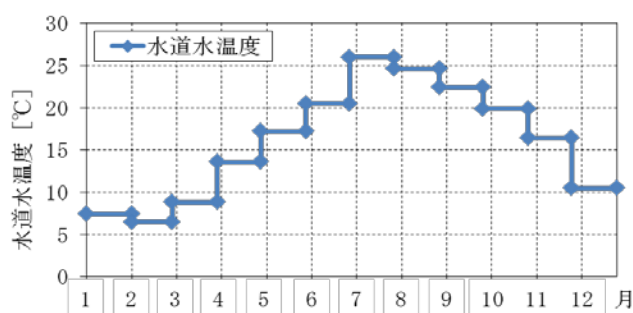


図 8.4.4-2 月毎の水道水温度

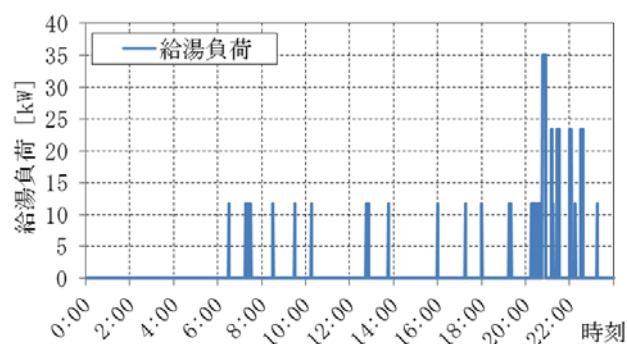


図 8.4.4-3 2月の1日の給湯負荷スケジュール

#### 8.4.5 設備条件

本研究の解析対象設備と、各居室の空調ヒートポンプの定格出力を図 8.4.5-1 に示す。本解析対象は MMHP システムを戸建住宅に導入した場合を想定し、太陽空気熱源ヒートポンプ、4 台の空調ヒートポンプ、瞬間式給湯ヒートポンプが水配管によって地中熱交換器に並列に接続され、水ループを形成している。各居室の空調ヒートポンプの定格出力（設備容量）は、居室毎の冷暖房最大負荷と、メーカーの空調機のカatalog値を参考に決定した。ここで、空調ヒートポンプのモデル式を利用する際、実験機空調ヒートポンプと解析対象設備として設定した空調ヒートポンプの設備容量が異なるため、定格出力が同じになるよう、モデル式に倍率を掛け利用した。また、空調負荷条件が近似式を作成した本論文の第 6 章の実験データより低くなった場合、モデル式の適用範囲外の低負荷率条件となるため、実験データが存在している一番低い負荷を利用して、COP を算出した。給湯ヒートポンプのモデル式も同様に、給湯の各用途の流量 5 L/min を基本として、給湯流量 10 L/min, 15 L/min での使用は、モデル式に倍率を掛けて使用することで、設備容量を調整した。

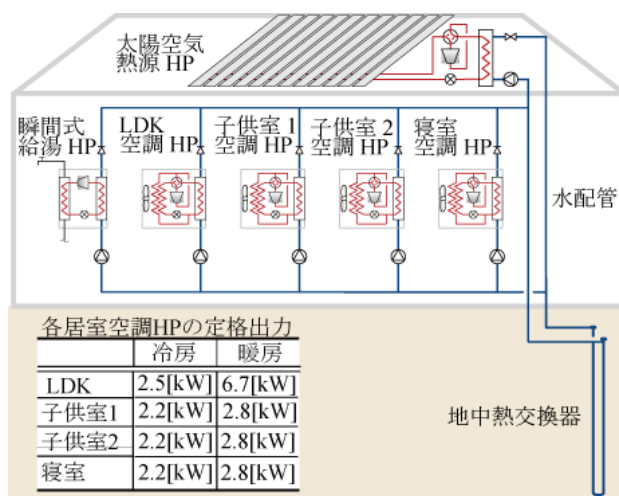


図 8.4.5-1 解析対象設備と各居室空調ヒートポンプの定格出力

水ループ循環水のポンプは、試作機と同様に各ヒートポンプ機器専属の小型 DC ポンプ 60 W を想定した。各ヒートポンプ機器の水ループ循環水の流量は、モデル式作成の際に利用した実験値と、設備容量を設定した際の倍率により決定した。表 8.4.5-1 に各ヒートポンプ機器の水ループ循環水流量を示す。水ループ循環水が地中熱交換器の入口から出口までの移動にかかる時間は、仮に水ループ循環水流量を 20 L/min とし、地中熱交換器の管径（第 7 章）から、地中熱交換器長さ 100 m 毎に 6 min と設定した。この時間は本来水ループ循環水流量の変化によって変動するが、本解析では一定とした。太陽空気熱源ヒートポンプと地中熱交換器の設備容量は、後述の 8.5.1 節にて検討した。

表 8.4.5-1 各ヒートポンプ機器の水ループ循環水流量の設定

空調ヒートポンプ（冷房）		空調ヒートポンプ（暖房）	
各居室	循環水流量	各居室	循環水流量
LDK	21.1 L/min	LDK	47.1 L/min
子供室 1	18.6 L/min	子供室 1	19.6 L/min
子供室 2	18.6 L/min	子供室 2	19.6 L/min
寝室	18.6 L/min	寝室	19.6 L/min
瞬間式給湯ヒートポンプ		太陽空気熱源ヒートポンプ	
各用途給湯流量	循環水流量	運転モード	循環水流量
5 L/min	22.6 L/min	加熱運転	31.4 L/min
10 L/min	45.2 L/min	冷却運転	31.4 L/min
15 L/min	67.8 L/min	-	-

## 8.5 システム構成と運用手法に関する検討

### 8.5.1 システム構成の検討

#### (1) 解析概要

本解析では、戸建住宅に MMHP システムを導入した際のシステム構成を検討するため、太陽空気熱源ヒートポンプと地中熱交換器の設備容量を変更し、システムが成立するか否かをシミュレーションにて確認した。

本システムは熱搬送に不凍液を使用しないため、水ループ循環水温度が 0℃を下回ると凍結を起し、システムが成立しない。そこで、本システムを 1 年間利用した際の水ループ循環水の最低温度を分単位で確認した。解析ケース (Case1～16) を表 8.5.1-1 に示す。ここで、システムの制御に大きな役割を担う太陽空気熱源ヒートポンプの運用は、基本的な運転条件とした。表 8.5.1-2 にその運転条件を示す。太陽空気熱源ヒートポンプは 11～4 月を加熱運転期間、6～10 月を冷却運転期間とし、表 8.5.1-2 に示した運転スケジュールの時間帯に、地中蓄熱を考慮し、地中熱出口の水ループ循環水温度を設定温度 (平均土壌温度、ここでは 17℃) まで加熱・冷却 (人工回復) する制御を基本的な運転条件としている。

表 8.5.1-1 システム構成の検討における解析ケース

		太陽空気熱源ヒートポンプの公称出力[kW]			
		0	5	10	15
地中熱 交換器 長さ [m]	100	Case1	Case2	Case3	Case4
	200	Case5	Case6	Case7	Case8
	300	Case9	Case10	Case11	Case12
	400	Case13	Case14	Case15	Case16

表 8.5.1-2 太陽空気熱源ヒートポンプの運転条件

設定温度[℃]		圧縮機周波数[Hz]		運転スケジュール[時間]	
加熱	冷却	加熱	冷却	加熱	冷却
17	17	50	50	7:00-16:00	19:00-4:00



## (2) 解析結果

本解析の結果を表 8.5.1-3 に示す。水ループ循環水に不凍液を用いない場合、地中熱交換器長さ 200 m 以下の Case1~8 では水ループ循環水の最低温度が 0 °C を下回り、システムとして成立しなかった。地中熱交換器長さ 300 m, 400 m の場合は、最低温度は 0.32~2.90 °C となった。太陽空気熱源ヒートポンプの公称出力は 5 kW 時の Case10 と Case14 が他のケースと比較して、最低温度が高くなった。これは、太陽空気熱源ヒートポンプの加熱運転停止時の設定温度を 17 °C としているため、大きな出力（公称出力 10, 15 kW）で短時間加熱するより、小さい出力（公称出力 5 kW）で長時間加熱した方が、地中への加熱（蓄熱）量が多くなるためだと考える。

また、解析により、システムの中で水ループ循環水が最低温度を示す場所は、瞬間式給湯ヒートポンプの出口温度であることがわかった。図 8.5.1-1 に、一例として、Case6 の水ループ循環水温度（瞬間式給湯ヒートポンプ出口温度）が最低温度を示した 2 月の時系列データを示す。図-8.4.4-1 と図 8.5.1-1 を見ると、水ループ循環水温度は瞬間式給湯ヒートポンプを使用した時間帯に下がり、特に 21 時頃の湯張り時に、1 日の中で最低温度を示した。

表 8.5.1-3 システムの水ループ循環水の最低温度

		太陽空気熱源ヒートポンプの公称出力[kW]			
		0	5	10	15
地中熱交換器長さ [m]	100	0 °C 以下	0 °C 以下	0 °C 以下	0 °C 以下
	200	0 °C 以下	0 °C 以下	0 °C 以下	0 °C 以下
	300	0.32 °C	0.6 °C	0.49 °C	0.47 °C
	400	2.54 °C	2.90 °C	2.75 °C	2.70 °C

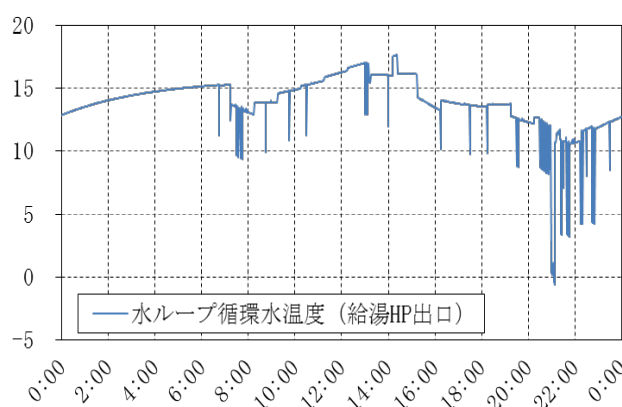


図 8.5.1-1 水ループ循環水（給湯ヒートポンプ出口）温度の時系列データ



## (3) 考察

MMHP システムを成立させるためには、地中熱交換器長さが 300 m 以上必要という解析結果となった。更に、水ループの凍結の危険性を回避するためには、水ループ循環水の最低温度（ヒートポンプ出口温度含む）が 4 °C 以上必要と考え、300 m、400 m でも難しいと考えた。これは、8.4.4 節にて示した通り、湯張り時間が 10 分になるよう給湯の湯張り流量を 15 L/min と設定しているため、2 月の瞬間的な給湯負荷が 35.0 kW と大きいことが原因と考えられる。そこで、本システムで瞬間式給湯ヒートポンプを利用する場合、湯張りにかける時間を 30 分（給湯流量 5 L/min）とする生活スタイルに変更することを考案し、再度、シミュレーションを行った。図 8.5.1-2 に考案した生活スタイルの給湯需要スケジュール、表 8.5.1-4 に解析結果を示す。表 8.5.1-4 より、水ループ循環水最低温度（給湯ヒートポンプ出口温度）は、必ずしも地中熱交換器長さが長い方が、最低温度が高くなる結果にはならなかった。これは給湯負荷と水ループの循環にかかる時間のタイミングが関係していると考えられる。また、水ループ循環水最低温度は、地中熱交換器長さ 400 m、太陽空気熱源ヒートポンプの公称出力 5 kW、10 kW で 4 °C を上回った。

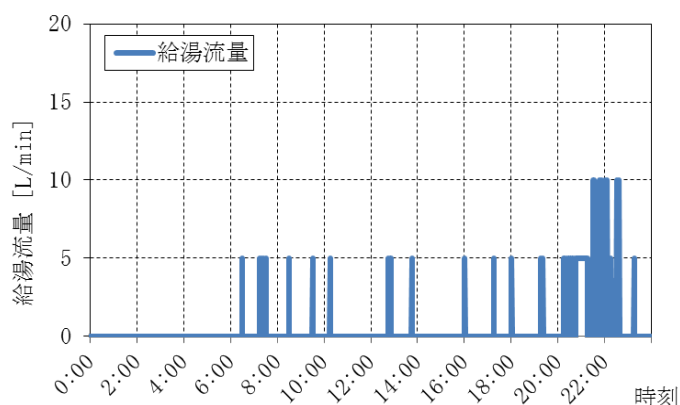


図 8.5.1-2 考案した生活スタイルの給湯需要スケジュール

表 8.5.1-4 考案した生活スタイルにおける水ループ循環水最低温度（給湯ヒートポンプ出口温度）

		太陽空気熱源ヒートポンプの公称出力[kW]			
		0	5	10	15
地中熱 交換器 長さ [m]	100	0 °C 以下	0 °C 以下	0 °C 以下	0 °C 以下
	200	1.77 °C	2.42 °C	2.36 °C	2.44 °C
	300	1.94 °C	2.34 °C	2.17 °C	2.14 °C
	400	3.79 °C	4.16 °C	4.01 °C	3.96 °C

しかしながら、戸建住宅の地中熱交換器長さは、敷地面積や設備投資を考慮すると、短い方が理想的である。そこで、更に水ループ循環水の最低温度（給湯ヒートポンプ出口温度）を高くするため、太陽空気熱源ヒートポンプを湯張り時、並びに入浴の時間帯（20:00-22:00）に加熱運転（追いかけ運転）した場合の解析を行った。表 8.5.1-5 にその解析結果を示す。表 8.5.1-5 より、湯張り並びに入浴の時間帯に追いかけ運転を行うことで、地中熱交換器長さ 200 m, 300 m, 400 m のケースで最低温度が 4 °C を上回るシステム構成があった。これらの結果より、今回の検討における戸建住宅の MMHP システムの構成は、給湯湯張り時間を 10 分から 30 分へ変更することを条件とし、地中熱交換器長さ 200 m, 太陽空気熱源 HP 公称出力 5 kW が、凍結の危険性を回避でき、且つ最も設備容量の少ない最適なシステム構成であると判断した。

表 8.5.1-5 考案した生活スタイル且つ太陽空気熱源ヒートポンプの追いかけ運転した場合の

水ループ循環水最低温度（給湯ヒートポンプ出口温度）

		太陽空気熱源ヒートポンプの公称出力[kW]			
		0	5	10	15
地中熱交換器長さ [m]	100	0 °C 以下	0 °C 以下	0 °C 以下	0 °C 以下
	200	1.77 °C	4.27 °C	3.82 °C	3.45 °C
	300	1.94 °C	3.85 °C	4.05 °C	3.41 °C
	400	3.79 °C	5.06 °C	4.75 °C	4.52 °C

### 8.5.2 システム運用手法の検討

#### (1) 解析概要

本解析では、MMHP システムを戸建住宅に導入した際の運用手法を検討するため、本システムの制御に大きな役割を担う太陽空気熱源ヒートポンプの運転条件を変更し、システムの最低温度と各ヒートポンプ機器の消費電力（年間）を確認した。解析は分単位で実施した。表 8.5.2-1 に変更する運転条件の項目と初期値を示し、Case-A ～F にて解析を行った。システム構成は、8.5.2 節にて今回の戸建住宅において、生活スタイルを変更することを前提に最適であると判断した、地中熱交換器長さ 200 m、太陽空気熱源ヒートポンプ公称出力 5 kW にて解析を行った。

表 8.5.2-1 システム運用手法の検討における解析ケースと解析項目

解析ケース	解析項目	初期値
Case-A	加熱運転 設定温度	17 °C
Case-B	冷却運転 設定温度	17 °C
Case-C	加熱運転 圧縮機周波数	50 Hz
Case-D	冷却運転 圧縮機周波数	50 Hz
Case-E	加熱運転 スケジュール	7:00 - 16:00, 20:00 - 22:00
Case-F	冷却運転 スケジュール	19:00 - 4:00

#### (2) Case-A（加熱運転 設定温度）の解析結果と考察

Case-A では太陽空気熱源ヒートポンプの加熱運転設定温度を、12.0, 14.5, 17.0, 19.5, 22.0 °Cに変化させた 5 ケースの解析を行った。図 8.5.2-1 にその解析結果を示す。加熱運転の設定温度が 14.5 °C以下のケースでは水ループ循環水の最低温度が 4 °Cを下回り、システムの凍結の危険性を回避できないため、図 8.5.2-1 より消費電力の結果を除外した。図 8.5.2-1 より、システムの凍結の危険性を回避でき、且つ合計消費電力が最低となる設定温度は 17 °Cとなった。設定温度 19.5, 22.0 °Cでは暖房と給湯の消費電力は低下するが、太陽空気熱源ヒートポンプの消費電力がその低下量以上に増加し、合計消費電力は大きくなった。これは、設定温度が地中の平均土壌温度 17 °Cより大きいため、太陽空気熱源ヒートポンプの加熱運転で得た熱が給湯や暖房に使われず、地中に拡散されることが原因と考える。よって、加熱運転設定温度は 17.0 °Cを計算条件として選択し、以降の解析ではこれを用いた。

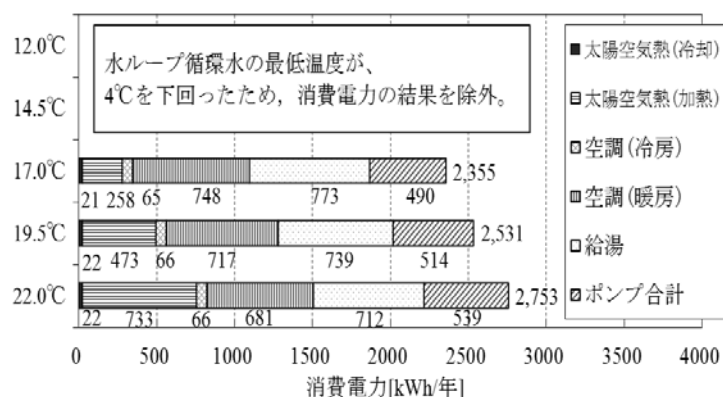


図 8.5.2-1 Case-A の解析結果

### (3) Case-B (冷却運転 設定温度) の解析結果と考察

Case-B では太陽空気熱源ヒートポンプの冷却運転設定温度を、12.0, 14.5, 17.0, 19.5, 22.0 °Cに変化させた 5 ケースの解析を行った。図 8.5.2-2 にその解析結果を示す。すべてのケースにて水ループ循環水の最低温度が 4 °Cを下回ることにはなかった。図 8.5.2-2 より、冷却設定温度が 22.0 °Cのケースは太陽空気熱源ヒートポンプ冷却運転の消費電力は 0 kW となり、運転していないことがわかった。また、このケースの合計消費電力が最低値を示すケースとなった。これは、冷房需要と給湯需要が同時に発生する夏期の場合、空調ヒートポンプの冷房 COP の向上を図るため、太陽空気熱源ヒートポンプを冷却運転すると、給湯ヒートポンプの COP が低下するうえに、太陽空気熱源ヒートポンプの冷却運転に電力を消費する。それに比べ、冷却運転を行わず、水ループ循環水温度を成り行きにした方が、冷房と給湯で熱融通がなされ、お互いの消費電力が少なくなり、かつ冬期の大きな温熱需要に備えた季節間蓄熱になっているため、合計の消費電力が小さくなったと考える。よって、今回の検討における戸建住宅において、太陽空気熱源ヒートポンプの冷却運転は必要ないと判断し、以降の解析ではこれを用いた。また、太陽空気熱源ヒートポンプの冷却運転をしないことにより表 8.5.2-1 に示した Case-D と Case-F の解析は必要ないと判断した。

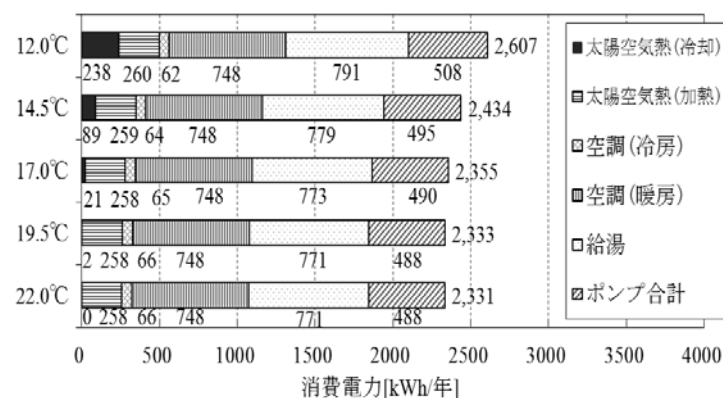


図 8.5.2-2 Case-B の解析結果

#### (4) Case-C (加熱運転 圧縮機周波数) の解析結果と考察

Case-C では太陽空気熱源 HP の加熱運転 9:00～15:00 の圧縮機周波数を, 20, 30, 40, 50 Hz に変化させた 4 ケースの解析を行った。この時, 湯張り時の追いかけ運転 (20:00～22:00) の圧縮機周波数は, 水ループ循環水の最低温度を考慮し, 50 Hz で一定とした。図 8.5.2-3 にその解析結果を示す。すべてのケースにて水ループ循環水の最低温度が 4℃を下回ることにはなかった。図 8.5.2-3 より, 圧縮機周波数が小さくなると, 暖房・給湯・ポンプ合計の消費電力は増加するが, その増加量以上に太陽空気熱源ヒートポンプ加熱運転の消費電力が減少するため, 合計消費電力は少なくなった。これは, 本論文の第 4 章に示した通り 4), 圧縮機周波数を低くすることで, 太陽空気熱源ヒートポンプの COP が向上した効果と考える。よって, 加熱運転の圧縮機周波数は 20 Hz を計算条件として選択し, 以降の解析ではこれを用いた。

