太陽熱床暖房給湯システムの冬期実測による性能評価と 数値シミュレーションモデルの検証

太陽熱を利用する床暖房・デシカント空調システムに関する研究 その1

PERFORMANCE EVALUATION AND VALIDATION OF NUMERICAL SIMULATION
FOR A FLOOR HEATING SYSTEM THAT UTILIZES SOLAR HEAT ENERGY
Research of a floor heating and desiccant cooling system that utilizes solar heat energy Part 1

山口 福太郎^{*1}, 義江 龍一郎^{*2}, 桃井 良尚^{*3}, 佐竹 晃^{*4}
吉野 博^{*5}, 持田 灯^{*5}

*Fukutaro YAMAGUCHI, Ryuichiro YOSHIE, Yoshihisa MOMOI,
Akira SATAKE, Hiroshi YOSHINO and Akashi MOCHIDA*

This study clarifies the winter performance of a floor heating and desiccant cooling system utilizing solar heat energy based on measurements and discusses the precision of a numerical simulation model. It was found that this system can harness solar heat energy to produce about 70% of a building's energy requirements with a COP of about 4.5. In addition, measurement and analysis results indicated that the numerical simulation model has a sufficient level of precision.

Keywords: Solar thermal energy use, Floor heating, System simulation

太陽熱利用, 床暖房, システムシミュレーション

1. はじめに

地球温暖化をはじめとする環境問題やエネルギーの安定供給への対応として、風力発電や太陽光発電といった新エネルギー利用技術の導入普及が期待されている¹⁾。この新エネルギー利用技術の中で太陽熱利用システムは、高効率かつ比較的安価に自然エネルギーを利用可能であることから、中国や欧州を中心に急速に導入が進んでいる²⁾。日本国内においても2020年までに2005年基準で1.5~3倍の太陽熱利用システムを導入するとの政府目標³⁾が掲げられているほか、ポスト京都議定書への提案として2050年までに新エネルギー全体の導入目標の23%に相当する太陽熱利用システムの導入を図るとの提言²⁾が自然エネルギー関連団体から発表されている。しかし、国内の導入動向をみると、戸建て住宅を中心に技術の確立⁴⁾と導入が進んだものの1990年をピークに減少傾向にあり⁵⁾、目標達成が困難であると言わざるを得ない。ここで、これまでに普及した太陽熱利用システムの主な熱利用先を挙げると、その多くが給湯や冬期の暖房への熱利用であり、夏期・中間期には大量の余剰熱が発生してしまうため、太陽熱を有効に利用しているとは言い難い。したがって、今後、太陽熱利用の導入目標を達成するためには、年間を通して太陽熱を有効利用できるとともに、戸建て住宅以外の公共分野、集合住宅分野、産業分野等幅広い分野への適用が可能であるシステムを開発して普及を促進させる必要があると言える。

このような現状に対して筆者らは、年間を通して太陽熱を高付加価値に利用可能とするシステムとして、冬期は床暖房の熱源、夏期・中間期にはデシカント空調の再生熱源に太陽熱を利用する研究を行い、実大実証試験施設を構築した⁶⁾。今後は、構築した太陽熱利用システムの性能を明らかにするとともに、省エネルギー性や経済性をさらに高めてより付加価値の高い太陽熱利用システムとするために、数値シミュレーションを用いたケーススタディによりシステムの構成や制御方法等の改善を行っていく予定である。これを進めていくためには、システムを構成する機器の細かな特性を明らかにし、実現象を精度良く再現できる数値シミュレーションモデルを用いた検討を行う必要がある。

太陽熱利用システムの数値シミュレーションに関する既往研究としては、吉永ら⁷⁾による集熱器モデルの研究や、李ら⁸⁾による温水式床暖房モデルの研究が挙げられる。また、補助熱源として用いる自然冷媒ヒートポンプ(HP)温水器に関しては、横山ら⁹⁾や山口ら¹⁰⁾によるHP温水器モデルの研究や、濱田ら¹¹⁾による実機の性能調査などが挙げられる。しかし、これら論文では、集熱器のみや床暖房のみなど機器単体での予測精度が検証されているものの、集熱器と床暖房とHP温水器など複数の機器を組合せた太陽熱利用システム全体の予測精度については述べられていない。また、HP温水器のモデル化には機器の仕様書に記載のない細かな特性が必要であり、

*1 東京工芸大学大学院工学研究科 大学院生

*2 東京工芸大学工学部建築学科 教授・博士(工学)

*3 大阪大学大学院工学研究科 助教・博士(工学)

*4 前田建設工業株式会社技術研究所 主研究員・博士(工学)

*5 東北大学大学院工学研究科 教授・工博

Graduate School of Eng., Tokyo Polytechnic University

Prof., Department of Architecture, Faculty of Eng., Tokyo Polytechnic University, Dr. Eng.