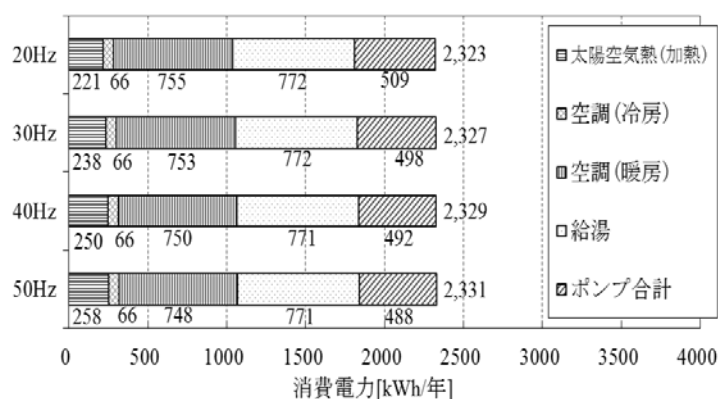


図 8.5.2-3 Case-C の解析結果

#### (5) Case-E (加熱運転スケジュール) の解析結果と考察

Case-E では太陽空気熱源ヒートポンプの加熱運転スケジュールを, 湯張り時の追いかけ運転 20:00-23:00 に加えて, 7:00-16:00, 8:00-15:00, 9:00-14:00, 10:00-13:00, 11:00-12:00 のケースで解析を行った。図 8.5.2-4 にその解析結果を示す。9:00-14:00, 10:00-13:00, 11:00-12:00 のケースでは水ループ循環水の最低温度が 4℃を下回ったため, 消費電力の結果を除外した。図 8.5.2-4 より, 8:00-15:00 のケースは最低温度が 4℃を下回らず, 且つ合計消費電力が最小となった。よって, 加熱運転スケジュールは 8:00-15:00 を計算条件として選択し, 以降の解析ではこれを用いた。

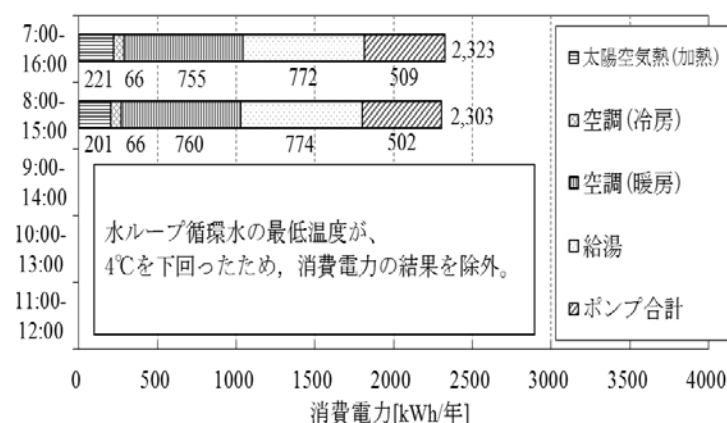


図 8.5.2-4 Case-E の解析結果

### 8.5.3 システム構成と運用手法の確認

8.5.1 節と 8.5.2 節にて選択したシステム構成と運用手法の長期安定性を確認するため、10 年間の解析を行った。表 8.5.3-1 に各ヒートポンプ機器の熱源となる水ループ循環水温度（地中熱交換器出口）の年間の最大値・平均値・最小値と、各用途の年間 COP（ポンプ動力除く）と、太陽空気熱源ヒートポンプによる人工回復熱量，地中熱交換器による自然回復熱量と，地中熱交換器から 1m の地点の土壌温度の時系列変化を示す。

表 8.5.3-1 水ループ循環水（地中熱交換器出口）温度，各用途別の年間 COP，回復熱量，土壌温度（地中熱交換器から 1 m 地点）の時系列変化

		1 年目	2 年目	3 年目	5 年目	10 年目
水ループ循環水温度 [°C]	最大	21.2	21.2	21.2	21.2	21.2
	平均	16.0	15.9	15.9	15.9	15.9
	最小	4.7	4.4	4.4	4.4	4.4
COP [-]	太陽空気熱源 HP 加熱	10.82	11.04	11.04	11.04	11.04
	空調 冷房	18.83	18.86	18.86	18.86	18.86
	空調 暖房	4.57	4.54	4.54	4.54	4.54
	給湯	5.88	5.86	5.86	5.86	5.86
回復熱量 [kWh]	人工	2181	2267	2270	2270	2270
	自然	2990	2897	2894	2894	2894
土壌温度 [°C]	最大	17.2	17.2	17.2	17.2	17.2
	最小	16.5	16.4	16.4	16.4	16.4

表 8.5.3-1 より、2 年目以降は水ループ循環水温度と各用途の年間 COP に変化はなかった。これは本システムの狙い通り、長期間において安定した温度の熱源水を各ヒートポンプに供給できていることを示す。各用途の COP は比較的高い値を示しているものの、モデル式を作成した実験機には改良の余地が残っており、更に高い COP が期待できると考えている<sup>2)3)4)</sup>。

3～10 年目の人工回復熱量は 2270 kWh/年、自然回復熱量は 2894 kWh/年と安定しており、その割合は 44:56 となった。この結果より、本解析条件では地中熱ヒートポンプシステムの熱源水温度が長期間安定するために必要な熱量がわかり、今後、地中熱を含んだ複合システムを設計する際のひとつの指標として、本知見が利用できると考えている。

地中熱交換器から 1 m 地点の 2 年目以降の土壌温度は、最高温度で 17.2 °C、最低温度で 16.4 °C となり、長期的に安定しており、温度変化は年間を通して 1 K 未満に収まっていた。これは太陽空気熱源ヒートポンプにて地中温度を人工的に回復しているため、地中への負荷が小さくなっていることが考えられる。これにより本システムでは地中熱交換器を高密度に配置できる可能性を有していると考えている。

## 8.6 従来システムとの比較

### 8.6.1 解析概要

MMHP システムの効果を明確化するため、本システムと、空気熱源ヒートポンプを利用した既存システムで、各ヒートポンプの消費電力の比較を行った。従来システムのヒートポンプは全て空気熱源とし、地中熱交換器や太陽空気熱源ヒートポンプはない。建物条件、外気条件、空調負荷、給湯負荷、空調ヒートポンプの設置台数は 8.4 節と同様とし、給湯ヒートポンプは貯湯式の自然冷媒ヒートポンプ給湯機を想定した。8.6.2 節にて、従来システムの空気熱源ヒートポンプ機器のモデル化を行い、MMHP システムの運転性能予測手法と同様に、シミュレーションソフト TRNSYS のユーザーサブルーチンとして利用し、ソフトウェア上で組み合わせることでシミュレーションツールを構成した。これを用いて、各機器の消費電力を算出し、MMHP システムの消費電力と比較した。

### 8.6.2 従来システムにおける各ヒートポンプ機器のモデル化

#### (1) 空気熱源の空調ヒートポンプ

空気熱源の空調ヒートポンプのモデルは、上野らの報告書<sup>8.12) 8.13)</sup>を参考に作成した。メーカーのカタログ値（2013 年標準モデル）から各室の空調負荷に見合う機器を選定し、カタログに記載されている定格・最小・最大の冷暖房能力・消費電力とそれらを測定した JIS 測定温湿度条件より、補機（ファンなど）の消費電力  $P_c$  [W] と、冷凍サイクルの理論効率と実際の効率の比  $R$  [-] を算出した。算出した各空調 HP の  $P_c$  と  $R$  を表 8.6.2-1 に示す。この時、室内機・室外機の風量はカタログ値に記載された基本仕様の風量を参考に、想定した空調ヒートポンプの定格出力の比で設定し、そのバイパスファクターは 0.20 とした。次に、8.4 節に記載した AE-Sim/Heat<sup>11)</sup>の各室の温湿度データと気象条件より、ヒートポンプ機器の冷媒凝縮温度と冷媒蒸発温度を推定し理論効率を求めた。この理論効率と表 8.6.2-1 に示した  $P_c$  と  $R$  を用い、各ヒートポンプ機器の COP と消費電力（補機動力含む）を算出した。また、表 8.6.2-1 の暖房運転の  $R$  は、着霜によるデフロスト運転を考慮していないため、簡易的に、外気温が 5℃以下の場合は、消費電力を 1.2 倍とした。

表 8.6.2-1 空気熱源の空調ヒートポンプの補機動力  $P_c$  と理論・実測の効率比  $R$

居室	運転モード	$P_c$ [W]	$R$ [-]
LDK	冷房	83.6	$0.069 Q^2 - 0.207 Q + 0.466$ †2
	暖房	61.8	$-0.002 Q^2 + 0.015 Q + 0.327$ †2
寝室、子供 室 1, 2	冷房	83.2	$0.054 Q^2 - 0.145 Q + 0.452$ †2
	暖房	83.8	$-0.020 Q^2 + 0.064 Q + 0.482$ †2

注 †2  $Q$  は空調 HP の冷暖房出力 [kW] を示す。



## (2) 空気熱源の貯湯式自然冷媒ヒートポンプ給湯機

空気熱源の貯湯式自然冷媒ヒートポンプ給湯機のモデルは、濱田らが実験室実験の結果から作成した近似式で、比較的重相関係数の高い機種 B（製造年 2010 年，貯湯槽容量 370L，貯湯機能おまかせ，重相関係数 0.934）の近似式を用いた<sup>8.14) 8.15)</sup>。近似式を式(8.6.1-1)に示す。式(8.6.1-1)と，8.4 節に示した外気条件，給湯負荷を用い，SCOP を日毎に算出した。今回の条件における SCOP は，年間平均で 2.86 となった。

$$SCOP = -0.220 + 0.123 X_1 + 0.025 X_2 \quad \cdots \cdots (8.6.1-1)$$

SCOP : システム COP [-]

$X_1$  : 日平均外気温度 [°C]

$X_2$  : 給湯負荷 [MJ/d]

### 8.6.3 解析結果と考察

図 8.6.3-1 に MMHP システムと従来システムの比較結果を示す。今回の条件のように，省エネ性能の比較的高い従来システムと比較しても，本システムは約 15%の消費電力を削減できる解析結果となった。この時，給湯と冷房は大幅に消費電力を削減出来ているが，暖房の削減量は小さい。また，本システムは太陽空気熱源ヒートポンプとポンプ動力分の消費電力が増加しているが，その増加した消費電力の割合は，太陽空気熱源ヒートポンプよりポンプ動力の方が大きかった。

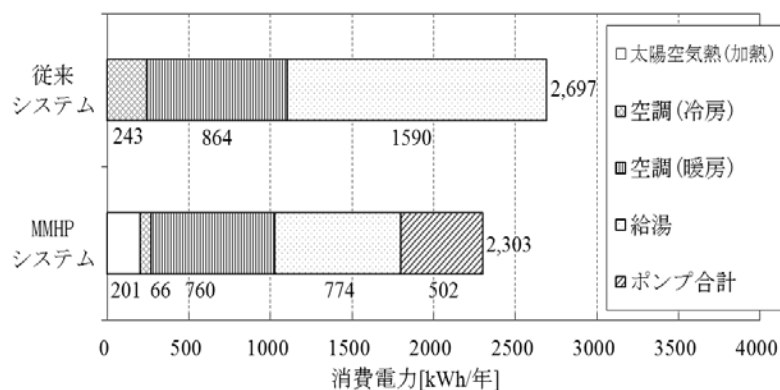


図 8.6.3-1 従来システムと MMHP システムの比較

給湯と冷房の削減量においては，本論文の第 5 章と第 6 章に示した通り，瞬間式給湯の開発の効果と<sup>8.4)</sup>，冷房膨張弁開度を適正化した効果<sup>8.7)</sup>に加え，給湯と冷房の熱融通により，お互いがより有利な（効率が高くなる）熱源を利用できているためと考える。しかしながら，暖房の削減量が小さい原因は，既報において，冷媒封入量の不足など，問題点を見出したものの，その改良が実施出来ていないことが原因だと考える<sup>8.7)</sup>。ポンプ動力については，今後，各ヒートポンプ出力に見合った流量制御などを行うことで，削減の余地がある

と考えている。

本システムの全ての試作機・ポンプなどに未だ改良の余地が残ることや（第 4 章～第 6 章参照）、運用手法をより細かく制御する（例えば周波数や追いかけ運転を固定でなく、時々で変動させるなど）ことで、更に消費電力を削減することが可能と考えている。また、本システムのように、様々な自然エネルギーを利用したシステムの普及を考えると、投資対効果を検討することが重要となるが、本システムは各要素機器が開発段階で、価格設定や、更なる電力削減の見込み設定が困難なことから、これを今後の検討課題として考えている。

## 8.7 第8章のまとめ

本章では、大幅な省エネを期待できるとして、筆者らが提案している MMHP システムのシミュレーション手法を構築し、戸建住宅に本システムを導入する際のシステム構成や運用手法を検討した。また、本システムの効果を明確化するため、従来システムとの比較を行った。以下は得られた知見である。

- 1) シミュレーションによる解析により、本システムで不凍液を用いず、瞬間式給湯ヒートポンプを利用すると、給湯の湯張り時の地中熱交換器負荷が大きく、その長さが 400 m 以上必要となることが判った。これは、設備投資が大きくなり、システムを導入する際の障壁となることを意味する。地中熱交換器長さを 200 m 以下にするためには、湯張り時間を一般的な 10 分から 30 分へ生活スタイルを変更し、且つ太陽空気熱源ヒートポンプ（公称出力 5kW）と組み合わせる必要があることが判った。しかしながら、生活スタイルの変更は生活者に負担が生じるため、今後は省エネを追求するだけでなく使い勝手や組み合わせ（水熱源貯湯式給湯ヒートポンプなどの利用）を含め、更なる検討を行う必要があると考えている。
- 2) 本システムは制御方法の調整を行うことで、全体の消費電力を削減できる見込みがあることが判った。今後、その時々条件に合う細かい運用手法を検討していくことで、更に消費電力を削減できる可能性があると考ええる。また、今回検討した戸建住宅において、夏期に必要であると考えていた太陽空気熱源ヒートポンプの冷却（放熱）運転は、冷熱需要（冷房）と温熱需要（給湯）が同時に発生しているため、冷却運転を行わず、熱源水温度を成り行きにした方が消費電力が少なくなることが判った。
- 3) 本解析条件において、水ループ熱源水温度が長期間安定する太陽空気熱源ヒートポンプの人工回復熱量は 2270 kWh/年、地中熱交換器の自然回復量は 2894 kWh/年であることが判った。この結果は地中熱を含んだ複合システムを設計する際のひとつの指標として利用できると考えている。
- 4) 本システムと、空気熱源の空調ヒートポンプ並びに貯湯式の自然冷媒ヒートポンプ給湯機を用いた既存システムを比較すると、本システムは既存システムに比べ、約 15% の消費電力の削減が期待できることが判った。しかしながら、本報に記した通り、現在の試作機や運用手法には、未だ改良の余地が残っているため、更なる省エネの可能性があると考えている。

尚、本システムは省エネ性能だけでなく、スマートエネルギー化におけるデマンドサイドマネジメントの効果も期待できるため、それについても今後検討を行う予定である。また、システムの普及拡大に向け、エネルギー性の評価だけでなく、コスト（投資対効果）の評価についても、今後、検討していく予定である。

## 第8章 参考文献

- 8.1) 吉田史志, 大岡龍三, 日野俊之, マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムに関する技術開発 第4報一年間運転性能予測シミュレーションによるシステム構成と運用に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No.221, pp.11~20, (2015-08)
- 8.2) 日野俊之, 大岡龍三, 南有鎮, 宮内啓輔, 自然エネルギー利用マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムの開発:(その1) 基本コンセプト, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 1155-1156, (2009)
- 8.3) 大岡龍三, 日野俊之, 三浦克弘, 小野勝男, 吉田史志, 李英玲, 浅井香里, 太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発(その1) コンセプトと実験システムの概要, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.633~636, (2012)
- 8.4) 吉田史志・大岡龍三・日野俊之: マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムに関する技術開発 第1報-水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの開発と性能検証, 空気調和・衛生工学会論文集 No.208, pp.11~20, (2014-07)
- 8.5) 兒玉和生, 大岡龍三, 日野俊之, 小野勝男, 吉田史志, 三浦克弘, 自然エネルギー利用マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムの開発(その8) TRNSYSによる運転性能予測シミュレーション, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 1071-1072, (2013)
- 8.6) 吉田史志・大岡龍三・日野俊之: マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムに関する技術開発 第3報-太陽空気熱源ヒートポンプの試作機における運転特性の確認と性能検証, 空気調和・衛生工学会論文集 No.217, pp.9~18, (2015-04)
- 8.7) 吉田史志, 大岡龍三, 日野俊之, マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムに関する技術開発 第2報-水熱源空調ヒートポンプの開発と性能検証, 空気調和・衛生工学会論文集, No.215, pp.1~10, (2014-02)
- 8.8) 西澤繁毅, 田島昌樹, 三浦尚志, 中村美紀子, 住宅事業建築主の判断の基準におけるエネルギー消費量計算方法の解説 第3章暖冷房熱負荷計算, 一般財団法人 建築環境・省エネルギー機構 住宅事業主の判断基準 (2009-07)
- 8.9) 前真之: 住宅事業建築主の判断の基準におけるエネルギー消費量計算方法の解説 第6章給湯設備のエネルギー消費量に関する評価方法, 一般財団法人 建築環境・省エネルギー機構 住宅事業主の判断基準, (2009-07)
- 8.10) 国土交通省国土技術政策総合研究所, 独立行政法人建築研究所, 自立循環型住宅への設計ガイドライン, 財団法人 建築環境・省エネルギー機構発行, (2005)
- 8.11) 株式会社 建築環境ソリューションズ: 建築環境設計シリーズ 温熱環境シミュレーションプログラム AE-Sim/Heat, <http://www.ae-sol.co.jp/src/sc278/AESimH.pdf>
- 8.12) 上野剛, 宮永俊之, 占部亘, 北原博幸, 家庭用エアコンの熱源特性モデルの開発 その1 冷房時モデル, 財団法人電力中央研究所 研究報告, R09017 (2010-05), pp.1~19
- 8.13) 上野剛, 北原博幸, 家庭用エアコンの熱源特性モデルの開発 その2 暖房時モデル, 財団法人電力中央研究所 研究報告, R10009 (2011-06), pp.1~16
- 8.14) 濱田靖弘・村川三郎・高橋功多・北山広樹・鍋島美奈子・高田宏, 実使用を考慮した貯湯式給湯機の性能評価に関する研究: 修正 M1 モードによる実験室実験とフィールド実測による CO<sub>2</sub> ヒートポンプ式給湯機の評価, 空気調和・衛生工学会論文集, No.198 (2013-09), pp.1~10
- 8.15) 濱田靖弘・村川三郎・永廣健太郎・北山広樹・鍋島美奈子・高田宏, CO<sub>2</sub> ヒートポンプ式給湯機の基本性能と除霜・追焚運転の評価に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No.143 (2009-02), pp.31~45

## 第 9 章

### 結論と今後の課題

---

#### 9.1 結論

#### 9.2 今後の課題



## 第9章 結論と今後の課題

### 9.1 結論

本論文は、建物の大幅なエネルギー消費量の削減を狙い、多様な自然エネルギー（マルチソース）と多様な用途（マルチユース）を組み合わせたヒートポンプシステムを提案し、その開発研究と省エネルギー性について検証を行った。開発研究として、システムに適した各要素機器を開発し、実証実験にて優れた性能を明らかにした。加えて、実験データの解析から各開発機の性能曲線のモデル化と、その有効性を確認した。また、これら開発機のモデルを用いて、戸建住宅におけるシミュレーションを行い、本システムは、空気熱源ヒートポンプを利用した従来システムより、約 15%の消費電力の削減が見込めることを示した。

ここでは、本論文の全体の取りまとめとして、各章の結論を総括する。

**第1章** 「序論」では、建物の消費エネルギーの中で大きな割合を占める冷暖房・給湯において、既存のヒートポンプシステムの更なる性能向上に対しての問題点を背景として提起し、複数の再生可能エネルギーを利用したヒートポンプシステムの必要性と、本論文の目的を示した。

**第2章** 「ヒートポンプシステムの既往研究と技術」では、ヒートポンプシステムを空気熱利用、地中熱利用、太陽熱利用と、これらの複数熱利用システムに分類し、それぞれの特徴と現状の課題を解説することで、MMHP システムの新規性や独自性を示した。また、本論文で研究している MMHP システムの過去の研究から、一連の研究の中における本論文のポジションについて示した。

**第3章** 「MMHP システムの概要」では、MMHP システムの概要について述べた。特に、システム構成や制御方法の詳細を、従来の地中熱利用ヒートポンプシステムと比較しながら述べることで、本システムの全体的な特徴について言及した。また、冷凍サイクルから従来の空気熱利用ヒートポンプシステムとの比較を行い、省エネルギー性が高いことを示した。さらに、本システムの住宅および業務用ビルへの適用イメージとその可能性について解説し、本システムの開発研究の意義について示した。

**第4章** 「太陽空気熱源ヒートポンプの開発研究と性能検証」では、MMHP システムに適した要素機器開発の一環として、システム制御に大きな役割を担う、太陽空気熱源ヒートポンプの圧縮機周波数（回転数）別の性能検証を行い、運転制御方法の検討と、性能曲線のモデル化を行った。

- 1) ヒートポンプの圧縮機周波数を小さくすることで、COP が大幅に向上することがわかった。今回の実験では、加熱 COP は最大で 35.1, 冷却 COP は最大で 22.1 と高い値を確認した。これにより、必要な出力や外気条件に応じて圧縮機周波数を変更（小さく）することで、更なる性能向上が期待できることを示した。
- 2) 実験データの解析より、太陽空気熱源ヒートポンプ（試作機）のモデル式を示した。近似精度は変動係数で約 8 %未満であることを確認し、シミュレーションに利用が可能であると判断した。

第 5 章 「水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの開発研究と性能検証」では、MMHP システムに適した要素機器開発の一環として、水熱源瞬間式給湯ヒートポンプという新しい給湯方式の提案と、試作機における実証実験から、動作確認と性能値を提示した。また、実験データの解析から性能曲線のモデル化を行い、その有効性を検証した。

- 1) 試作機において、問題なく瞬間で給湯する動作を確認し、MMHP システムを利用した本給湯機は冬期想定 COP:5.2, 中間期想定 COP:6.6, 夏期想定 COP8.5 と高い効率を確認した。
- 2) 実験データの解析より本給湯機（試作機）のモデル式を示した。近似精度は変動係数で約 5 %未満であることを確認し、シミュレーションに利用が可能であると判断した。

第 6 章 「水熱源空調ヒートポンプの開発研究と性能検証」では、MMHP システムに適した要素機器開発の一環として、水熱源空調ヒートポンプの改良と、本システムに適した膨張弁開度の制御について、実証実験から検討を行った。また、実験データの解析から性能曲線のモデル化を行い、その有効性を検証した。

- 1) 冷房運転においては、標準設定値より膨張弁開度を大きくすることで、COP が向上した。膨張弁開度の設定を改良した空調機を利用して、本システムの温度域で性能検証行なうと、冷房 COP が 10.1～14.2 と比較的に高い効率を得られた。
- 2) 暖房運転においては、膨張弁開度を調整しても COP に大きな変化が見られなかった。これは、実験機の冷媒封入量が足りていないと推測される。実験機に改良の余地は残るが、本システムの温度域における現状機器の暖房 COP は 4.8～5.1 となった。
- 3) 実験データの解析より本空調機（試作機）のモデル式を作成した。近似精度は冷房、暖房ともに変動係数で 6 %未満であることを確認し、シミュレーションに利用が可能であると判断した。



第7章 「地中熱交換器のモデル化」では、配管内の対流熱伝達率を与え、土壌の熱伝導を解くことで、U チューブ型地中熱交換器のモデル化を行った。モデル式の有効性の検証結果より、近似精度は変動係数で 5～12 %であることを確認し、シミュレーションに利用が可能であると判断した。

第8章 「年間運転性能予測シミュレーションによるシステム構成と運用に関する研究」では、MMHP システムの戸建て住宅における年間運転性能予測シミュレーションを行い、消費エネルギーを最小化するためのシステム構成と運用手法の検討を行った。また、従来システムとの比較による導入効果の検証を行った。

- 1) 本システム構成の検討として、地中熱交換器長さと太陽空気熱ヒートポンプの容量をシミュレーションにて検証した。本条件において、不凍液を用いず、瞬間式給湯ヒートポンプを利用した場合、地中熱交換器長さが 400m 以上必要という結果となった。地中熱交換器長さを 200m 以下にするためには、太陽空気熱源ヒートポンプが 5kW と、生活スタイルの変更が必要となった。しかしながら、生活スタイルの変更は生活者への負担が生じるため、今後は省エネを追求するだけでなく、使い勝手や機器の組み合わせ（貯湯式の給湯ヒートポンプ）を含め、更なるシステム構成の検討を行う必要があると考える。
- 2) 本システムの運用手法として、太陽空気熱源ヒートポンプの制御方法を調整して検証を行った。本条件における最適な運用手法では、太陽空気熱源ヒートポンプの冷却（放熱）運転が必要ないことを示し、運用手法を変更することで、全体の消費電力を削減できる見込みがあることが判った。
- 3) 本解析条件において、水ループ熱源水温度が長期間安定する太陽空気熱源ヒートポンプの人工回復熱量は 2270 kWh/年、地中熱交換器の自然回復量は 2894 kWh/年であることが判った。この結果は地中熱を含んだ複合システムを設計する際のひとつの指標として利用できると考えている。
- 4) 本システムと、空気熱源の空調ヒートポンプ並びに貯湯式の自然冷媒ヒートポンプ給湯機を用いた従来システムを比較すると、本システムは従来システムに比べ、約 15%の消費電力の削減が期待できることが判った。しかしながら、本論文に記した通り、現在の試作機や運用手法には、未だ改良の余地が残っているため、更なる省エネの可能性があると考えている。

## 9.2 今後の課題

本論文では、提案したシステムの省エネルギー性について、実験的検証とシミュレーション解析に基づき、確認を行った。しかしながら、太陽熱や地中熱を利用するシステムの普及拡大における大きな課題は、コスト（投資対効果）にあり、その部分については、本論文で言及していない。よって、今後、コスト（投資対効果）についての検討や開発研究が必要であると考ええる。また、本論文より明らかとなった技術的課題について、以下に示す。

### (1) 各要素機器の改良と開発研究

本研究では、MMHP システムに適した各要素機器の開発や制御方法の検討を行ってきたが、今回の検証より、試作機の改良点が見つかった。下記に本研究より明らかとなった各要素機器の改良点を示す。

- ・太陽空気熱源ヒートポンプ

本研究より、圧縮機能力と熱交換器容量の関係が、COP に大きな影響を及ぼすことが判った。今後、この部分においての最適化の検討と、改良が必要と考える。また、気象条件や必要能力に応じた圧縮機周波数のリアルタイム制御方法の検討も必要と考える。

- ・水熱源瞬間式給湯ヒートポンプ

本試作機では、給湯設定温度に達するまでの立ち上がり時間が約 1 分程度と遅かった。今後、実使用の手洗いを想定し、立ち上がり時間が 30 秒以内となるように改良する必要があると考える。また、従来のヒートポンプに比べ、圧縮機の発停が増えるため、その耐久性の確認などが必要と考える。

- ・水熱源空調ヒートポンプ

本試作機では、暖房運転の必要能力に対しての冷媒封入量が不足していると推察されるため、その検証と改良が必要と考える。

- ・地中熱交換器

本システムに適した高密度型地中熱交換器の開発研究により、従来の地中熱交換器に比べ安価な掘削方法や地中熱交換器についての検討が必要と考える。

- ・水熱源冷凍・冷蔵ヒートポンプ

システムの構想としては、冷凍・冷蔵を考えているが、本論では機器の開発研究を実施できなかった。今後、本システムに適した冷凍・冷蔵機器の開発研究と検証が必要と考える。

これらを改良・開発することで、本システムの実用化や、更なる消費電力の削減が期待できると考える。

### (2) ヒートポンプの物理モデルの作成

本研究では、試作機の実験データを統計的に処理することで、ヒートポンプのモデル化を行った。しかし、この方法では、実験データの範囲外の解析が出来ないだけでなく、機器の改良、パラメータの変更などに対応出来ない。今後は、各要素ヒートポンプの物理モデルを作成することで、解析の幅を広げるだけでなく、圧縮機や熱交換器容量を変更など最適設計の検討に利用できるモデルを開発すべきと考える。

### (3) 様々な建物条件におけるシステム導入効果の明確化

本研究では、関東戸建て住宅に着目して、最適設計や運転手法の検討を行い、システムの導入効果を示した。しかしながら、地域や建物条件、建物用途（オフィスや商業施設など）が変更された場合の検討は行っておらず、その結果は本論文で示した結果と大きく異なると考えられる。今後は様々な建物条件における検討を行うべきと考える。

将来、自然エネルギーを有効に取り入れるため、太陽熱や地中熱などを利用した水熱源システムが導入されていく可能性は大いにあると考えられる。よって、引き続き MMHP システムの開発と省エネルギー性、コスト分析の追求を行う予定である。



## Appendix

---

MMHP システムのシミュレーションプログラムリスト

受賞・発表論文リスト

謝辞



## MMHP システムのシミュレーションプログラムリスト

ここでは、シミュレーションソフト TRNSYS のユーザーサブルーチンとして作成した各ヒートポンプ、地中熱交換器、ミキサーのプログラムリスト(FORTRN)を示す。なお、入出力部分のリストは省略する。また、Trnsys(Version:17.01.0016)のソフト上で組み合わせたシミュレーションツール画面を同時に示す。

### (1) 太陽空気熱源ヒートポンプ (SAHP)

! \*\*\* Model Inputs

! \*\*\*

```
! Tw_SA_in - [-Inf;+Inf]
! fw_SA_in - [-Inf;+Inf]
! DB - [-Inf;+Inf]
! Total - [-Inf;+Inf]
! WV - [-Inf;+Inf]
! RH - [-Inf;+Inf]
! Cloudiness - [-Inf;+Inf]
! Mode_SA - [-Inf;+Inf]
! Hz - [-Inf;+Inf]
! Sign_SAS_in - [-Inf;+Inf]
! Sign_SAW_in - [-Inf;+Inf]
! SP_S - [-Inf;+Inf]
! HYS_S - [-Inf;+Inf]
! SP_W - [-Inf;+Inf]
! HYS_W - [-Inf;+Inf]
! Sign_SAWn_in - [-Inf;+Inf]
```

! \*\*\* Model Outputs

! \*\*\*

```
! Tw_SA_out - [-Inf;+Inf]
! fw_SA_out - [-Inf;+Inf]
! COP_SAS - [-Inf;+Inf]
! COP_SAW - [-Inf;+Inf]
! e_SAS - [-Inf;+Inf]
! e_SAW - [-Inf;+Inf]
! e_PUMP_SA - [-Inf;+Inf]
! Q_SAS - [-Inf;+Inf]
! Q_SAW - [-Inf;+Inf]
! QG_SA - [-Inf;+Inf]
! E_sky - [-Inf;+Inf]
! Sign_SA_out - [-Inf;+Inf]
```

! \*\*\* Model Derivatives

! \*\*\*

! (Comments and routine interface generated by TRNSYS Studio)

!\*\*\*\*\*

!-----

! This TRNSYS component skeleton was generated from the TRNSYS studio based on the user-supplied parameters, inputs, outputs, and derivatives. The user should check the component formulation carefully and add the content to transform the parameters, inputs and derivatives into outputs. Remember, outputs should be the average value over the timestep and not the value at the end of the timestep; although in many models these are exactly the same values. Refer to existing types for examples of using advanced features inside the model (Formats, Labels etc.)

!-----

Use TrnsysConstants  
Use TrnsysFunctions

!-----

!DEC\$Attributes DLLexport :: Type237

!-----

!Trnsys Declarations  
Implicit None

Double Precision Timestep,Time  
Integer CurrentUnit,CurrentType

! PARAMETERS  
DOUBLE PRECISION Rate

! INPUTS  
DOUBLE PRECISION Tw\_SA\_in  
DOUBLE PRECISION fw\_SA\_in  
DOUBLE PRECISION DB  
DOUBLE PRECISION Total  
DOUBLE PRECISION WV  
DOUBLE PRECISION RH  
DOUBLE PRECISION Cloudiness  
DOUBLE PRECISION Mode\_SA  
DOUBLE PRECISION Hz  
DOUBLE PRECISION Sign\_SAS\_in  
DOUBLE PRECISION Sign\_SAW\_in  
DOUBLE PRECISION SP\_S  
DOUBLE PRECISION HYS\_S  
DOUBLE PRECISION SP\_W  
DOUBLE PRECISION HYS\_W  
DOUBLE PRECISION Sign\_SAWn\_in

! OUTPUTS  
DOUBLE PRECISION Tw\_SA\_out    ![°C]  
DOUBLE PRECISION fw\_SA\_out    ![L/min]  
DOUBLE PRECISION COP\_SAS      ![-]  
DOUBLE PRECISION COP\_SAW      ![-]  
DOUBLE PRECISION e\_SAS        ![kW]  
DOUBLE PRECISION e\_SAW        ![kW]  
DOUBLE PRECISION eT\_SAS       ![kW]  
DOUBLE PRECISION eT\_SAW       ![kW]



---

```

DOUBLE PRECISION e_PUMP_SA    ![kW]
DOUBLE PRECISION Q_SAS        ![kW]
DOUBLE PRECISION Q_SAW        ![kW]
DOUBLE PRECISION QG_SA        ![kW]
DOUBLE PRECISION QGT_SA       ![kW]
DOUBLE PRECISION E_sky        ![W/m2]
DOUBLE PRECISION Sign_SA_out  ![-]

! 変数の決定
DOUBLE PRECISION e            ![kW]
DOUBLE PRECISION f            ![-]
DOUBLE PRECISION E_surf       ![W/m2]
DOUBLE PRECISION n_SA         ![-]
DOUBLE PRECISION Condition_A  ![-]
DOUBLE PRECISION Condition_B  ![-]
INTEGER k                     ![-]

!-----

!-----
!Get the Global Trnsys Simulation Variables
Time=getSimulationTime()
Timestep=getSimulationTimeStep()
CurrentUnit = getCurrentUnit()
CurrentType = getCurrentType()
!-----

!-----
!Set the Version Number for This Type
If(getIsVersionSigningTime()) Then
    Call SetTypeVersion(17)
    Return
EndIf
!-----

!-----
!Do Any Last Call Manipulations Here
If(getIsLastCallofSimulation()) Then
    Return
EndIf
!-----

!-----
!Perform Any "After Convergence" Manipulations That May Be Required at the End of Each Timestep
If(getIsEndOfTimestep()) Then
    Return
EndIf
!-----

!-----
!Do All of the "Very First Call of the Simulation Manipulations" Here
If(getIsFirstCallofSimulation()) Then

    !Tell the TRNSYS Engine How This Type Works

```

---

```

Call SetNumberOfParameters(1) !The number of parameters that the the model wants
Call SetNumberOfInputs(16) !The number of inputs that the the model wants
Call SetNumberOfDerivatives(0) !The number of derivatives that the the model wants
Call SetNumberOfOutputs(12) !The number of outputs that the the model produces
Call SetIterationMode(1) !An indicator for the iteration mode (default=1). Refer
to section 8.4.3.5 of the documentation for more details.
Call SetNumberStoredVariables(0,5) !The number of static variables that the model wants
stored in the global storage array and the number of dynamic variables that the model wants stored in the global
storage array
Call SetNumberOfDiscreteControls(0) !The number of discrete control functions set by this
model (a value greater than zero requires the user to use Solver 1: Powell's method)
Return
EndIf
!-----
!-----
!Do All of the First Timestep Manipulations Here - There Are No Iterations at the Intial Time
If (getIsStartTime()) Then
Rate = getParameterValue(1)

Tw_SA_in = GetInputValue(1)
fw_SA_in = GetInputValue(2)
DB = GetInputValue(3)
Total = GetInputValue(4)
WV = GetInputValue(5)
RH = GetInputValue(6)
Cloudiness = GetInputValue(7)
Mode_SA = GetInputValue(8)
Hz = GetInputValue(9)
Sign_SAS_in = GetInputValue(10)
Sign_SAW_in = GetInputValue(11)
SP_S = GetInputValue(12)
HYS_S = GetInputValue(13)
SP_W = GetInputValue(14)
HYS_W = GetInputValue(15)
Sign_SAWn_in = GetInputValue(16)

!Check the Parameters for Problems (#,ErrorType,Text)
!Sample Code: If( PAR1 <= 0.) Call FoundBadParameter(1,'Fatal','The first parameter provided to this model is
not acceptable.')

!Set the Initial Values of the Outputs (#,Value)
Call SetOutputValue(1, 17) ! Tw_SA_out
Call SetOutputValue(2, 0) ! fw_SA_out
Call SetOutputValue(3, 0) ! COP_SAS
Call SetOutputValue(4, 0) ! COP_SAW
Call SetOutputValue(5, 0) ! e_SAS
Call SetOutputValue(6, 0) ! e_SAW
Call SetOutputValue(7, 0) ! e_PUMP_SA
Call SetOutputValue(8, 0) ! Q_SAS
Call SetOutputValue(9, 0) ! Q_SAW
Call SetOutputValue(10, 0) ! QG_SA
Call SetOutputValue(11, 0) ! E_sky

```

---

```

        Call SetOutputValue(12, 0) ! Sign_SA_out

!If Needed, Set the Initial Values of the Static Storage Variables (#,Value)
!Sample Code: SetStaticArrayValue(1,0.d0)

!If Needed, Set the Initial Values of the Dynamic Storage Variables (#,Value)
!Sample Code: Call SetDynamicArrayValueThisIteration(1,20.d0)

!If Needed, Set the Initial Values of the Discrete Controllers (#,Value)
!Sample Code for Controller 1 Set to Off: Call SetDesiredDiscreteControlState(1,0)
        Return

    EndIf
!-----

!-----
!ReRead the Parameters if Another Unit of This Type Has Been Called Last
    If(getIsReReadParameters()) Then
        !Read in the Values of the Parameters from the Input File
        Rate = getParameterValue(1)

    EndIf
!-----

!Read the Inputs
    Tw_SA_in = GetInputValue(1)
    fw_SA_in = GetInputValue(2)
    DB = GetInputValue(3)
    Total = GetInputValue(4)
    WV = GetInputValue(5)
    RH = GetInputValue(6)
    Cloudiness = GetInputValue(7)
    Mode_SA = GetInputValue(8)
    Hz = GetInputValue(9)
    Sign_SAS_in = GetInputValue(10)
    Sign_SAW_in = GetInputValue(11)
    SP_S = GetInputValue(12)
    HYS_S = GetInputValue(13)
    SP_W = GetInputValue(14)
    HYS_W = GetInputValue(15)
    Sign_SAWn_in = GetInputValue(16)

    !Check the Inputs for Problems (#,ErrorType,Text)
    !Sample Code: If( IN1 <= 0.) Call FoundBadInput(1,'Fatal','The first input provided to this model is not
acceptable.')

    If(NotFound()) Return
!-----

!-----
!    *** PERFORM ALL THE CALCULATION HERE FOR THIS MODEL. ***
!-----

!-----

```

---

!If Needed, Get the Previous Control States if Discrete Controllers are Being Used (#)

!Sample Code: CONTROL\_LAST=getPreviousControlState(1)

!-----

!-----

!If Needed, Get the Values from the Global Storage Array for the Static Variables (#)

!Sample Code: STATIC1=getStaticArrayValue(1)

!-----

!-----

!If Needed, Get the Initial Values of the Dynamic Variables from the Global Storage Array (#)

!Sample Code: T\_INITIAL\_1=getDynamicArrayValueLastTimestep(1)

!-----

!-----

!Perform All of the Calculations Here to Set the Outputs from the Model Based on the Inputs

!

初期化

Tw\_SA\_out = 0 ![°C]

fw\_SA\_out = 0 ![L/min]

COP\_SAS = 0 ![-]

COP\_SAW = 0 ![-]

e\_SAS = 0 ![kW]

e\_SAW = 0 ![kW]

eT\_SAS = 0 ![kW]

eT\_SAW = 0 ![kW]

e\_PUMP\_SA = 0 ![kW]

Q\_SAS = 0 ![kW]

Q\_SAW = 0 ![kW]

QG\_SA = 0 ![kW]

QGT\_SA = 0 ![kW]

E\_sky = 0 ![W/m2]

Sign\_SA\_out = 0 ![-]

e = 0 ![-]

f = 0 ![-]

E\_surf = 0 ![W/m2]

n\_SA = 0 ![-]

Condition\_A = 0 ![-]

Condition\_B = 0 ![-]

k = 0 ![-]

!

共通設定

n\_SA = getDynamicArrayValueLastTimestep(1)

Condition\_A = getDynamicArrayValueLastTimestep(2)

eT\_SAS = getDynamicArrayValueLastTimestep(3)

eT\_SAW = getDynamicArrayValueLastTimestep(4)

QGT\_SA = getDynamicArrayValueLastTimestep(5)

IF(n\_SA.EQ.0) THEN !

Condition\_A = 1

END IF

!