Assistant Prof., Graduate School of Eng., Osaka University, Dr. Eng.

Technical Research Institute, Maeda Corporation, Dr. Eng.

Prof., Graduate School of Eng., Tohoku University, Dr. Eng.

容易に数値シミュレーションへ導入できない。

そこで、本研究では、まず実大実証試験施設（以後、本システム）を対象に冬期実測を行い、実気象・実使用条件下における機器特性を明らかにするとともに本システムの冬期における性能を明らかにした。また、本システムを対象に太陽熱利用システム全体の数値シミュレーションモデルを構築し、これに必要な各機器の特性を表すパラメータを実測結果から同定した。そして、同定されたパラメータを組み込んだ数値シミュレーションモデルを用いて実測と同条件で数値シミュレーションを行い、複数の機器が組み合わされた本システム全体の運転挙動や性能をどの程度再現できるのかを明らかにした。

2. 太陽熱利用床暖房・デシカント空調システムの概要

本システムは、福祉・教育・公共居住系建物を対象としたものであり、太陽熱を給湯のみならず、床暖房、デシカント空調へと利用することで、一般的に普及しているシステムに比べて性能と付加価値が高いシステムを目指したものである。図1に本システムの概要、図2に実大実証試験施設の平面図と床断面図、図3に主要な運転モードと流路の概要を示す。なお本論文は冬期の内容に関するものであるため、デシカント空調使用時の運転モードの図は省略する。本システムは、太陽集熱器、蓄熱槽、補助熱源設備、床暖房設備、デシカント空調設備、給湯設備の6要素で構成されており、これらの設備は密閉回路で接続されている。

集熱器は有効集熱面積 2 m^2 の平板型集熱器であり、対象建物の屋上に南向き、傾斜角 40° で並列に15枚連結して設置されている。また、蓄熱槽は密閉式水蓄熱槽であり、高温蓄熱槽 1000 L と低温蓄熱槽 1000 L の2つが直列に接続されている。集熱器と蓄熱槽は密閉回路で接続されており、集熱は蓄熱槽下部の水を直接送水する水集熱方式で行われ、昇温後の温水は蓄熱槽上部へと返されて蓄熱槽内に温度成層を作って蓄熱される。これらにより、一般的に普及している集熱・蓄熱方式（従来方式）に比べて、高い集熱効率が期待できるとともに、従来方式では困難であった負荷側での高温水利用が可能となる^{注1)}。なお、水集熱方式で集熱を行う場合、冬期の凍結破損への対策が必要となるが、一般的な勾配配管による自由落水式の水抜き機構に変わる手段としてエアコンプレッサーの空気圧による水抜き機構を採用している⁶⁾。また、本システムでは、集熱器内部温度をパラメータとして集熱流量の可変制御を行っており、負荷設備側の要求温度に応じた任意の水温で集熱・蓄熱を行う。夏期・中間

期(5~10月)にはデシカント空調の再生熱源として常時 70°C 程度の集熱を行って高温蓄熱槽上部に温水を返し、全ての蓄熱槽で 70°C の温水を蓄熱する(図3,b)。冬期(11~4月)には床暖房の熱源として通常は 50°C 程度の集熱を行って低温蓄熱槽上部に温水を返して低温蓄熱槽に 50°C の温水を蓄熱するが(図3,a)、低温蓄熱槽の下部が 50°C 以上となり余剰太陽熱が発生した場合は、夏期・中間期と同様に 70°C の集熱を行って高温蓄熱槽に温水を返して 70°C の温水を蓄熱する(図3,b)。