SUMMER の設定

```

e = 6.1078 * 10**((7.5*DB)/(DB+237.3)) ![hPa]
f = e * RH/100                                ![hPa]
f = f / 1.333                                ![hPa]→[mmHg]
E_sky = 5.67E-8 * (273.16+DB)**4 * (0.526+0.076*f**0.5)
&      * (1.0-0.062*Cloudiness)                ![W/m2]

!
SUMMER
IF(Mode_SA.EQ.-1) THEN

    IF(Tw_SA_in.GT.SP_S+HYS_S) THEN
        Condition_A = 1
    END IF

    IF(Tw_SA_in.GT.SP_S) THEN
        Condition_B = 1
    END IF

    Sign_SA_out = Sign_SAS_in * Condition_A * Condition_B
    fw_SA_in = 31.4 * Sign_SA_out ![L/min]

    IF(Hz==50) THEN
        Q_SAS = (-1.79E-2*DB                + 4.02E+0)
&          * (-4.03E-3*E_sky            + 5.30E+0)
&          * ( 7.16E-2*WV                + 3.63E+0)
&          * ( 9.21E-2*Tw_SA_in + 2.01E+0)
&          * ( 3.53E-2*fw_SA_in + 2.34E+0)
&          / 1.82E+2
&          * 1.04E+0
&          * Sign_SA_out

        COP_SAS = ( 2.72E-2*DB                + 4.06E+0)
&          * (-9.81E-5*E_sky            + 4.80E+0)
&          * ( 1.06E-2*WV                + 4.47E+0)
&          * (-1.27E-1*Tw_SA_in + 6.53E+0)
&          * ( 1.51E-2*fw_SA_in + 4.00E+0)
&          * ( 1.08E+0*Q_SAS**2 - 5.68E+0*Q_SAS + 1.09E+1)
&          / 1.90E+3
&          * 1.01E+0
&          * Sign_SA_out
    END IF

    IF(Hz==40) THEN
        Q_SAS = (-1.18E-2*DB                + 3.26E+0)
&          * (-3.33E-4*E_sky            + 3.48E+0)
&          * ( 6.70E-2*WV                + 3.26E+0)
&          * ( 8.27E-2*Tw_SA_in + 1.69E+0)
&          * ( 4.85E-3*fw_SA_in + 3.14E+0)
&          / 1.17E+2
&          * 1.04E+0
&          * Sign_SA_out

        COP_SAS = ( 3.16E-2*DB                + 6.00E+0)
&          * (-2.79E-3*E_sky            + 8.68E+0)
&          * ( 2.45E-1*WV                + 5.95E+0)

```

```

&          * (-1.87E-1*Tw_SA_in + 9.30E+0)
&          * ( 6.09E-2*fw_SA_in + 5.47E+0)
&          * ( 5.28E-1*Q_SAS**2 - 3.39E-1*Q_SAS + 9.31E-1)
&          / 1.12E+4
&          * 9.81E-1
&          * Sign_SA_out
END IF

IF(Hz==30) THEN
    Q_SAS = (-3.36E-2*DB          + 3.51E+0)
&          * (-3.75E-3*E_sky      + 4.24E+0)
&          * ( 9.97E-2*WV          + 2.43E+0)
&          * ( 7.45E-2*Tw_SA_in + 1.02E+0)
&          * ( 2.34E-2*fw_SA_in + 1.78E+0)
&          / 4.74E+1
&          * 1.00E+0
&          * Sign_SA_out

    COP_SAS = (-7.98E-2*DB          + 1.09E+1)
&          * (-7.31E-3*E_sky      + 1.01E+1)
&          * ( 1.43E-1*WV          + 6.12E+0)
&          * (-2.52E-1*Tw_SA_in + 1.29E+1)
&          * (-1.76E-2*fw_SA_in + 7.79E+0)
&          * ( 2.94E+0*Q_SAS**2 - 7.69E+0*Q_SAS + 8.67E+0)
&          / 2.17E+4
&          * 8.51E-1
&          * Sign_SA_out
END IF

IF(Hz==20) THEN
    Q_SAS = (-5.22E-2*DB          + 3.29E+0)
&          * (-3.46E-3*E_sky      + 3.52E+0)
&          * ( 5.47E-2*WV          + 1.97E+0)
&          * ( 1.12E-1*Tw_SA_in - 6.61E-1)
&          * ( 2.58E-3*fw_SA_in + 1.81E+0)
&          / 1.63E+1
&          * 9.70E-1
&          * Sign_SA_out

    COP_SAS = (-9.69E-2*DB          + 1.93E+1)
&          * (-4.82E-3*E_sky      + 1.82E+1)
&          * ( 7.38E-2*WV          + 8.89E+0)
&          * (-6.16E-1*Tw_SA_in + 2.56E+1)
&          * ( 8.05E-2*fw_SA_in + 8.64E+0)
&          * ( 9.89E+0*Q_SAS**2 - 2.30E+1*Q_SAS + 1.96E+1)
&          / 2.35E+5
&          * 6.34E-1
&          * Sign_SA_out
END IF

Q_SAS = Q_SAS * Rate          ![kW]
fw_SA_in = fw_SA_in * Rate    ![L/min]
e_SAS = Q_SAS / (COP_SAS+1.0E-10) ![kW]
QG_SA = -Q_SAS * Sign_SA_out  ![kW]

```

```

n_SA = n_SA*Sign_SAS_in + Sign_SAS_in
Tw_SA_out = Tw_SA_in + Sign_SA_out
&          *(QG_SA*60.0)/(4.18*fw_SA_in + 10**-10) ![°C]

END IF

! WINTER
IF(Mode_SA.EQ.1) THEN

    IF(Tw_SA_in.LT.SP_W-HYS_W) THEN
        Condition_A = 1
    END IF

    IF(Tw_SA_in.LT.SP_W) THEN
        Condition_B = 1
    END IF

    Sign_SA_out = Sign_SAW_in * Condition_A * Condition_B
    fw_SA_in = 31.4 * Sign_SA_out ![L/min]

    IF(Hz.EQ.50) THEN
        Q_SAW = ( 1.42E-1 *DB          + 3.39E+0)
&          * ( 1.81E-3 *Total      + 4.48E+0)
&          * ( 5.35E-2 *WV          + 4.62E+0)
&          * (-2.30E-2 *Tw_SA_in + 5.95E+0)
&          * (-4.45E-2 *fw_SA_in + 8.85E+0)
&          / 8.70E+2
&          * 8.87E-1
&          * Sign_SA_out

        COP_SAW = ( 6.52E-3 *DB          + 7.44E+0)
&          * ( 4.02E-5 *Total      + 7.40E+0)
&          * ( 1.62E-2 *WV          + 7.61E+0)
&          * (-6.30E-1 *Tw_SA_in + 2.71E+1)
&          * (-4.39E-1 *fw_SA_in + 3.19E+1)
&          * ( 1.21E-1 *Q_SAW**2 + 1.05E+0 *Q_SAW + 9.26E-1 )
&          / 6.38E+4
&          * 5.62E-1
&          * Sign_SA_out

        IF(Sign_SAWn_in.EQ.1) THEN
            Q_SAW = ( 1.42E-1 *DB          + 3.39E+0)
&          * ( 1.81E-3 *Total      + 4.48E+0)
&          * ( 5.35E-2 *WV          + 4.62E+0)
&          * (-2.30E-2 *Tw_SA_in + 5.95E+0)
&          * (-4.45E-2 *fw_SA_in + 8.85E+0)
&          / 8.70E+2
&          * 8.87E-1
&          * Sign_SA_out

            COP_SAW = ( 6.52E-3 *DB          + 7.44E+0)
&          * ( 4.02E-5 *Total      + 7.40E+0)
&          * ( 1.62E-2 *WV          + 7.61E+0)

```

```

&          * (-6.30E-1 *Tw_SA_in + 2.71E+1)
&          * (-4.39E-1 *fw_SA_in + 3.19E+1)
&          * ( 1.21E-1 *Q_SAW**2 + 1.05E+0 *Q_SAW + 9.26E-1 )
&          / 6.38E+4
&          * 5.62E-1
&          * Sign_SA_out
      END IF
END IF

IF(Hz.EQ.40) THEN
      Q_SAW = ( 1.15E-1 *DB          + 2.58E+0)
&          * ( 1.73E-3 *Total      + 3.35E+0)
&          * ( 6.31E-2 *WV          + 3.98E+0)
&          * (-7.29E-3 *Tw_SA_in + 4.28E+0)
&          * (-1.19E-1 *fw_SA_in + 8.54E+0)
&          / 3.03E+2
&          * 9.93E-1
&          * Sign_SA_out

      COP_SAW = ( 7.42E-2 *DB          + 1.06E+1)
&          * ( 8.31E-4 *Total      + 1.22E+1)
&          * ( 5.26E-2 *WV          + 9.49E+0)
&          * (-5.43E-1 *Tw_SA_in + 2.17E+1)
&          * (-8.24E-1 *fw_SA_in + 4.31E+1)
&          * ( 2.50E-1 *Q_SAW**2 + 1.01E+0*Q_SAW + 1.16E+0)
&          / 1.31E+5
&          * 5.44E-1
&          * Sign_SA_out

      IF(Sign_SAWn_in.EQ.1) THEN
            Q_SAW = ( 1.42E-1 *DB          + 3.39E+0)
&          * ( 1.81E-3 *Total      + 4.48E+0)
&          * ( 5.35E-2 *WV          + 4.62E+0)
&          * (-2.30E-2 *Tw_SA_in + 5.95E+0)
&          * (-4.45E-2 *fw_SA_in + 8.85E+0)
&          / 8.70E+2
&          * 8.87E-1
&          * Sign_SA_out

            COP_SAW = ( 6.52E-3 *DB          + 7.44E+0)
&          * ( 4.02E-5 *Total      + 7.40E+0)
&          * ( 1.62E-2 *WV          + 7.61E+0)
&          * (-6.30E-1 *Tw_SA_in + 2.71E+1)
&          * (-4.39E-1 *fw_SA_in + 3.19E+1)
&          * ( 1.21E-1 *Q_SAW**2 + 1.05E+0 *Q_SAW + 9.26E-1 )
&          / 6.38E+4
&          * 5.62E-1
&          * Sign_SA_out
      END IF
END IF

IF(Hz.EQ.30) THEN
      Q_SAW = ( 1.75E-1 *DB          + 1.84E+0)
&          * ( 1.24E-3 *Total      + 2.14E+0)

```



```

&          * ( 5.06E-3 *WV          + 2.51E+0)
&          * (-3.59E-3 *Tw_SA_in + 3.49E+0)
&          * (-1.39E-1 *fw_SA_in + 8.26E+0)
&          / 7.35E+1
&          * 7.32E-1
&          * Sign_SA_out

COP_SAW = ( 1.07E-1 *DB          + 1.07E+1)
&          * ( 8.52E-4 *Total      + 1.16E+1)
&          * (-2.51E-2 *WV          + 9.61E+0)
&          * (-1.09E+0 *Tw_SA_in + 4.00E+1)
&          * (-5.72E-1 *fw_SA_in + 4.15E+1)
&          * ( 1.18E+0 *Q_SAW**2 + 4.64E-1*Q_SAW + 3.44E+0)
&          / 2.94E+5
&          * 3.49E-1
&          * Sign_SA_out

IF(Sign_SAWn_in.EQ.1) THEN
    Q_SAW = ( 1.42E-1 *DB          + 3.39E+0)
&          * ( 1.81E-3 *Total      + 4.48E+0)
&          * ( 5.35E-2 *WV          + 4.62E+0)
&          * (-2.30E-2 *Tw_SA_in + 5.95E+0)
&          * (-4.45E-2 *fw_SA_in + 8.85E+0)
&          / 8.70E+2
&          * 8.87E-1
&          * Sign_SA_out

    COP_SAW = ( 6.52E-3 *DB          + 7.44E+0)
&          * ( 4.02E-5 *Total      + 7.40E+0)
&          * ( 1.62E-2 *WV          + 7.61E+0)
&          * (-6.30E-1 *Tw_SA_in + 2.71E+1)
&          * (-4.39E-1 *fw_SA_in + 3.19E+1)
&          * ( 1.21E-1 *Q_SAW**2 + 1.05E+0 *Q_SAW + 9.26E-1 )
&          / 6.38E+4
&          * 5.62E-1
&          * Sign_SA_out
END IF
END IF

IF(Hz.EQ.20) THEN
    Q_SAW = ( 1.38E-1 *DB          + 1.05E+0)
&          * ( 1.02E-3 *Total      + 1.32E+0)
&          * (-3.20E-2 *WV          + 1.92E+0)
&          * (-2.10E-2 *Tw_SA_in + 2.17E+0)
&          * ( 9.96E-2 *fw_SA_in - 9.77E-1)
&          / 1.41E+1
&          * 1.04E+0
&          * Sign_SA_out

    COP_SAW = ( 5.51E-1 *DB          + 1.37E+1)
&          * ( 2.43E-3 *Total      + 1.18E+1)
&          * ( 6.78E-2 *WV          + 1.69E+1)

```

```

&          * (-9.85E-1 *Tw_SA_in + 3.10E+1)
&          * ( 3.62E-1 *fw_SA_in + 3.65E+0)
&          * ( 5.53E+0 *Q_SAW**2 - 7.48E+0*Q_SAW + 1.22E+1)
&          / 5.04E+5
&          * 3.93E-1
&          * Sign_SA_out

      IF(Sign_SAWn_in.EQ.1) THEN
        Q_SAW = ( 1.42E-1 *DB          + 3.39E+0)
&          * ( 1.81E-3 *Total      + 4.48E+0)
&          * ( 5.35E-2 *WV          + 4.62E+0)
&          * (-2.30E-2 *Tw_SA_in + 5.95E+0)
&          * (-4.45E-2 *fw_SA_in + 8.85E+0)
&          / 8.70E+2
&          * 8.87E-1
&          * Sign_SA_out

        COP_SAW = ( 6.52E-3 *DB          + 7.44E+0)
&          * ( 4.02E-5 *Total      + 7.40E+0)
&          * ( 1.62E-2 *WV          + 7.61E+0)
&          * (-6.30E-1 *Tw_SA_in + 2.71E+1)
&          * (-4.39E-1 *fw_SA_in + 3.19E+1)
&          * ( 1.21E-1 *Q_SAW**2 + 1.05E+0 *Q_SAW + 9.26E-1 )
&          / 6.38E+4
&          * 5.62E-1
&          * Sign_SA_out
      END IF
    END IF

    Q_SAW = Q_SAW * Rate          ![kW]
    fw_SA_in = fw_SA_in * Rate    ![L/min]
    e_SAW = Q_SAW / (COP_SAW+1.0E-10) ![kW]
    QG_SA = Q_SAW * Sign_SA_out   ![kW]

    n_SA = n_SA*Sign_SAW_in + Sign_SAW_in
    Tw_SA_out = Tw_SA_in + Sign_SA_out
&          * (QG_SA*60.0)/(4.18*fw_SA_in + 10**(-10)) ![°C]

  END IF

  fw_SA_out = fw_SA_in          ![L/min]
  e_PUMP_SA = fw_SA_in / 31.4 * 0.06 ![kW]
  Condition_A = Sign_SA_out      ![-]

!  共通設定
  IF(Sign_SA_out.EQ.0) THEN
    Tw_SA_out = Tw_SA_in ![°C]
    fw_SA_out = 0          ![L/min]
    COP_SAS = 0            ![-]
    COP_SAW = 0            ![-]
    e_SAS = 0              ![kW]
    e_SAW = 0              ![kW]
    e_PUMP_SA = 0          ![kW]
    Q_SAS = 0              ![kW]

```

---

```

                Q_SAW = 0                ![kW]
                QG_SA = 0                ![kW]
END IF

eT_SAS = eT_SAS + e_SAS/60 ![kWh]
eT_SAW = eT_SAW + e_SAW/60 ![kWh]
QGT_SA = QGT_SA + QG_SA/60 ![kWh]

Call SetDynamicArrayValueThisIteration(1,n_SA)
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(2,Condition_A)
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(3,eT_SAS)
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(4,eT_SAW)
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(5,QGT_SA)

!-----

!-----

!Set the Outputs from this Model (#,Value)
    Call SetOutputValue(1, Tw_SA_out) ! Tw_SA_out
    Call SetOutputValue(2, fw_SA_out) ! fw_SA_out
    Call SetOutputValue(3, COP_SAS) ! COP_SAS
    Call SetOutputValue(4, COP_SAW) ! COP_SAW
    Call SetOutputValue(5, e_SAS) ! e_SAS
    Call SetOutputValue(6, e_SAW) ! e_SAW
    Call SetOutputValue(7, e_PUMP_SA) ! e_PUMP_SA
    Call SetOutputValue(8, Q_SAS) ! Q_SAS
    Call SetOutputValue(9, Q_SAW) ! Q_SAW
    Call SetOutputValue(10, QG_SA) ! QG_SA
    Call SetOutputValue(11, E_sky) ! E_sky
    Call SetOutputValue(12, Sign_SA_out) ! Sign_SA_out

!-----

!-----

!If Needed, Store the Desired Discret Control Signal Values for this Iteration (#,State)
!Sample Code:  Call SetDesiredDiscreteControlState(1,1)
!-----

!-----

!If Needed, Store the Final value of the Dynamic Variables in the Global Storage Array (#,Value)
!Sample Code:  Call SetValueThisIteration(1,T_FINAL_1)
!-----

Return
End
!-----

```

---

**(2) 水熱源瞬間式給湯ヒートポンプ (DHWHP)**

! \*\*\* Model Inputs

! \*\*\*

!	Tw_DHW_in	- [-Inf;+Inf]
!	fw_DHW_in	- [-Inf;+Inf]
!	Tt_DHW_in	- [-Inf;+Inf]
!	Tt_DHW_out	- [-Inf;+Inf]
!	ft_DHW_in	- [-Inf;+Inf]
!	Mode_DHW	- [-Inf;+Inf]
!	Sign_DHW_in	- [-Inf;+Inf]

! \*\*\* Model Outputs

! \*\*\*

!	Tw_DHW_out	- [-Inf;+Inf]
!	fw_DHW_out	- [-Inf;+Inf]
!	COP_DHW	- [-Inf;+Inf]
!	e_DHW	- [-Inf;+Inf]
!	e_PUMP_DHW	- [-Inf;+Inf]
!	Q_DHW	- [-Inf;+Inf]
!	QG_DHW	- [-Inf;+Inf]
!	Sign_DHW_out	- [-Inf;+Inf]

! \*\*\* Model Derivatives

! \*\*\*

! (Comments and routine interface generated by TRNSYS Studio)

!\*\*\*\*\*

!-----

! This TRNSYS component skeleton was generated from the TRNSYS studio based on the user-supplied parameters, inputs,

! outputs, and derivatives. The user should check the component formulation carefully and add the content to transform

! the parameters, inputs and derivatives into outputs. Remember, outputs should be the average value over the timestep

! and not the value at the end of the timestep; although in many Models these are exactly the same values. Refer to

! existing types for examples of using advanced features inside the Model (Formats, Labels etc.)

!-----

Use TrnsysConstants

Use TrnsysFunctions

!-----

!DEC\$Attributes DLLexport :: Type234

!-----

!Trnsys Declarations

Implicit None

Double Precision Timestep,Time

Integer CurrentUnit,CurrentType

! PARAMETERS

```

! INPUTS
  DOUBLE PRECISION Tw_DHW_in
  DOUBLE PRECISION fw_DHW_in
  DOUBLE PRECISION Tt_DHW_in
  DOUBLE PRECISION Tt_DHW_out
  DOUBLE PRECISION ft_DHW_in
  DOUBLE PRECISION Mode_DHW
  DOUBLE PRECISION Sign_DHW_in

! OUTPUTS
  DOUBLE PRECISION Tw_DHW_out    ![°C]
  DOUBLE PRECISION fw_DHW_out    ![L/min]
  DOUBLE PRECISION COP_DHW       ![-]
  DOUBLE PRECISION e_DHW         ![kW]
  DOUBLE PRECISION e_PUMP_DHW    ![kW]
  DOUBLE PRECISION Q_DHW         ![kW]
  DOUBLE PRECISION QG_DHW        ![kW]
  DOUBLE PRECISION Sign_DHW_out  ![-]

!-----

!-----
!Get the Global Trnsys Simulation Variables
  Time=getSimulationTime()
  Timestep=getSimulationTimeStep()
  CurrentUnit = getCurrentUnit()
  CurrentType = getCurrentType()
!-----

!-----
!Set the Version Number for This Type
  If(getIsVersionSigningTime()) Then
    Call SetTypeVersion(17)
    Return
  EndIf
!-----

!-----
!Do Any Last Call Manipulations Here
  If(getIsLastCallofSimulation()) Then
    Return
  EndIf
!-----

!-----
!Perform Any "After Convergence" Manipulations That May Be Required at the End of Each Timestep
  If(getIsEndOfTimestep()) Then
    Return
  EndIf
!-----

!-----
!Do All of the "Very First Call of the Simulation Manipulations" Here

```

```

If(getIsFirstCallOfSimulation()) Then

    !Tell the TRNSYS Engine How This Type Works
    Call SetNumberOfParameters(0)      !The number of parameters that the the Model wants
    Call SetNumberOfInputs(7)          !The number of inputs that the the Model wants
    Call SetNumberOfDerivatives(0)     !The number of derivatives that the the Model wants
    Call SetNumberOfOutputs(8)         !The number of outputs that the the Model produces
    Call SetIterationMode(1)           !An indicator for the iteration Mode (default=1).
Refer to section 8.4.3.5 of the documentation for more details.
    Call SetNumberStoredVariables(0,1) !The number of static variables that the Model wants
stored in the global storage array and the number of dynamic variables that the Model wants stored in the global
storage array
    Call SetNumberOfDiscreteControls(0) !The number of discrete control functions set by this
Model (a value greater than zero requires the user to use Solver 1: Powell's method)

    Return

EndIf
!-----
!-----
!Do All of the First Timestep Manipulations Here - There Are No Iterations at the Intial Time
If (getIsStartTime()) Then

    Tw_DHW_in = GetInputValue(1)
    fw_DHW_in = GetInputValue(2)
    Tt_DHW_in = GetInputValue(3)
    Tt_DHW_out = GetInputValue(4)
    ft_DHW_in = GetInputValue(5)
    Mode_DHW = GetInputValue(6)
    Sign_DHW_in = GetInputValue(7)

    !Check the Parameters for Problems (#,ErrorType,Text)
    !Sample Code: If( PAR1 <= 0.) Call FoundBadParameter(1,'Fatal','The first parameter provided to this Model is
not acceptable.')

    !Set the Initial Values of the Outputs (#,Value)
    Call SetOutputValue(1, 17) ! Tw_DHW_out
    Call SetOutputValue(2, 0) ! fw_DHW_out
    Call SetOutputValue(3, 0) ! COP_DHW
    Call SetOutputValue(4, 0) ! e_DHW
    Call SetOutputValue(5, 0) ! e_PUMP_DHW
    Call SetOutputValue(6, 0) ! Q_DHW
    Call SetOutputValue(7, 0) ! QG_DHW
    Call SetOutputValue(8, 0) ! Sign_DHW_out

    !If Needed, Set the Initial Values of the Static Storage Variables (#,Value)
    !Sample Code: SetStaticArrayValue(1,0.d0)

    !If Needed, Set the Initial Values of the Dynamic Storage Variables (#,Value)
    !Sample Code: Call SetDynamicArrayValueThisIteration(1,20.d0)

```

---

```

!If Needed, Set the Initial Values of the Discrete Controllers (#,Value)
!Sample Code for Controller 1 Set to Off: Call SetDesiredDiscreteControlState(1,0)
    Return
EndIf
!-----

!-----
!ReRead the Parameters if Another Unit of This Type Has Been Called Last
    If(getIsReReadParameters()) Then
        !Read in the Values of the Parameters from the Input File
    EndIf
!-----

!Read the Inputs
    Tw_DHW_in = GetInputValue(1)
    fw_DHW_in = GetInputValue(2)
    Tt_DHW_in = GetInputValue(3)
    Tt_DHW_out = GetInputValue(4)
    ft_DHW_in = GetInputValue(5)
    Mode_DHW = GetInputValue(6)
    Sign_DHW_in = GetInputValue(7)

    !Check the Inputs for Problems (#,ErrorType,Text)
    !Sample Code: If( IN1 <= 0.) Call FoundBadInput(1,'Fatal','The first input provided to this Model is not
acceptable.')

    If(ErrorFound()) Return
!-----

!-----
!    *** PERFORM ALL THE CALCULATION HERE FOR THIS Model. ***
!-----

!-----
!If Needed, Get the Previous Control States if Discrete Controllers are Being Used (#)
!Sample Code: CONTROL_LAST=getPreviousControlState(1)
!-----

!-----
!If Needed, Get the Values from the Global Storage Array for the Static Variables (#)
!Sample Code: STATIC1=getStaticArrayValue(1)
!-----

!-----
!If Needed, Get the Initial Values of the Dynamic Variables from the Global Storage Array (#)
!Sample Code: T_INITIAL_1=getDynamicArrayValueLastTimestep(1)
!-----

!-----
!Perform All of the Calculations Here to Set the Outputs from the Model Based on the Inputs

!    初期化
    Tw_DHW_out = 0.0    ![°C]
    fw_DHW_out = 0.0    ![L/min]

```

---

```

COP_DHW = 0.0      ![-]
e_DHW = 0.0        ![kW]
  e_PUMP_DHW = 0.0  ![kW]
Q_DHW = 0.0        ![kW]
QG_DHW = 0.0       ![kW]
Sign_DHW_out = 0.0 ![-]

!      共通設定
fw_DHW_in = 22.6 * Sign_DHW_in ![L/min]
Tt_DHW_out = 40.0              ![°C]
ft_DHW_in = 5.0 * Sign_DHW_in ![L/min]

Q_DHW = 4.18 * (Tt_DHW_out - Tt_DHW_in) * ft_DHW_in / 60.0
&      * Sign_DHW_in ![kW]

!      COP
COP_DHW = ( 3.67E-1*Tw_DHW_in  + 7.72E-1)
&      * ( 1.33E-2*fw_DHW_in  + 6.12E+0)
&      * (-7.40E-2*Tt_DHW_in  + 7.52E+0)
&      * (-2.25E-1*Tt_DHW_out + 1.66E+1)
&      * ( 1.92E-3*Q_DHW**2    - 1.89E-1*Q_DHW + 6.72E+0)
&      / 1.75E+3
&      * 1.01E+0
&      * Sign_DHW_in !

!      共通設定
Q_DHW = Q_DHW * Mode_DHW                ![kW]
fw_DHW_in = fw_DHW_in * Mode_DHW        ![L/min]
e_DHW = Q_DHW / (COP_DHW + 1.0E-10) * Sign_DHW_in ![kW]
QG_DHW = (-Q_DHW + e_DHW) * Sign_DHW_in  ![kW]

Tw_DHW_out = Tw_DHW_in + (QG_DHW*60)
&      /(4.18*fw_DHW_in + 10**10.0)
&      * Sign_DHW_in ![°C]

fw_DHW_out = fw_DHW_in                ![L/min]
e_PUMP_DHW = 0.06 * Sign_DHW_in * Mode_DHW ![kW]

IF(Sign_DHW_in==0) THEN
  Tw_DHW_out = Tw_DHW_in ![°C]
  fw_DHW_out = 0.0      ![L/min]
  COP_DHW = 0.0        ![-]
  e_DHW = 0.0          ![kW]
  e_PUMP_DHW = 0.0      ![kW]
  Q_DHW = 0.0          ![kW]
  QG_DHW = 0.0         ![kW]
  Sign_DHW_out = 0.0    ![-]
END IF

Sign_DHW_out = Tw_DHW_out - Tw_DHW_in ![°C]

!-----

```



```

!-----
!Set the Outputs from this Model (#,Value)
    Call SetOutputValue(1, Tw_DHW_out) ! Tw_DHW_out
    Call SetOutputValue(2, fw_DHW_out) ! fw_DHW_out
    Call SetOutputValue(3, COP_DHW) ! COP_DHW
    Call SetOutputValue(4, e_DHW) ! e_DHW
    Call SetOutputValue(5, e_PUMP_DHW) ! e_PUMP_DHW
    Call SetOutputValue(6, Q_DHW) ! Q_DHW
    Call SetOutputValue(7, QG_DHW) ! QG_DHW
    Call SetOutputValue(8, Sign_DHW_out) ! Sign_DHW_out

!-----

!-----
!If Needed, Store the Desired Discret Control Signal Values for this Iteration (#,State)
!Sample Code:  Call SetDesiredDiscreteControlState(1,1)
!-----

!-----
!If Needed, Store the Final value of the Dynamic Variables in the Global Storage Array (#,Value)
!Sample Code:  Call SetValueThisIteration(1,T_FINAL_1)
!-----

    Return
    End
!-----

```

**(3) 水熱源空調ヒートポンプ (LD, CR1, CR2, BR\_ACHP)**

※リビングダイニングを LD, 子供部屋を CR, 寝室を BR と省略)

! \*\*\* Model Parameters

! \*\*\*

! Rate\_C - [-Inf;+Inf]  
! Rate\_H - [-Inf;+Inf]

! \*\*\* Model Inputs

! \*\*\*

! Tw\_AC\_in - [-Inf;+Inf]  
! fw\_AC\_in - [-Inf;+Inf]  
! Ta\_AC\_in - [-Inf;+Inf]  
! fa\_AC\_in - [-Inf;+Inf]  
! Xa\_AC\_in - [-Inf;+Inf]  
! Q\_ACC\_in - [-Inf;+Inf]  
! Q\_ACH\_in - [-Inf;+Inf]  
! Mode\_AC - [-Inf;+Inf]  
! Sign\_AC\_in - [-Inf;+Inf]

! \*\*\* Model Outputs

! \*\*\*

! Tw\_AC\_out - [-Inf;+Inf]  
! fw\_AC\_out - [-Inf;+Inf]  
! Ta\_AC\_out - [-Inf;+Inf]  
! fa\_AC\_out - [-Inf;+Inf]  
! COP\_ACC - [-Inf;+Inf]  
! COP\_ACH - [-Inf;+Inf]  
! e\_ACC - [-Inf;+Inf]  
! e\_ACH - [-Inf;+Inf]  
! e\_PUMP\_AC - [-Inf;+Inf]  
! QG\_AC - [-Inf;+Inf]  
! Sign\_AC\_out - [-Inf;+Inf]

! \*\*\* Model Derivatives

! \*\*\*

! (Comments and routine interface generated by TRNSYS Studio)

!\*\*\*\*\*

!-----

! This TRNSYS component skeleton was generated from the TRNSYS studio based on the user-supplied parameters, inputs,

! outputs, and derivatives. The user should check the component formulation carefully and add the content to transform

! the parameters, inputs and derivatives into outputs. Remember, outputs should be the average value over the timestep

! and not the value at the end of the timestep; although in many models these are exactly the same values. Refer to

! existing types for examples of using advanced features inside the model (Formats, Labels etc.)

!-----

Use TrnsysConstants

Use TrnsysFunctions

```

!-----

!DEC$Attributes DLLexport :: Type233

!-----

!Trnsys Declarations
    Implicit None

    Double Precision Timestep,Time
    Integer CurrentUnit,CurrentType

!   PARAMETERS
    DOUBLE PRECISION Rate_C
    DOUBLE PRECISION Rate_H

!   INPUTS
    DOUBLE PRECISION Tw_AC_in
    DOUBLE PRECISION fw_AC_in
    DOUBLE PRECISION Ta_AC_in
    DOUBLE PRECISION fa_AC_in
    DOUBLE PRECISION Xa_AC_in
    DOUBLE PRECISION Q_ACC_in
    DOUBLE PRECISION Q_ACH_in
    DOUBLE PRECISION Mode_AC
    DOUBLE PRECISION Sign_AC_in

!   OUTPUTS
    DOUBLE PRECISION Tw_AC_out    ![°C]
    DOUBLE PRECISION fw_AC_out    ![L/min]
    DOUBLE PRECISION Ta_AC_out    ![°C]
    DOUBLE PRECISION fa_AC_out    ![m3/min]
    DOUBLE PRECISION COP_ACC      ![-]
    DOUBLE PRECISION COP_ACH      ![-]
    DOUBLE PRECISION e_ACC        ![kW]
    DOUBLE PRECISION e_ACH        ![kW]
    DOUBLE PRECISION e_PUMP_AC    ![kW]
    DOUBLE PRECISION QG_AC        ![kW]
    DOUBLE PRECISION Sign_AC_out  ![-]

!-----

!-----

!Get the Global Trnsys Simulation Variables
    Time=getSimulationTime()
    Timestep=getSimulationTimeStep()
    CurrentUnit = getCurrentUnit()
    CurrentType = getCurrentType()

!-----

!-----

!Set the Version Number for This Type
    If(getIsVersionSigningTime()) Then
        Call SetTypeVersion(17)

```

```

                Return
            EndIf
!-----

!-----
!Do Any Last Call Manipulations Here
    If(getIsLastCallofSimulation()) Then
        Return
    EndIf
!-----

!-----
!Perform Any "After Convergence" Manipulations That May Be Required at the End of Each Timestep
    If(getIsEndOfTimestep()) Then
        Return
    EndIf
!-----

!-----
!Do All of the "Very First Call of the Simulation Manipulations" Here
    If(getIsFirstCallofSimulation()) Then

        !Tell the TRNSYS Engine How This Type Works
        Call SetNumberOfParameters(2) !The number of parameters that the the model wants
        Call SetNumberOfInputs(9) !The number of inputs that the the model wants
        Call SetNumberOfDerivatives(0) !The number of derivatives that the the model wants
        Call SetNumberOfOutputs(11) !The number of outputs that the the model produces
        Call SetIterationMode(1) !An indicator for the iteration mode (default=1). Refer to
section 8.4.3.5 of the documentation for more details.
        Call SetNumberStoredVariables(0,0) !The number of static variables that the model wants
stored in the global storage array and the number of dynamic variables that the model wants stored in the global
storage array
        Call SetNumberOfDiscreteControls(0) !The number of discrete control functions set by this
model (a value greater than zero requires the user to use Solver 1: Powell's method)
        Return
    EndIf
!-----

!-----
!Do All of the First Timestep Manipulations Here - There Are No Iterations at the Intial Time
    If (getIsStartTime()) Then
        Rate_C = getParameterValue(1)
        Rate_H = getParameterValue(2)

        Tw_AC_in = GetInputValue(1)
        fw_AC_in = GetInputValue(2)
        Ta_AC_in = GetInputValue(3)
        fa_AC_in = GetInputValue(4)
        Xa_AC_in = GetInputValue(5)
        Q_ACC_in = GetInputValue(6)
        Q_ACH_in = GetInputValue(7)
        Mode_AC = GetInputValue(8)
        Sign_AC_in = GetInputValue(9)

```

---

```

!Check the Parameters for Problems (#,ErrorType,Text)
!Sample Code: If( PAR1 <= 0.) Call FoundBadParameter(1,'Fatal','The first parameter provided to this model is
not acceptable.')

!Set the Initial Values of the Outputs (#,Value)
    Call SetOutputValue(1, 17) ! Tw_AC_out
    Call SetOutputValue(2, 0) ! fw_AC_out
    Call SetOutputValue(3, 0) ! Ta_AC_out
    Call SetOutputValue(4, 0) ! fa_AC_out
    Call SetOutputValue(5, 0) ! COP_ACC
    Call SetOutputValue(6, 0) ! COP_ACH
    Call SetOutputValue(7, 0) ! e_ACC
    Call SetOutputValue(8, 0) ! e_ACH
    Call SetOutputValue(9, 0) ! e_PUMP_AC
    Call SetOutputValue(10, 0) ! QG_AC
    Call SetOutputValue(11, 0) ! Sign_AC_out

!If Needed, Set the Initial Values of the Static Storage Variables (#,Value)
!Sample Code: SetStaticArrayValue(1,0.d0)

!If Needed, Set the Initial Values of the Dynamic Storage Variables (#,Value)
!Sample Code: Call SetDynamicArrayValueThisIteration(1,20.d0)

!If Needed, Set the Initial Values of the Discrete Controllers (#,Value)
!Sample Code for Controller 1 Set to Off: Call SetDesiredDiscreteControlState(1,0)
    Return

EndIf

!-----

!-----

!ReRead the Parameters if Another Unit of This Type Has Been Called Last
    If(getIsReReadParameters()) Then
        !Read in the Values of the Parameters from the Input File
        Rate_C = getParameterValue(1)
        Rate_H = getParameterValue(2)

    EndIf

!-----

!Read the Inputs
    Tw_AC_in = GetInputValue(1)
    fw_AC_in = GetInputValue(2)
    Ta_AC_in = GetInputValue(3)
    fa_AC_in = GetInputValue(4)
    Xa_AC_in = GetInputValue(5)
    Q_ACC_in = GetInputValue(6)
    Q_ACH_in = GetInputValue(7)
    Mode_AC = GetInputValue(8)
    Sign_AC_in = GetInputValue(9)

    !Check the Inputs for Problems (#,ErrorType,Text)
    !Sample Code: If( IN1 <= 0.) Call FoundBadInput(1,'Fatal','The first input provided to this model is not
acceptable.')
    If(ErrorFound()) Return

```

---

```

!-----
!-----
!   *** PERFORM ALL THE CALCULATION HERE FOR THIS MODEL. ***
!-----

!-----
!If Needed, Get the Previous Control States if Discrete Controllers are Being Used (#)
!Sample Code: CONTROL_LAST=getPreviousControlState(1)
!-----

!-----
!If Needed, Get the Values from the Global Storage Array for the Static Variables (#)
!Sample Code: STATIC1=getStaticArrayValue(1)
!-----

!-----
!If Needed, Get the Initial Values of the Dynamic Variables from the Global Storage Array (#)
!Sample Code: T_INITIAL_1=getDynamicArrayValueLastTimestep(1)
!-----

!-----
!Perform All of the Calculations Here to Set the Outputs from the Model Based on the Inputs

!   初期化
Tw_AC_out = 0.0    ![°C]
fw_AC_out = 0.0    ![L/min]
Ta_AC_out = 0.0    ![°C]
fa_AC_out = 0.0    ![m3/min]
COP_ACC = 0.0      ![-]
COP_ACH = 0.0      ![-]
  e_ACC = 0.0       ![kW]
  e_ACH = 0.0       ![kW]
  e_PUMP_AC = 0.0   ![kW]
QG_AC = 0.0        ![kW]
Sign_AC_out = 0.0  ![-]

!   共通設定
fw_AC_in = 21.1 * Sign_AC_in  ![L/min]
fa_AC_in = 8.0 * Sign_AC_in   ![m3/min]
Q_ACC_in = Q_ACC_in / Rate_C ![kW]
Q_ACH_in = -Q_ACH_in / Rate_H ![kW]

!   冷房
IF(Mode_AC.EQ.-1) THEN
  IF(Q_ACC_in.GE.1.56) THEN

                                COP_ACC = (-6.64E-1 *Tw_AC_in    + 2.40E+1)
&                                * ( 8.19E-2 *fw_AC_in    + 6.49E+0)
&                                * ( 2.30E-1 *Ta_AC_in    + 6.61E+0)
&                                * ( 1.18E-1 *fa_AC_in    + 7.27E+0)
&                                * ( 1.17E+0 *Xa_AC_in    - 1.17E+0)
&                                * (-3.68E-1 *Q_ACC_in**2 - 6.65E-1 *Q_ACC_in
&                                +2.00E+1)

```

```

& / 1.05E+5
& * 7.58E-1
& * Sign_AC_in

ELSE IF(Q_ACC_in.LT.1.56) THEN

COP_ACC = (-6.64E-1 *Tw_AC_in + 2.40E+1)
& * ( 8.19E-2 *fw_AC_in + 6.49E+0)
& * ( 2.30E-1 *Ta_AC_in + 6.61E+0)
& * ( 1.18E-1 *fa_AC_in + 7.27E+0)
& * ( 1.17E+0 *Xa_AC_in - 1.17E+0)
& * (-3.68E-1 *(1.56)**2 - 6.65E-1 *(1.56)
& +2.00E+1)
& / 1.05E+5
& * 7.58E-1
& * Sign_AC_in

END IF

Q_ACC_in = Q_ACC_in * Rate_C ![kW]
fw_AC_in = fw_AC_in * Rate_C ![L/min]
e_ACC = Q_ACC_in / (COP_ACC+1.0E-10) * Sign_AC_in ![kW]
QG_AC = (Q_ACC_in + e_ACC) * Sign_AC_in ![kW]

! e_PUMP_AC = 0.06 * Sign_AC_in ![kW]
e_PUMP_AC = 0.06 * Sign_AC_in * Rate_C ![kW]

END IF

! 暖房
IF(Mode_AC.EQ.1) THEN
IF(Q_ACH_in.LE.-1.37) THEN

COP_ACH = ( 3.38E-1 *Tw_AC_in + 1.83E+0)
& * ( 7.23E-2 *fw_AC_in + 3.07E+0)
& * (-2.29E-1 *Ta_AC_in + 1.01E+1)
& * ( 2.27E-1 *fa_AC_in + 2.53E+0)
& * ( 0.00E+0 *Xa_AC_in + 1.00E+0)
& * (-3.13E-1 *Q_ACH_in**2 + 7.96E-1 *Q_ACH_in
& +5.50E+0)
& / 6.64E+2
& * 1.09E+0
& * Sign_AC_in

ELSE IF(Q_ACH_in.GT.-1.37) THEN

COP_ACH = ( 3.38E-1 *Tw_AC_in + 1.83E+0)
& * ( 7.23E-2 *fw_AC_in + 3.07E+0)
& * (-2.29E-1 *Ta_AC_in + 1.01E+1)
& * ( 2.27E-1 *fa_AC_in + 2.53E+0)
& * ( 0.00E+0 *Xa_AC_in + 1.00E+0)
& * (-3.13E-1 *(-1.37)**2 + 7.96E-1 *(-1.37)
& +5.50E+0)
& / 6.64E+2

```

```

&                                * 1.09E+0
&                                * Sign_AC_in

                                END IF

Q_ACH_in = Q_ACH_in * Rate_H      ![kW]
fw_AC_in = fw_AC_in * Rate_H      ![L/min]
e_ACH = Q_ACH_in / (COP_ACH+1.0E-10) * Sign_AC_in ![kW]
QG_AC = (-Q_ACH_in + e_ACH) * Sign_AC_in ![kW]

!      e_PUMP_AC = 0.06 * Sign_AC_in      ![kW]
!      e_PUMP_AC = 0.06 * Sign_AC_in * Rate_H ![kW]

                                END IF

!      共通設定
Tw_AC_out = Tw_AC_in + (QG_AC * 60)
&                                / (4.18 * fw_AC_in+1.0E-10)
&                                * Sign_AC_in ![°C]

fw_AC_out = fw_AC_in              ![L/min]

IF(Sign_AC_in == 0) THEN
    Tw_AC_out = Tw_AC_in ![°C]
    fw_AC_out = 0.0        ![L/min]
    COP_ACC = 0.0          ![-]
    COP_ACH = 0.0          ![-]
    e_ACC = 0.0            ![kW]
    e_ACH = 0.0            ![kW]
    e_PUMP_AC = 0.0        ![kW]
    QG_AC = 0.0            ![kW]
END IF

Sign_AC_out = Tw_AC_out - Tw_AC_in ![°C]

!-----
!-----
!Set the Outputs from this Model (#,Value)
    Call SetOutputValue(1, Tw_AC_out) ! Tw_AC_out
    Call SetOutputValue(2, fw_AC_out) ! fw_AC_out
    Call SetOutputValue(3, Ta_AC_out) ! Ta_AC_out
    Call SetOutputValue(4, fa_AC_out) ! fa_AC_out
    Call SetOutputValue(5, COP_ACC) ! COP_ACC
    Call SetOutputValue(6, COP_ACH) ! COP_ACH
    Call SetOutputValue(7, e_ACC) ! e_ACC
    Call SetOutputValue(8, e_ACH) ! e_ACH
    Call SetOutputValue(9, e_PUMP_AC) ! e_PUMP_AC
    Call SetOutputValue(10, QG_AC) ! QG_AC
    Call SetOutputValue(11, Sign_AC_out) ! Sign_AC_out

!-----
!-----

```



!If Needed, Store the Desired Discret Control Signal Values for this Iteration (#,State)

!Sample Code: Call SetDesiredDiscreteControlState(1,1)

!-----

!-----

!If Needed, Store the Final value of the Dynamic Variables in the Global Storage Array (#,Value)

!Sample Code: Call SetValueThisIteration(1,T\_FINAL\_1)

!-----

Return

End

!-----

**(4) 地中熱交換器 (GHX)**

! \*\*\* Model Parameters

! \*\*\*

!	Depth	- [-Inf;+Inf]
!	T0	- [-Inf;+Inf]
!	T_INF	- [-Inf;+Inf]

! \*\*\* Model Inputs

! \*\*\*

!	Tw_GHX_in	- [-Inf;+Inf]
!	fw_GHX_in	- [-Inf;+Inf]
!	Q_GHX_in	- [-Inf;+Inf]
!	Sign_GHX_in	- [-Inf;+Inf]

! \*\*\* Model Outputs

! \*\*\*

!	Tw_GHX_out	- [-Inf;+Inf]
!	fw_GHX_out	- [-Inf;+Inf]
!	QT_inside	- [-Inf;+Inf]
!	QT_outside	- [-Inf;+Inf]
!	QT_GHX	- [-Inf;+Inf]
!	Length	- [-Inf;+Inf]
!	Sign_GHX_out	- [-Inf;+Inf]
!	T[0]	- [-Inf;+Inf]
!	T[1]	- [-Inf;+Inf]
!	T[2]	- [-Inf;+Inf]
!	T[3]	- [-Inf;+Inf]
!	T[4]	- [-Inf;+Inf]
!	T[5]	- [-Inf;+Inf]
!	T[6]	- [-Inf;+Inf]
!	T[7]	- [-Inf;+Inf]
!	T[8]	- [-Inf;+Inf]
!	T[9]	- [-Inf;+Inf]
!	T[10]	- [-Inf;+Inf]
!	T[11]	- [-Inf;+Inf]
!	T[12]	- [-Inf;+Inf]
!	T[13]	- [-Inf;+Inf]
!	T[14]	- [-Inf;+Inf]
!	T[15]	- [-Inf;+Inf]
!	T[16]	- [-Inf;+Inf]
!	T[17]	- [-Inf;+Inf]
!	T[18]	- [-Inf;+Inf]
!	T[19]	- [-Inf;+Inf]

! \*\*\* Model Derivatives

! \*\*\*

! (Comments and routine interface generated by TRNSYS Studio)

!\*\*\*\*\*

!-----

! This TRNSYS component skeleton was generated from the TRNSYS studio based on the user-supplied parameters, inputs,

! outputs, and derivatives. The user should check the component formulation carefully and add the content to

---

transform

! the parameters, inputs and derivatives into outputs. Remember, outputs should be the average value over the timestep

! and not the value at the end of the timestep; although in many models these are exactly the same values. Refer to

! existing types for examples of using advanced features inside the model (Formats, Labels etc.)

!-----

Use TrnsysConstants

Use TrnsysFunctions

!-----

!DEC\$Attributes DLLexport :: Type231

!-----

!Trnsys Declarations

Implicit None

Double Precision Timestep,Time

Integer CurrentUnit,CurrentType

! PARAMETERS

DOUBLE PRECISION Depth

DOUBLE PRECISION T0

DOUBLE PRECISION T\_INF

! INPUTS

DOUBLE PRECISION Tw\_GHX\_in

DOUBLE PRECISION fw\_GHX\_in

DOUBLE PRECISION Q\_GHX\_in

DOUBLE PRECISION Sign\_GHX\_in

! OUTPUTS

DOUBLE PRECISION Tw\_GHX\_out ![°C]

DOUBLE PRECISION fw\_GHX\_out ![L/min]

DOUBLE PRECISION QT\_inside ![kWh]

DOUBLE PRECISION QT\_outside ![kWh]

DOUBLE PRECISION QT\_GHX ![kWh]

DOUBLE PRECISION Length ![m]

DOUBLE PRECISION Sign\_GHX\_out ![-]

! 定数の設定

INTEGER i ![-]

INTEGER k ![-]

INTEGER rcell ![-]

DOUBLE PRECISION Pi ![-]

DOUBLE PRECISION dt ![s]

DOUBLE PRECISION Alp ![W/m2K]

DOUBLE PRECISION h ![h]

DOUBLE PRECISION Vol ![m3]

DOUBLE PRECISION dmin ![min]

! 配列の設定

```
DOUBLE PRECISION dr(0:19)  ![m]
DOUBLE PRECISION rs(0:19)  ![m]
DOUBLE PRECISION rc(0:19)  ![m]
DOUBLE PRECISION Lmd(0:19) ![W/mK]
DOUBLE PRECISION Rho(0:19) ![kg/m3]
DOUBLE PRECISION Shc(0:19) ![J/kgK]
DOUBLE PRECISION Cap(0:19) ![J/m3K]
DOUBLE PRECISION Atr(0:18) ![W/m2K]
DOUBLE PRECISION Hfr(0:18) ![W/m2]
DOUBLE PRECISION qr(0:18)  ![W/m2]
DOUBLE PRECISION Dft(0:19) ![K/s]
DOUBLE PRECISION T(0:19)   ![°C]
DOUBLE PRECISION V(0:19)   ![m3]
DOUBLE PRECISION dJ(0:19)  ![J]
DOUBLE PRECISION Tw(0:49)  ![J]

!      定数の入力
rcell = 20      ![-]
Pi = 3.141592 ![-]
dt = 60         ![s]
Alp = 966.0     ![W/m2K]

DATA dr/0.0305, 0.0035, 0.0510, 0.3000, 0.3000,
&      0.3000, 0.3000, 0.3000, 0.3000, 0.3000,
&      0.3000, 0.3000, 0.3000, 0.3000, 0.3000,
&      0.3000, 0.3000, 0.3000, 0.3000, 0.1150/

!      熱伝導率
Lmd(0) = 0.59 ![W/mK]
Lmd(1) = 0.38 ![W/mK]
Lmd(2) = 2.00 ![W/mK]
DO 1 i=3,rcell-1
      Lmd(i) = 1.40 ![W/mK]
1      CONTINUE

!      密度
Rho(0) = 1000 ![kg/m3]
Rho(1) = 954 ![kg/m3]
Rho(2) = 3280 ![kg/m3]
DO 2 i=3,rcell-1
      Rho(i) = 3000 ![kg/m3]
2      CONTINUE

!      比熱
Shc(0) = 4181 ![J/kgK]
Shc(1) = 1900 ![J/kgK]
Shc(2) = 1000 ![J/kgK]
DO 3 i=3,rcell-1
      Shc(i) = 1000 ![J/kgK]
3      CONTINUE

!      熱容量
DO 4 i=0,rcell-1
      Cap(i) = Rho(i)*Shc(i) ![J/m3K]
```

---

```

4      CONTINUE

!      rs(i),rc(i)
      rs(0) = dr(0)    ![m]
      rc(0) = dr(0)/2 ![m]
      DO 5 i=1,rcell-1
          rs(i) = rs(i-1) + dr(i)    ![m]
          rc(i) = rs(i-1) + 0.5*dr(i) ![m]
5      CONTINUE

!      Atr(i,j)
      DO 6 i=0,rcell-2
          Atr(i) = 1 / ((0.5*dr(i) )/Lmd(i) )
&          +(0.5*dr(i+1)/Lmd(i+1))) ![W/m2K]
6      CONTINUE

!      V(i)
      DO 7 i=1,rcell-1
          V(i) = (rs(i)*rs(i) - rs(i-1)*rs(i-1)) * Pi * Depth ![m3]
7      CONTINUE

!      Vol
      Vol = 0.0
      DO 8 i=2,rcell-2
          Vol = Vol + V(i) ![m3]
8      CONTINUE

!-----
!-----
!Get the Global Trnsys Simulation Variables
      Time=getSimulationTime()
      Timestep=getSimulationTimeStep()
      CurrentUnit = getCurrentUnit()
      CurrentType = getCurrentType()
!-----
!-----
!Set the Version Number for This Type
      If(getIsVersionSigningTime()) Then
          Call SetTypeVersion(17)
          Return
      EndIf
!-----
!-----
!Do Any Last Call Manipulations Here
      If(getIsLastCallofSimulation()) Then
          Return
      EndIf
!-----
!-----
!Perform Any "After Convergence" Manipulations That May Be Required at the End of Each Timestep

```

```

    If(getIsEndOfTimestep()) Then
        Return
    EndIf
!-----
!-----
!Do All of the "Very First Call of the Simulation Manipulations" Here
    If(getIsFirstCallOfSimulation()) Then

        !Tell the TRNSYS Engine How This Type Works
        Call SetNumberOfParameters(3)    !The number of parameters that the the model wants
        Call SetNumberOfInputs(4)        !The number of inputs that the the model wants
        Call SetNumberOfDerivatives(0)    !The number of derivatives that the the model wants
        Call SetNumberOfOutputs(27)      !The number of outputs that the the model produces
        Call SetIterationMode(1)         !An indicator for the iteration mode (default=1). Refer
to section 8.4.3.5 of the documentation for more details.
        Call SetNumberStoredVariables(0,74) !The number of static variables that the model wants
stored in the global storage array and the number of dynamic variables that the model wants stored in the global
storage array
        Call SetNumberOfDiscreteControls(0) !The number of discrete control functions set by this
model (a value greater than zero requires the user to use Solver 1: Powell's method)
        Return
    EndIf
!-----
!-----
!Do All of the First Timestep Manipulations Here - There Are No Iterations at the Intial Time
    If (getIsStartTime()) Then
        Depth = getParameterValue(1)
        T0 = getParameterValue(2)
        T_INF = getParameterValue(3)

        Tw_GHX_in = GetInputValue(1)
        fw_GHX_in = GetInputValue(2)
        Q_GHX_in = GetInputValue(3)
        Sign_GHX_in = GetInputValue(4)

        !Check the Parameters for Problems (#,ErrorType,Text)
        !Sample Code: If( PAR1 <= 0.) Call FoundBadParameter(1,'Fatal','The first parameter provided to this model is
not acceptable.')

        !Set the Initial Values of the Outputs (#,Value)
        Call SetOutputValue(1, 17) ! Tw_GHX_out
        Call SetOutputValue(2, 0) ! fw_GHX_out
        Call SetOutputValue(3, 0) ! QT_inside
        Call SetOutputValue(4, 0) ! QT_outside
        Call SetOutputValue(5, 0) ! QT_GHX
        Call SetOutputValue(6, 0) ! Length
        Call SetOutputValue(7, 0) ! Sign_GHX_out
        Call SetOutputValue(8, 17) ! T[0]
        Call SetOutputValue(9, 17) ! T[1]
        Call SetOutputValue(10, 17) ! T[2]
        Call SetOutputValue(11, 17) ! T[3]

```

```

Call SetOutputValue(12, 17) ! T[4]
Call SetOutputValue(13, 17) ! T[5]
Call SetOutputValue(14, 17) ! T[6]
Call SetOutputValue(15, 17) ! T[7]
Call SetOutputValue(16, 17) ! T[8]
Call SetOutputValue(17, 17) ! T[9]
Call SetOutputValue(18, 17) ! T[10]
Call SetOutputValue(19, 17) ! T[11]
Call SetOutputValue(20, 17) ! T[12]
Call SetOutputValue(21, 17) ! T[13]
Call SetOutputValue(22, 17) ! T[14]
Call SetOutputValue(23, 17) ! T[15]
Call SetOutputValue(24, 17) ! T[16]
Call SetOutputValue(25, 17) ! T[17]
Call SetOutputValue(26, 17) ! T[18]
Call SetOutputValue(27, 17) ! T[19]

!If Needed, Set the Initial Values of the Static Storage Variables (#,Value)
!Sample Code: SetStaticArrayValue(1,0.d0)

!If Needed, Set the Initial Values of the Dynamic Storage Variables (#,Value)
!Sample Code: Call SetDynamicArrayValueThisIteration(1,20.d0)

!If Needed, Set the Initial Values of the Discrete Controllers (#,Value)
!Sample Code for Controller 1 Set to Off: Call SetDesiredDiscreteControlState(1,0)
Return
EndIf
!-----

!-----
!ReRead the Parameters if Another Unit of This Type Has Been Called Last
If(getIsReReadParameters()) Then
    !Read in the Values of the Parameters from the Input File
    Depth = getParameterValue(1)
    T0 = getParameterValue(2)
    T_INF = getParameterValue(3)
EndIf
!-----

!Read the Inputs
Tw_GHX_in = GetInputValue(1)
fw_GHX_in = GetInputValue(2)
Q_GHX_in = GetInputValue(3)
Sign_GHX_in = GetInputValue(4)

!Check the Inputs for Problems (#,ErrorType,Text)
!Sample Code: If( IN1 <= 0.) Call FoundBadInput(1,'Fatal','The first input provided to this model is not
acceptable.')
If(ErrorFound()) Return
!-----

!-----
! *** PERFORM ALL THE CALCULATION HERE FOR THIS MODEL. ***
!-----

```

```

!-----
!If Needed, Get the Previous Control States if Discrete Controllers are Being Used (#)
!Sample Code: CONTROL_LAST=getPreviousControlState(1)
!-----

!-----
!If Needed, Get the Values from the Global Storage Array for the Static Variables (#)
!Sample Code: STATIC1=getStaticArrayValue(1)
!-----

!-----
!If Needed, Get the Initial Values of the Dynamic Variables from the Global Storage Array (#)
!Sample Code: T_INITIAL_1=getDynamicArrayValueLastTimestep(1)
!-----

!-----
!Perform All of the Calculations Here to Set the Outputs from the Model Based on the Inputs

!      初期化
      h=getSimulationTime() ![h]
      Tw_GHX_out = 0.0      ![°C]
      fw_GHX_out = 0.0      ![L/min]
      QT_inside = 0.0      ![kWh]
      QT_outside = 0.0      ![kWh]
      QT_GHX = 0.0          ![kWh]
      Length = 0.0          ![m]
      Sign_GHX_out = 0.0    ![ -]

      Sign_GHX_out = Q_GHX_in    ![kW]
      Q_GHX_in = Q_GHX_in * 1000 ![kW]→[W]

!      初期条件
      IF(h.LE.0.02) THEN
          DO 101 i=0,rcell-1
              T(i) = T0 ![°C]
101          CONTINUE
      ELSE
          k=1
          DO 102 i=0,rcell-1
              T(i) = getDynamicArrayValueLastTimestep(k) ![°C]
              k=k+1
102          CONTINUE
      END IF

!      共通設定

!      境界条件
      T(0) = T(1)          ![°C] (断熱)
!      T(rcell-1) = T(rcell-2) ![°C] (断熱)
!      T(rcell-1) = 17.0      ![°C] (固定)

!      Hfr(i)
      DO 103 i=0,rcell-2
          Hfr(i) = Atr(i) * (T(i) - T(i+1)) ![W/m2]

```



```

103      CONTINUE

      Hfr( 0) = 0.0                                ![W/m2] (断熱)
      Hfr( 1) = Q_GHX_in/(rs(1)*2*Pi*Depth) ![W/m2] (熱流)
!      Hfr(rcell-2) = 0.0                            ![W/m2] (断熱)

!      qr(i)
      DO 104 i=1,rcell-2
          qr(i) = 0.5 * (Hfr(i-1)+Hfr(i)) ![W/m2]
104      CONTINUE

      DO 105 i=1,rcell-2
          IF(i.EQ.2) THEN
              Dft(i) = 1.0/Cap(i) * ((Hfr(i-1)-Hfr(i))/dr(i)
&                                     - qr(i)/rc(i))
!      &                                     + 1.0/Cap(i) * Q_GHX_in/V(i)    ![K/s] (温度変化)
              ELSE
                  Dft(i) = 1.0/Cap(i) * ((Hfr(i-1)-Hfr(i))/dr(i)
&                                     - qr(i)/rc(i)) ![K/s]
              END IF
105      CONTINUE

!      T(i)
      DO 106 i=1,rcell-2
          T(i) = T(i) + dt * Dft(i) ![°C]
106      CONTINUE

!      Tw_GHX_out の設定
      Tw_GHX_out = Hfr(1)/Atr(1) + T(2) ![°C]

!      境界条件
      T(0) = Tw_GHX_out                ![°C]
      T(1) = Tw_GHX_out                ![°C]
!      T(rcell-1) = T(rcell-2) ![°C] (断熱)
      T(rcell-1) = 17.0                ![°C] (固定)

!      dJ(i)
      DO 107 i=0,rcell-1
          dJ(i) = V(i) * Cap(i) * (T(i) - T0) / 3600 /1000  ![kWh]
107      CONTINUE

!      QT_GHX
      QT_GHX = 0.0
      DO 108 i=2,rcell-2
          QT_GHX = QT_GHX + dJ(i) ![kWh]
108      CONTINUE

!      SetDynamicArrayValueThisIteration
      k=1
      DO 109 i=0,rcell-1
          Call SetDynamicArrayValueThisIteration(k,T(i)) ![°C]
          k=k+1
109      CONTINUE

```

```

!      共通設定
      fw_GHX_out = fw_GHX_in ![L/min]

!      遅延設定
      k=1
      DO 201 i=0,49
          Tw(i) = getDynamicArrayValueLastTimestep(k+rcell) ![°C]
          k=k+1
201      CONTINUE

      DO 202 i=0,49
          IF(Tw(i)==0.0) THEN
              Tw(i) = T0
          END IF
202      CONTINUE

      dmin = depth *6 /100

      Tw(dmin+1) = Tw_GHX_out !0 分前の結果

      DO 203 i=0,dmin
          Tw(i) = Tw(i+1)
203      CONTINUE

      Tw_GHX_out = Tw(0)

      k=1
      DO 204 i=0,49
          Call SetDynamicArrayValueThisIteration(k+20,Tw(i)) ![°C]
          k=k+1
204      CONTINUE

!      QT
      QT_inside = getDynamicArrayValueLastTimestep(71) ![°C]
      QT_outside = getDynamicArrayValueLastTimestep(72) ![°C]

      IF(h.LE.0.02) THEN
          QT_inside = 0.0
          QT_outside = 0.0
      END IF

      QT_inside = QT_inside + Hfr(1)*(rs(1)*2*Pi*Depth)/1000/60 ![kWh]
!      QT_inside = QT_inside + Q_GHX_in/1000/60                ![kWh]
      QT_outside = QT_outside + Hfr(rcell-2)*(rs(rcell-2)*2*Pi*Depth)
&          / 1000/60                                           ![kWh]

      Call SetDynamicArrayValueThisIteration(71,QT_inside) ![°C]
      Call SetDynamicArrayValueThisIteration(72,QT_outside) ![°C]

!-----
!-----
!Set the Outputs from this Model (#,Value)
      Call SetOutputValue(1, Tw_GHX_out) ! Tw_GHX_out

```

```

Call SetOutputValue(2, fw_GHX_out) ! fw_GHX_out
Call SetOutputValue(3, QT_inside) ! QT_inside
Call SetOutputValue(4, QT_outside) ! QT_outside
Call SetOutputValue(5, QT_GHX) ! QT_GHX
Call SetOutputValue(6, Length) ! Length
Call SetOutputValue(7, Sign_GHX_out) ! Sign_GHX_out
Call SetOutputValue(8, T(0)) ! T[0]
Call SetOutputValue(9, T(1)) ! T[1]
Call SetOutputValue(10, T(2)) ! T[2]
Call SetOutputValue(11, T(3)) ! T[3]
Call SetOutputValue(12, T(4)) ! T[4]
Call SetOutputValue(13, T(5)) ! T[5]
Call SetOutputValue(14, T(6)) ! T[6]
Call SetOutputValue(15, T(7)) ! T[7]
Call SetOutputValue(16, T(8)) ! T[8]
Call SetOutputValue(17, T(9)) ! T[9]
Call SetOutputValue(18, T(10)) ! T[10]
Call SetOutputValue(19, T(11)) ! T[11]
Call SetOutputValue(20, T(12)) ! T[12]
Call SetOutputValue(21, T(13)) ! T[13]
Call SetOutputValue(22, T(14)) ! T[14]
Call SetOutputValue(23, T(15)) ! T[15]
Call SetOutputValue(24, T(16)) ! T[16]
Call SetOutputValue(25, T(17)) ! T[17]
Call SetOutputValue(26, T(18)) ! T[18]
Call SetOutputValue(27, T(19)) ! T[19]

```

!-----

!-----

!If Needed, Store the Desired Discret Control Signal Values for this Iteration (#,State)

!Sample Code: Call SetDesiredDiscreteControlState(1,1)

!-----

!-----

!If Needed, Store the Final value of the Dynamic Variables in the Global Storage Array (#,Value)

!Sample Code: Call SetValueThisIteration(1,T\_FINAL\_1)

!-----

Return

End

!-----

## (5) ミキサー (MIXER)

! \*\*\* Model Inputs

! \*\*\*

!	Tw_SA_out	- [-Inf;+Inf]
!	Tw_LD_out	- [-Inf;+Inf]
!	Tw_CR1_out	- [-Inf;+Inf]
!	Tw_CR2_out	- [-Inf;+Inf]
!	Tw_BR_out	- [-Inf;+Inf]
!	Tw_DHW_out	- [-Inf;+Inf]
!	fw_SA_out-	[-Inf;+Inf]
!	fw_LD_out-	[-Inf;+Inf]
!	fw_CR1_out	- [-Inf;+Inf]
!	fw_CR2_out	- [-Inf;+Inf]
!	fw_BR_out	- [-Inf;+Inf]
!	fw_DHW_out	- [-Inf;+Inf]
!	QG_SA	- [-Inf;+Inf]
!	QG_LD	- [-Inf;+Inf]
!	QG_CR1	- [-Inf;+Inf]
!	QG_CR2	- [-Inf;+Inf]
!	QG_BR	- [-Inf;+Inf]
!	QG_DHW	- [-Inf;+Inf]
!	e_SAS	- [-Inf;+Inf]
!	e_SAW	- [-Inf;+Inf]
!	e_LDC	- [-Inf;+Inf]
!	e_LDH	- [-Inf;+Inf]
!	e_CR1C	- [-Inf;+Inf]
!	e_CR1H	- [-Inf;+Inf]
!	e_CR2C	- [-Inf;+Inf]
!	e_CR2H	- [-Inf;+Inf]
!	e_BRC	- [-Inf;+Inf]
!	e_BRH	- [-Inf;+Inf]
!	e_DHW	- [-Inf;+Inf]
!	e_PUMP_SA	- [-Inf;+Inf]
!	e_PUMP_LD	- [-Inf;+Inf]
!	e_PUMP_CR1	- [-Inf;+Inf]
!	e_PUMP_CR2	- [-Inf;+Inf]
!	e_PUMP_BR	- [-Inf;+Inf]
!	e_PUMP_DHW	- [-Inf;+Inf]

! \*\*\* Model Outputs

! \*\*\*

!	Tw_GHX_in	- [-Inf;+Inf]
!	fw_GHX_in	- [-Inf;+Inf]
!	Q_GHX_in-	[-Inf;+Inf]
!	QGT_SA	- [-Inf;+Inf]
!	QGT_LD	- [-Inf;+Inf]
!	QGT_CR1	- [-Inf;+Inf]
!	QGT_CR2	- [-Inf;+Inf]
!	QGT_BR	- [-Inf;+Inf]
!	QGT_DHW	- [-Inf;+Inf]
!	QGT_SYSTEM	- [-Inf;+Inf]
!	eT_SAS	- [-Inf;+Inf]
!	eT_SAW	- [-Inf;+Inf]
!	eT_LDC	- [-Inf;+Inf]

---

```

!          eT_LDH   - [-Inf;+Inf]
!          eT_CR1C  - [-Inf;+Inf]
!          eT_CR1H  - [-Inf;+Inf]
!          eT_CR2C  - [-Inf;+Inf]
!          eT_CR2H  - [-Inf;+Inf]
!          eT_BRC   - [-Inf;+Inf]
!          eT_BRH   - [-Inf;+Inf]
!          eT_DHW   - [-Inf;+Inf]
!          eT_PUMP_SA - [-Inf;+Inf]
!          eT_PUMP_LD - [-Inf;+Inf]
!          eT_PUMP_CR1 - [-Inf;+Inf]
!          eT_PUMP_CR2 - [-Inf;+Inf]
!          eT_PUMP_BR - [-Inf;+Inf]
!          eT_PUMP_DHW - [-Inf;+Inf]
!          eT_SYSTEM - [-Inf;+Inf]
!          MINIMUM   - [-Inf;+Inf]

! *** Model Derivatives
! ***

! (Comments and routine interface generated by TRNSYS Studio)
!*****

!-----
! This TRNSYS component skeleton was generated from the TRNSYS studio based on the user-supplied parameters,
inputs,
! outputs, and derivatives. The user should check the component formulation carefully and add the content to
transform
! the parameters, inputs and derivatives into outputs. Remember, outputs should be the average value over the
timestep
! and not the value at the end of the timestep; although in many models these are exactly the same values. Refer to
! existing types for examples of using advanced features inside the model (Formats, Labels etc.)
!-----

      Use TrnsysConstants
      Use TrnsysFunctions

!-----

!DEC$Attributes DLLexport :: Type235

!-----
!Trnsys Declarations
      Implicit None

      Double Precision Timestep,Time
      Integer CurrentUnit,CurrentType

!   PARAMETERS

!   INPUTS
      DOUBLE PRECISION Tw_SA_out
      DOUBLE PRECISION Tw_LD_out
      DOUBLE PRECISION Tw_CR1_out

```

---

DOUBLE PRECISION Tw\_CR2\_out  
 DOUBLE PRECISION Tw\_BR\_out  
 DOUBLE PRECISION Tw\_DHW\_out  
 DOUBLE PRECISION fw\_SA\_out  
 DOUBLE PRECISION fw\_LD\_out  
 DOUBLE PRECISION fw\_CR1\_out  
 DOUBLE PRECISION fw\_CR2\_out  
 DOUBLE PRECISION fw\_BR\_out  
 DOUBLE PRECISION fw\_DHW\_out  
 DOUBLE PRECISION QG\_SA  
 DOUBLE PRECISION QG\_LD  
 DOUBLE PRECISION QG\_CR1  
 DOUBLE PRECISION QG\_CR2  
 DOUBLE PRECISION QG\_BR  
 DOUBLE PRECISION QG\_DHW  
 DOUBLE PRECISION e\_SAS  
 DOUBLE PRECISION e\_SAW  
 DOUBLE PRECISION e\_LDC  
 DOUBLE PRECISION e\_LDH  
 DOUBLE PRECISION e\_CR1C  
 DOUBLE PRECISION e\_CR1H  
 DOUBLE PRECISION e\_CR2C  
 DOUBLE PRECISION e\_CR2H  
 DOUBLE PRECISION e\_BRC  
 DOUBLE PRECISION e\_BRH  
 DOUBLE PRECISION e\_DHW  
 DOUBLE PRECISION e\_PUMP\_SA  
 DOUBLE PRECISION e\_PUMP\_LD  
 DOUBLE PRECISION e\_PUMP\_CR1  
 DOUBLE PRECISION e\_PUMP\_CR2  
 DOUBLE PRECISION e\_PUMP\_BR  
 DOUBLE PRECISION e\_PUMP\_DHW

!        OUTPUTS

DOUBLE PRECISION Tw\_GHX\_in    ![°C]  
 DOUBLE PRECISION fw\_GHX\_in    ![L/min]  
 DOUBLE PRECISION Q\_GHX\_in    ![kW]  
 DOUBLE PRECISION QGT\_SA        ![kWh]  
 DOUBLE PRECISION QGT\_LD        ![kWh]  
 DOUBLE PRECISION QGT\_CR1        ![kWh]  
 DOUBLE PRECISION QGT\_CR2        ![kWh]  
 DOUBLE PRECISION QGT\_BR        ![kWh]  
 DOUBLE PRECISION QGT\_DHW        ![kWh]  
 DOUBLE PRECISION QGT\_SYSTEM    ![kWh]  
 DOUBLE PRECISION eT\_SAS        ![kWh]  
 DOUBLE PRECISION eT\_SAW        ![kWh]  
 DOUBLE PRECISION eT\_LDC        ![kWh]  
 DOUBLE PRECISION eT\_LDH        ![kWh]  
 DOUBLE PRECISION eT\_CR1C        ![kWh]  
 DOUBLE PRECISION eT\_CR1H        ![kWh]  
 DOUBLE PRECISION eT\_CR2C        ![kWh]  
 DOUBLE PRECISION eT\_CR2H        ![kWh]  
 DOUBLE PRECISION eT\_BRC        ![kWh]  
 DOUBLE PRECISION eT\_BRH        ![kWh]

---

```

DOUBLE PRECISION eT_DHW      ![kWh]
DOUBLE PRECISION eT_PUMP_SA  ![kWh]
DOUBLE PRECISION eT_PUMP_LD  ![kWh]
DOUBLE PRECISION eT_PUMP_CR1 ![kWh]
DOUBLE PRECISION eT_PUMP_CR2 ![kWh]
DOUBLE PRECISION eT_PUMP_BR  ![kWh]
DOUBLE PRECISION eT_PUMP_DHW ![kWh]
DOUBLE PRECISION eT_SYSTEM   ![kWh]
DOUBLE PRECISION MINIMUM     ![°C]

!      変数の設定
DOUBLE PRECISION X_SA_in    ![°C*L/min]
DOUBLE PRECISION X_LD_in    ![°C*L/min]
DOUBLE PRECISION X_CR1_in   ![°C*L/min]
DOUBLE PRECISION X_CR2_in   ![°C*L/min]
DOUBLE PRECISION X_BR_in    ![°C*L/min]
DOUBLE PRECISION X_DHW_in   ![°C*L/min]
DOUBLE PRECISION X_GHX_in   ![°C*L/min]
DOUBLE PRECISION h          ![h]

!-----

!-----

!Get the Global Trnsys Simulation Variables
  Time=getSimulationTime()
  Timestep=getSimulationTimeStep()
  CurrentUnit = getCurrentUnit()
  CurrentType = getCurrentType()

!-----

!-----

!Set the Version Number for This Type
  If(getIsVersionSigningTime()) Then
    Call SetTypeVersion(17)
    Return
  EndIf

!-----

!-----

!Do Any Last Call Manipulations Here
  If(getIsLastCallofSimulation()) Then
    Return
  EndIf

!-----

!-----

!Perform Any "After Convergence" Manipulations That May Be Required at the End of Each Timestep
  If(getIsEndOfTimestep()) Then
    Return
  EndIf

!-----

!-----

!Do All of the "Very First Call of the Simulation Manipulations" Here
  If(getIsFirstCallofSimulation()) Then

```

---

```

                                !Tell the TRNSYS Engine How This Type Works
                                Call SetNumberOfParameters(0)                !The number of parameters that the the model
wants
                                Call SetNumberOfInputs(35)                  !The number of inputs that the the model
wants
                                Call SetNumberOfDerivatives(0)              !The number of derivatives that the the model
wants
                                Call SetNumberOfOutputs(29)                 !The number of outputs that the the model
produces
                                Call SetIterationMode(1)                    !An indicator for the iteration
mode (default=1). Refer to section 8.4.3.5 of the documentation for more details.
                                Call SetNumberStoredVariables(0,26)         !The number of static variables
that the model wants stored in the global storage array and the number of dynamic variables that the model wants
stored in the global storage array
                                Call SetNumberOfDiscreteControls(0)        !The number of discrete control
functions set by this model (a value greater than zero requires the user to use Solver 1: Powell's method)
                                Return
                                EndIf
                                !-----
                                !-----
                                !Do All of the First Timestep Manipulations Here - There Are No Iterations at the Intial Time
                                If (getIsStartTime()) Then

                                Tw_SA_out = GetInputValue(1)
                                Tw_LD_out = GetInputValue(2)
                                Tw_CR1_out = GetInputValue(3)
                                Tw_CR2_out = GetInputValue(4)
                                Tw_BR_out = GetInputValue(5)
                                Tw_DHW_out = GetInputValue(6)
                                fw_SA_out = GetInputValue(7)
                                fw_LD_out = GetInputValue(8)
                                fw_CR1_out = GetInputValue(9)
                                fw_CR2_out = GetInputValue(10)
                                fw_BR_out = GetInputValue(11)
                                fw_DHW_out = GetInputValue(12)
                                QG_SA = GetInputValue(13)
                                QG_LD = GetInputValue(14)
                                QG_CR1 = GetInputValue(15)
                                QG_CR2 = GetInputValue(16)
                                QG_BR = GetInputValue(17)
                                QG_DHW = GetInputValue(18)
                                e_SAS = GetInputValue(19)
                                e_SAW = GetInputValue(20)
                                e_LDC = GetInputValue(21)
                                e_LDH = GetInputValue(22)
                                e_CR1C = GetInputValue(23)
                                e_CR1H = GetInputValue(24)
                                e_CR2C = GetInputValue(25)
                                e_CR2H = GetInputValue(26)
                                e_BRC = GetInputValue(27)
                                e_BRH = GetInputValue(28)
                                e_DHW = GetInputValue(29)

```



```

e_PUMP_SA = GetInputValue(30)
e_PUMP_LD = GetInputValue(31)
e_PUMP_CR1 = GetInputValue(32)
e_PUMP_CR2 = GetInputValue(33)
e_PUMP_BR = GetInputValue(34)
e_PUMP_DHW = GetInputValue(35)

```

!Check the Parameters for Problems (#,ErrorType,Text)

!Sample Code: If( PAR1 <= 0.) Call FoundBadParameter(1,'Fatal','The first parameter provided to this model is not acceptable.')

!Set the Initial Values of the Outputs (#,Value)

```

Call SetOutputValue(1, 0) ! Tw_GHX_in
Call SetOutputValue(2, 0) ! fw_GHX_in
Call SetOutputValue(3, 0) ! Q_GHX_in
Call SetOutputValue(4, 0) ! QGT_SA
Call SetOutputValue(5, 0) ! QGT_LD
Call SetOutputValue(6, 0) ! QGT_CR1
Call SetOutputValue(7, 0) ! QGT_CR2
Call SetOutputValue(8, 0) ! QGT_BR
Call SetOutputValue(9, 0) ! QGT_DHW
Call SetOutputValue(10, 0) ! QGT_SYSTEM
Call SetOutputValue(11, 0) ! eT_SAS
Call SetOutputValue(12, 0) ! eT_SAW
Call SetOutputValue(13, 0) ! eT_LDC
Call SetOutputValue(14, 0) ! eT_LDH
Call SetOutputValue(15, 0) ! eT_CR1C
Call SetOutputValue(16, 0) ! eT_CR1H
Call SetOutputValue(17, 0) ! eT_CR2C
Call SetOutputValue(18, 0) ! eT_CR2H
Call SetOutputValue(19, 0) ! eT_BRC
Call SetOutputValue(20, 0) ! eT_BRH
Call SetOutputValue(21, 0) ! eT_DHW
Call SetOutputValue(22, 0) ! eT_PUMP_SA
Call SetOutputValue(23, 0) ! eT_PUMP_LD
Call SetOutputValue(24, 0) ! eT_PUMP_CR1
Call SetOutputValue(25, 0) ! eT_PUMP_CR2
Call SetOutputValue(26, 0) ! eT_PUMP_BR
Call SetOutputValue(27, 0) ! eT_PUMP_DHW
Call SetOutputValue(28, 0) ! eT_SYSTEM
Call SetOutputValue(29, 0) ! MINIMUM

```

!If Needed, Set the Initial Values of the Static Storage Variables (#,Value)

!Sample Code: SetStaticArrayValue(1,0.d0)

!If Needed, Set the Initial Values of the Dynamic Storage Variables (#,Value)

!Sample Code: Call SetDynamicArrayValueThisIteration(1,20.d0)

!If Needed, Set the Initial Values of the Discrete Controllers (#,Value)

!Sample Code for Controller 1 Set to Off: Call SetDesiredDiscreteControlState(1,0)

Return

EndIf

!-----

```

!-----
!ReRead the Parameters if Another Unit of This Type Has Been Called Last
    If(getIsReReadParameters()) Then
        !Read in the Values of the Parameters from the Input File
    EndIf
!-----

!Read the Inputs
    Tw_SA_out = GetInputValue(1)
    Tw_LD_out = GetInputValue(2)
    Tw_CR1_out = GetInputValue(3)
    Tw_CR2_out = GetInputValue(4)
    Tw_BR_out = GetInputValue(5)
    Tw_DHW_out = GetInputValue(6)
    fw_SA_out = GetInputValue(7)
    fw_LD_out = GetInputValue(8)
    fw_CR1_out = GetInputValue(9)
    fw_CR2_out = GetInputValue(10)
    fw_BR_out = GetInputValue(11)
    fw_DHW_out = GetInputValue(12)
    QG_SA = GetInputValue(13)
    QG_LD = GetInputValue(14)
    QG_CR1 = GetInputValue(15)
    QG_CR2 = GetInputValue(16)
    QG_BR = GetInputValue(17)
    QG_DHW = GetInputValue(18)
    e_SAS = GetInputValue(19)
    e_SAW = GetInputValue(20)
    e_LDC = GetInputValue(21)
    e_LDH = GetInputValue(22)
    e_CR1C = GetInputValue(23)
    e_CR1H = GetInputValue(24)
    e_CR2C = GetInputValue(25)
    e_CR2H = GetInputValue(26)
    e_BRC = GetInputValue(27)
    e_BRH = GetInputValue(28)
    e_DHW = GetInputValue(29)
    e_PUMP_SA = GetInputValue(30)
    e_PUMP_LD = GetInputValue(31)
    e_PUMP_CR1 = GetInputValue(32)
    e_PUMP_CR2 = GetInputValue(33)
    e_PUMP_BR = GetInputValue(34)
    e_PUMP_DHW = GetInputValue(35)

    !Check the Inputs for Problems (#,ErrorType,Text)
    !Sample Code: If( IN1 <= 0.) Call FoundBadInput(1,'Fatal','The first input provided to this model is not
acceptable.')
    If(ErrorFound()) Return
!-----

!-----
!    *** PERFORM ALL THE CALCULATION HERE FOR THIS MODEL. ***
!-----

```

```

!-----
!If Needed, Get the Previous Control States if Discrete Controllers are Being Used (#)
!Sample Code: CONTROL_LAST=getPreviousControlState(1)
!-----

!-----
!If Needed, Get the Values from the Global Storage Array for the Static Variables (#)
!Sample Code: STATIC1=getStaticArrayValue(1)
!-----

!-----
!If Needed, Get the Initial Values of the Dynamic Variables from the Global Storage Array (#)
!Sample Code: T_INITIAL_1=getDynamicArrayValueLastTimestep(1)
!-----

!-----
!Perform All of the Calculations Here to Set the Outputs from the Model Based on the Inputs

!      初期化
      h = getSimulationTime() ![h]
      Tw_GHX_in = 0.0          ![°C]
      fw_GHX_in = 0.0          ![L/min]
      Q_GHX_in = 0.0           ![kW]
      QGT_SA = 0.0             ![kWh]
      QGT_LD = 0.0             ![kWh]
      QGT_CR1 = 0.0            ![kWh]
      QGT_CR2 = 0.0            ![kWh]
      QGT_BR = 0.0             ![kWh]
      QGT_DHW = 0.0            ![kWh]
      QGT_SYSTEM = 0.0         ![kWh]
      eT_SAS = 0.0             ![kWh]
      eT_SAW = 0.0             ![kWh]
      eT_LDC = 0.0             ![kWh]
      eT_LDH = 0.0             ![kWh]
      eT_CR1C = 0.0            ![kWh]
      eT_CR1H = 0.0            ![kWh]
      eT_CR2C = 0.0            ![kWh]
      eT_CR2H = 0.0            ![kWh]
      eT_BRC = 0.0             ![kWh]
      eT_BRH = 0.0             ![kWh]
      eT_DHW = 0.0             ![kWh]
      eT_PUMP_SA = 0.0         ![kWh]
      eT_PUMP_LD = 0.0         ![kWh]
      eT_PUMP_CR1 = 0.0        ![kWh]
      eT_PUMP_CR2 = 0.0        ![kWh]
      eT_PUMP_BR = 0.0         ![kWh]
      eT_PUMP_DHW = 0.0        ![kWh]
      eT_SYSTEM = 0.0          ![kWh]
      MINIMUM = 0.0            ![°C]

!      X
      X_SA_in  = Tw_SA_out  * fw_SA_out          ![°C*L/min]
      X_LD_in  = Tw_LD_out  * fw_LD_out          ![°C*L/min]
      X_CR1_in = Tw_CR1_out * fw_CR1_out          ![°C*L/min]

```

```

X_CR2_in = Tw_CR2_out * fw_CR2_out      ![°C*L/min]
X_BR_in  = Tw_BR_out  * fw_BR_out      ![°C*L/min]
X_DHW_in = Tw_DHW_out * fw_DHW_out     ![°C*L/min]
X_GHX_in = X_SA_in  + X_LD_in + X_CR1_in
&      + X_CR2_in + X_BR_in + X_DHW_in ![°C*L/min]

!      fw
fw_GHX_in = fw_SA_out  + fw_LD_out + fw_CR1_out
&      + fw_CR2_out + fw_BR_out + fw_DHW_out ![L/min]

!      Tw
IF(fw_GHX_in /= 0.0) THEN
    Tw_GHX_in = X_GHX_in / fw_GHX_in ![°C]
END IF

!      QG
QG_GHX_in = QG_SA  + QG_LD + QG_CR1
&      + QG_CR2 + QG_BR + QG_DHW ![kW]

!      共通条件
QGT_SA      = getDynamicArrayValueLastTimestep( 1) ![kWh]
QGT_LD      = getDynamicArrayValueLastTimestep( 2) ![kWh]
QGT_CR1     = getDynamicArrayValueLastTimestep( 3) ![kWh]
QGT_CR2     = getDynamicArrayValueLastTimestep( 4) ![kWh]
QGT_BR      = getDynamicArrayValueLastTimestep( 5) ![kWh]
QGT_DHW     = getDynamicArrayValueLastTimestep( 6) ![kWh]
QGT_SYSTEM  = getDynamicArrayValueLastTimestep( 7) ![kWh]
eT_SAS      = getDynamicArrayValueLastTimestep( 8) ![kWh]
eT_SAW      = getDynamicArrayValueLastTimestep( 9) ![kWh]
eT_LDC      = getDynamicArrayValueLastTimestep(10) ![kWh]
eT_LDH      = getDynamicArrayValueLastTimestep(11) ![kWh]
eT_CR1C     = getDynamicArrayValueLastTimestep(12) ![kWh]
eT_CR1H     = getDynamicArrayValueLastTimestep(13) ![kWh]
eT_CR2C     = getDynamicArrayValueLastTimestep(14) ![kWh]
eT_CR2H     = getDynamicArrayValueLastTimestep(15) ![kWh]
eT_BRC      = getDynamicArrayValueLastTimestep(16) ![kWh]
eT_BRH      = getDynamicArrayValueLastTimestep(17) ![kWh]
eT_DHW      = getDynamicArrayValueLastTimestep(18) ![kWh]
eT_PUMP_SA  = getDynamicArrayValueLastTimestep(19) ![kWh]
eT_PUMP_LD  = getDynamicArrayValueLastTimestep(20) ![kWh]
eT_PUMP_CR1 = getDynamicArrayValueLastTimestep(21) ![kWh]
eT_PUMP_CR2 = getDynamicArrayValueLastTimestep(22) ![kWh]
eT_PUMP_BR  = getDynamicArrayValueLastTimestep(23) ![kWh]
eT_PUMP_DHW = getDynamicArrayValueLastTimestep(24) ![kWh]
eT_SYSTEM   = getDynamicArrayValueLastTimestep(25) ![kWh]
MINIMUM     = getDynamicArrayValueLastTimestep(26) ![°C]

!      QGT
QGT_SA      = QGT_SA      + QG_SA/60      ![kWh]
QGT_LD      = QGT_LD      + QG_LD/60      ![kWh]
QGT_CR1     = QGT_CR1     + QG_CR1/60     ![kWh]
QGT_CR2     = QGT_CR2     + QG_CR2/60     ![kWh]
QGT_BR      = QGT_BR      + QG_BR/60      ![kWh]
QGT_DHW     = QGT_DHW     + QG_DHW/60     ![kWh]

```

---

QGT\_SYSTEM = QGT\_SYSTEM + Q\_GHX\_in/60 ![kWh]

```

!      eT
eT_SAS      = eT_SAS      + e_SAS/60      ![kWh]
eT_SAW      = eT_SAW      + e_SAW/60      ![kWh]
eT_LDC      = eT_LDC      + e_LDC/60      ![kWh]
eT_LDH      = eT_LDH      + e_LDH/60      ![kWh]
eT_CR1C     = eT_CR1C     + e_CR1C/60      ![kWh]
eT_CR1H     = eT_CR1H     + e_CR1H/60      ![kWh]
eT_CR2C     = eT_CR2C     + e_CR2C/60      ![kWh]
eT_CR2H     = eT_CR2H     + e_CR2H/60      ![kWh]
eT_BRC      = eT_BRC      + e_BRC/60      ![kWh]
eT_BRH      = eT_BRH      + e_BRH/60      ![kWh]
eT_DHW      = eT_DHW      + e_DHW/60      ![kWh]
eT_PUMP_SA  = eT_PUMP_SA  + e_PUMP_SA/60  ![kWh]
eT_PUMP_LD  = eT_PUMP_LD  + e_PUMP_LD/60  ![kWh]
eT_PUMP_CR1 = eT_PUMP_CR1 + e_PUMP_CR1/60 ![kWh]
eT_PUMP_CR2 = eT_PUMP_CR2 + e_PUMP_CR2/60 ![kWh]
eT_PUMP_BR  = eT_PUMP_BR  + e_PUMP_BR/60  ![kWh]
eT_PUMP_DHW = eT_PUMP_DHW + e_PUMP_DHW/60 ![kWh]
eT_SYSTEM   = eT_SAS    + eT_SAW
&            + eT_LDC    + eT_LDH    + eT_CR1C + eT_CR1H
&            + eT_CR2C + eT_CR2H + eT_BRC  + eT_BRH
&            + eT_DHW
&            + eT_PUMP_SA  + eT_PUMP_LD + eT_PUMP_CR1
&            + eT_PUMP_CR2 + eT_PUMP_BR + eT_PUMP_DHW ![kWh]

```

```

!      MINIMUM
      IF(h <= 0.02) THEN
        MINIMUM = 17.0
      END IF

      IF(MINIMUM >= Tw_SA_out) THEN
        MINIMUM = Tw_SA_out
      END IF

      IF(MINIMUM >= Tw_LD_out) THEN
        MINIMUM = Tw_LD_out
      END IF

      IF(MINIMUM >= Tw_CR1_out) THEN
        MINIMUM = Tw_CR1_out
      END IF

      IF(MINIMUM >= Tw_CR2_out) THEN
        MINIMUM = Tw_CR2_out
      END IF

      IF(MINIMUM >= Tw_BR_out) THEN
        MINIMUM = Tw_BR_out
      END IF

      IF(MINIMUM >= Tw_DHW_out) THEN
        MINIMUM = Tw_DHW_out

```

END IF

!

共通条件

```
Call SetDynamicArrayValueThisIteration( 1, QGT_SA) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration( 2, QGT_LD) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration( 3, QGT_CR1) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration( 4, QGT_CR2) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration( 5, QGT_BR) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration( 6, QGT_DHW) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration( 7, QGT_SYSTEM) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration( 8, eT_SAS) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration( 9, eT_SAW) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(10, eT_LDC) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(11, eT_LDH) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(12, eT_CR1C) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(13, eT_CR1H) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(14, eT_CR2C) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(15, eT_CR2H) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(16, eT_BRC) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(17, eT_BRH) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(18, eT_DHW) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(19, eT_PUMP_SA) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(20, eT_PUMP_LD) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(21, eT_PUMP_CR1) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(22, eT_PUMP_CR2) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(23, eT_PUMP_BR) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(24, eT_PUMP_DHW) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(25, eT_SYSTEM) ![kWh]
Call SetDynamicArrayValueThisIteration(26, MINIMUM) ![°C]
```

!-----

!-----

!Set the Outputs from this Model (#,Value)

```
Call SetOutputValue(1, Tw_GHX_in) ! Tw_GHX_in
Call SetOutputValue(2, fw_GHX_in) ! fw_GHX_in
Call SetOutputValue(3, Q_GHX_in) ! Q_GHX_in
Call SetOutputValue(4, QGT_SA) ! QGT_SA
Call SetOutputValue(5, QGT_LD) ! QGT_LD
Call SetOutputValue(6, QGT_CR1) ! QGT_CR1
Call SetOutputValue(7, QGT_CR2) ! QGT_CR2
Call SetOutputValue(8, QGT_BR) ! QGT_BR
Call SetOutputValue(9, QGT_DHW) ! QGT_DHW
Call SetOutputValue(10, QGT_SYSTEM) ! QGT_SYSTEM
Call SetOutputValue(11, eT_SAS) ! eT_SAS
Call SetOutputValue(12, eT_SAW) ! eT_SAW
Call SetOutputValue(13, eT_LDC) ! eT_LDC
Call SetOutputValue(14, eT_LDH) ! eT_LDH
Call SetOutputValue(15, eT_CR1C) ! eT_CR1C
Call SetOutputValue(16, eT_CR1H) ! eT_CR1H
Call SetOutputValue(17, eT_CR2C) ! eT_CR2C
Call SetOutputValue(18, eT_CR2H) ! eT_CR2H
Call SetOutputValue(19, eT_BRC) ! eT_BRC
Call SetOutputValue(20, eT_BRH) ! eT_BRH
```

```
Call SetOutputValue(21, eT_DHW) ! eT_DHW
Call SetOutputValue(22, eT_PUMP_SA) ! eT_PUMP_SA
Call SetOutputValue(23, eT_PUMP_LD) ! eT_PUMP_LD
Call SetOutputValue(24, eT_PUMP_CR1) ! eT_PUMP_CR1
Call SetOutputValue(25, eT_PUMP_CR2) ! eT_PUMP_CR2
Call SetOutputValue(26, eT_PUMP_BR) ! eT_PUMP_BR
Call SetOutputValue(27, eT_PUMP_DHW) ! eT_PUMP_DHW
Call SetOutputValue(28, eT_SYSTEM) ! eT_SYSTEM
Call SetOutputValue(29, MINIMUM) ! MINIMUM
```

```
!-----
```

```
!-----
```

```
!If Needed, Store the Desired Discret Control Signal Values for this Iteration (#,State)
```

```
!Sample Code: Call SetDesiredDiscreteControlState(1,1)
```

```
!-----
```

```
!-----
```

```
!If Needed, Store the Final value of the Dynamic Variables in the Global Storage Array (#,Value)
```

```
!Sample Code: Call SetValueThisIteration(1,T_FINAL_1)
```

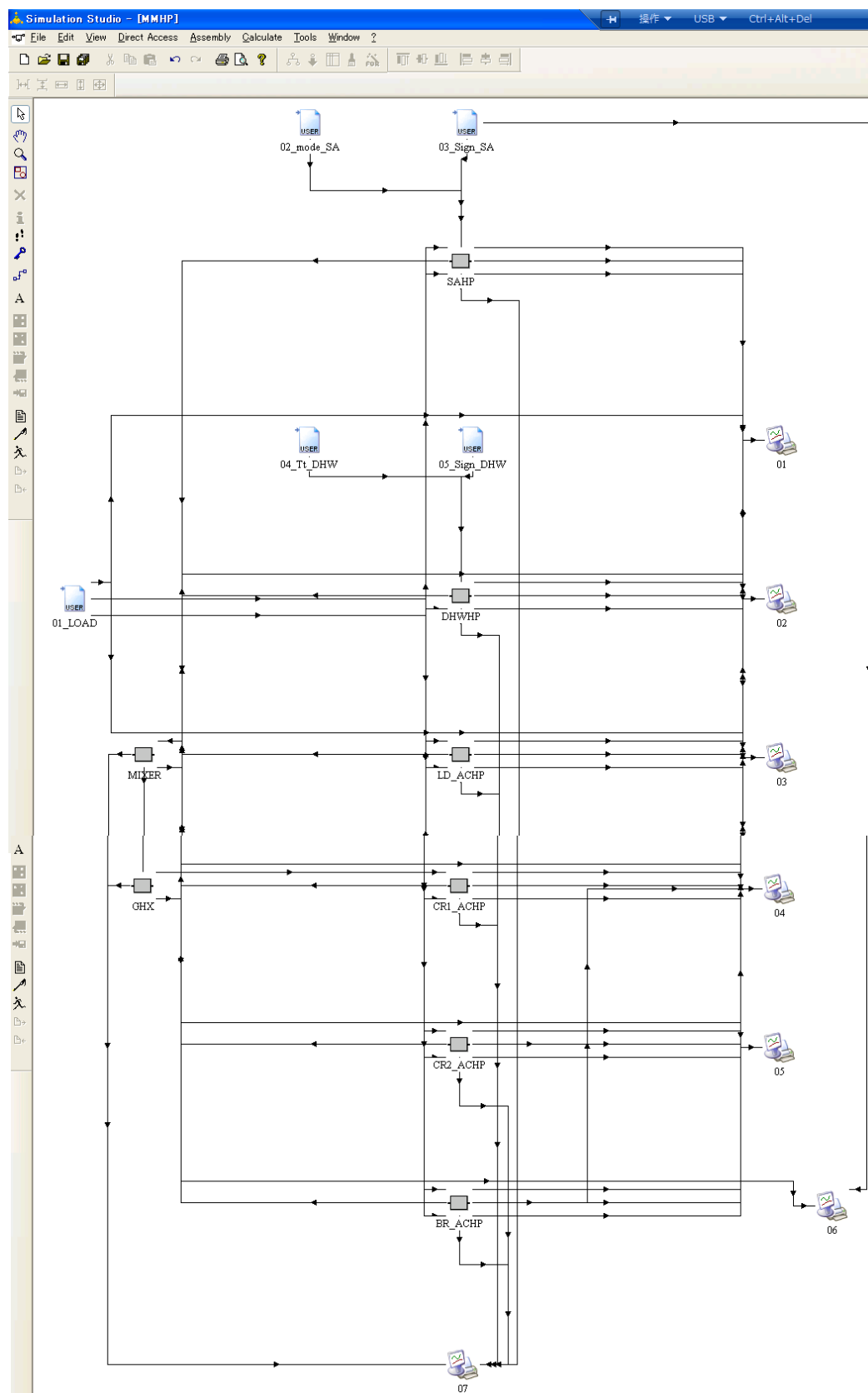
```
!-----
```

```
Return
```

```
End
```

```
!-----
```

## (6) TRNSYS シミュレーションツール画面









## 受賞・発表論文リスト

### (1) 受賞

発表年月	受賞名	講演題名	受賞者
2012/04	第 46 回空気調和・冷凍連合講演会 優秀講演賞	水熱源瞬間式ヒートポンプ給湯機の開発	吉田吏志 (株)LIXIL)

### (2) 審査付き論文

発表年月	発表媒体	論文タイトル	発表者
2014/07	空気調和・衛生工学会論文集 No.208, pp.11-20	マルチソース・マルチユース・ヒートポンプシステムに関する技術開発 (第 1 報) 水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの開発と性能検証	吉田吏志, 大岡龍三, 日野俊之, 兒玉和生
2014/10	Journal of Energy and Power Engineering Vol.8, pp.1703-1711	Development of Instantaneous Hot Water Dispenser Based on Water Source Heat Pump	Satoshi Yoshida, Ryoza Ooka, Toshiyuki Hino, Kazuo Kodama
2015/02	空気調和・衛生工学会論文集 No.215, pp.1-10	マルチソース・マルチユース・ヒートポンプシステムに関する技術開発 (第 2 報) 水熱源空調ヒートポンプの開発と性能検証	吉田吏志, 大岡龍三, 日野俊之
2015/04	空気調和・衛生工学会論文集 No.217, pp.9-18	マルチソース・マルチユース・ヒートポンプシステムに関する技術開発 (第 3 報) 太陽空気熱源ヒートポンプの試作機における運転特性の確認と性能検証	吉田吏志, 大岡龍三, 日野俊之
2015/08	空気調和・衛生工学会論文集 No.221, pp.11-20	マルチソース・マルチユース・ヒートポンプシステムに関する技術開発 (第 4 報) 年間運転性能予測シミュレーションによるシステム構成と運用に関する研究	吉田吏志, 大岡龍三, 日野俊之

## (2) 学術会議論文

## [国際会議]

発表年月	発表媒体	論文タイトル	発表者
2014/05	11th International Energy Agency Heat Pump Conference 2014 (Montreal)	Development of Instantaneous Hot Water Dispenser Based on Water Source Heat Pump	<b>Satoshi Yoshida</b> , Ryozo Ooka, Toshiyuki Hino, Kazuo Kodama
2014/05	11th International Energy Agency Heat Pump Conference 2014 (Montreal)	WATER LOOP HEAT PUMP SYSTEM THAT EXPLOITS VARIOUS RENEWABLE ENERGIES SURROUNDING A BUILDING	Toshiyuki Hino, Ryozo Ooka, <b>Satoshi Yoshida</b> , Kazuo Kodama

## [国内の学術発表会]

発表年月	発表媒体	論文タイトル	発表者
2012/04	空気調和・冷凍に関する連合講演会講演論文集 No.46, pp.183-186	水熱源瞬間式ヒートポンプ給湯機の開発	吉田吏志, 小野勝男, 大岡龍三, 日野俊之,
2012/09	空気調和・衛生工学会学術講演会論文集 I, pp.633-636	太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発(その1)コンセプトと実験システムの概要	大岡龍三, 日野俊之, 三浦克弘, 小野勝男, 吉田吏志, 李栄玲, 浅井香里
2012/09	空気調和・衛生工学会学術講演会論文集 I, pp.637-640	太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発(その2)ソルエアヒートポンプの集熱運転特性	日野俊之, 大岡龍三, 三浦克弘, 小野勝男, 吉田吏志, 李栄玲, 浅井香里
2012/09	空気調和・衛生工学会学術講演会論文集 I, pp.641-644	太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発(その3)水熱源ヒートポンプ空調の性能検証と膨張弁制御による省エネ効果の検証	小野勝男, 大岡龍三, 日野俊之, 三浦克弘, 吉田吏志, 李栄玲, 浅井香里
2012/09	空気調和・衛生工学会学術講演会論文集 I, pp.645-648	太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発(その4)水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの開発	吉田吏志, 大岡龍三, 日野俊之, 三浦克弘, 小野勝男, 李栄玲, 浅井香里
2012/09	空気調和・衛生工学会学術講演会論文集 I, pp.649-652	太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発(その5)実験と数値解析による全体システム性能評価	浅井香里, 大岡龍三, 日野俊之, 三浦克弘, 小野勝男, 吉田吏志, 李栄玲
2013/08	日本建築学会大会学術講演梗概集(環境工学Ⅱ), pp.1069-1070	自然エネルギー利用マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムの開発(その7)水熱源瞬間式給湯ヒートポンプの性能曲線のモデル化	吉田吏志, 大岡龍三, 日野俊之, 三浦克弘, 小野勝男, 兒玉和生
2013/08	日本建築学会大会学術講演梗概集(環境工学Ⅱ), pp.1071-1072	自然エネルギー利用マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムの開発(その8)TRNSYSによる運転性能予測シミュレーション	兒玉和生, 大岡龍三, 日野俊之, 三浦克弘, 小野勝男, 吉田吏志

2013/08	日本建築学会大会学術講演梗概集（環境工学Ⅰ），pp.619-620	水ループを熱源とする給湯ヒートポンプの可能性	日野俊之，大岡龍三，小野勝男，吉田吏志，兒玉和生
2013/09	空気調和・衛生工学会学術講演会論文集，pp.69-72	水熱源ヒートポンプによる省エネルギー給湯の可能性	日野俊之，大岡龍三，小野勝男，吉田吏志，兒玉和生
2013/09	空気調和・衛生工学会学術講演会論文集，pp.349-352	太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発(その6)太陽空気熱源ヒートポンプの性能曲線のモデル化	大岡龍三，日野俊之，三浦克弘，小野勝男，吉田吏志，兒玉和生
2013/09	空気調和・衛生工学会学術講演会論文集，pp.353-356	太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発(その7)水熱源ヒートポンプ空調の性能曲線のモデル化	吉田吏志，大岡龍三，日野俊之，三浦克弘，小野勝男，兒玉和生
2013/09	空気調和・衛生工学会学術講演会論文集，pp.357-360	太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発(その8)年間運転性能予測シミュレーション	兒玉和生，大岡龍三，日野俊之，三浦克弘，小野勝男，吉田吏志
2014/09	日本建築学会大会学術講演梗概集（環境工学Ⅱ），pp.1449-1450	自然エネルギー利用マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムの開発(その9)システムの構成と運用に関する研究	兒玉和生，大岡龍三，日野俊之，三浦克弘，吉田吏志
2014/09	日本建築学会大会学術講演梗概集（環境工学Ⅱ），pp.1451-1452	自然エネルギー利用マルチソース・マルチユースヒートポンプシステムの開発(その10)太陽空気熱源ヒートポンプの集熱運転における圧縮機周波数別の性能検証	吉田吏志，大岡龍三，日野俊之，三浦克弘，兒玉和生









## 謝辞

本研究は、平成 22.23.24 年度の環境省地球温暖化対策技術開発事業「太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発」プロジェクト（研究代表者：大岡龍三）における研究を取りまとめたものです。

本研究を進めるにあたり、多大なご指導を頂きました東京大学生産技術研究所 大岡 龍三 教授、東京大学生産技術研究所 日野 俊之 顧問研究員に感謝の意を表します。先生方のおかげで、研究者としてだけでなく、人として大きく成長できたと感じております。

プロジェクトを進めるに際して、貴重なご意見を頂きました鹿島建設技術研究所 三浦克弘氏、本研究をはじめるきっかけを与えて下さった株式会社 LIXIL 小野 勝男氏、実験や解析などにご協力を頂いた当時東京大学院生 浅井 香里氏、兒玉 和生氏、プロジェクト検討委員の方々、並びに実験設備の製作に携わって頂いた方々に、ここに合わせて感謝の意を表します。

また、本論文の提出を後押し下さった株式会社 LIXIL 二瓶 亮 本部長、本村 雅洋 部長、いつも暖かく見守って下さった中村 精明 室長、高橋 亮 室長、筆者と同じ部署の方々、並びに博士論文の執筆にご助言を頂いた方々に多大なご協力を頂きました。皆さまが居なければ、この論文を書き終えることはおろか、書きはじめることも無かったと感じております。本当に有難うございました。

最後に、これまで筆者をいつも応援してくれる両親、並びにいつも笑顔で励まし続けてくれる妻 優子、息子 光杜に心から感謝します。

2016 年 1 月 7 日

吉田 吏志