補助熱源には、自然冷媒 HP 温水器を用いており、曇天や雨天により十分な集熱が行われず蓄熱槽内の温水が不足した場合に温水を焚上げる。焚上げの際には、低温蓄熱槽下部の水を補助熱源に直接送水し、 80°C に昇温した温水を高温蓄熱槽上部へと返す(図3,e)。また、この補助熱源は、集熱器と補助熱源との効率的な連携運転を行うために翌日天気予報に基づいた深夜焚上げ制御(天気予報制御)により運転される。この制御に必要な演算は、インターネットに接続された外部サーバにて行われており、外部サーバでは翌日消費温水量を蓄熱槽総容量の半分(1000 L)と仮定し、この値から残湯量(蓄熱槽内の 45°C 以上の温水量)とインターネットから取得した天気予報にて予測した翌日積算集熱流量を差引いて必要焚上温水量を算定し、その焚上に必要な時間から焚上開始時刻を決定するという処理が行われている。そして、補助熱源はこの演算結果をもとに焚上げを開始し、上記の必要焚上温水量分だけ焚上げる。なお、天気予報がはずれて日中に高温蓄熱槽上部の水温が 50°C 未満となった場合はその都度約 500 L の温水を焚上げる。

床暖房は、図2に示した室内の床暖房パネル 45 m^2 に蓄熱槽上部の温水を直接送水することにより行われる。なお床暖房運転時には、蓄熱槽上部の水温により温水の取水先が高温蓄熱槽と低温蓄熱槽の2つから選択され、低温蓄熱槽上部水温が 45°C 以上なら低温蓄熱槽上部より取水し(図3,c)、 45°C 未満なら高温蓄熱槽上部より取水する(図3,d)。そして、床暖房パネル出口水温(蓄熱槽に戻る直前の管内水温)が所定の水温となるよう床暖房パネルへの送水流量が可変制御され、床暖房パネルからの還水は低温蓄熱槽下部へと返される(図3,c,d)。集熱や補助熱源、床暖房の同時運転も可能である(図3,g,h)。

デシカント空調は、デシカントローターの再生用熱源として温水を利用する。温水は高温蓄熱槽の上部からデシカント空調機内の温水コイルへと供給され、温水コイル出口水温(蓄熱槽に戻る直前の管内水温)が一定となるように送水流量が可変制御される。温水コイルからの還水は、蓄熱槽下部へと返される。

図1 本システムの概要

図2 実大実証試験施設(空調対象室)の平面図・床断面図

図3 主要な運転モードと流路

飲水用の給湯は、蓄熱槽内の温水と上水とを熱交換する間接給湯方式としている。高温蓄熱槽上部の温水を熱交換器へ送り、そこを通過して低温となった温水は低温蓄熱槽最下部へと返される(図3,f)。簡易シャワー用の給湯は、低温蓄熱槽最下部に接続された受水槽か

らの配管水圧により高温蓄熱槽上部の温水を直接供給する方式(直接給湯方式)としている。なお、この簡易シャワーの直接給湯方式はあくまで実験施設ということで研究費の制限から採用したものであり、実際に本システムを導入する場合には、シャワーも飲水用と同

様に間接給湯とする。

空調対象室は、RC造3階建ての最上階に位置する研究室であり、延べ床面積 77.6 m²に対して床パネル 45 m²が設置されている。また、南北面の窓 11.7 m²には真空断熱ガラスが用いられている。

3. 実測概要

実際の使用条件下における本システムの機器特性や性能を明らかにするとともに、数値シミュレーションの予測精度検証用データを取得するために、冬期に約1ヶ月間(2008/12/20～2009/1/15)の実測を行った。表1に実測条件を示す。実測時には、床暖房のみで暖房を行うこととし、同時期の実験室の利用状況や事前実験の結果を参考に、稼働時間を8:00～24:00(16時間/日)^{注2)}、床暖房パネルからの流水温(蓄熱槽に入る前の管内水温)の目標値を33℃に設定した。また、実測期間中は集熱器や補助熱源、床暖房など各機器の流入・流水温や流量、生産・消費熱量、蓄熱槽表面温度(12点)^{注3)}、室内温湿度(図2中Dの1点、鉛直高さ:FL+1.1m)、床表面温度(図2中A～Fの6点)、室換気量、室内機器消費電力量(照明やPC等)、在室人数、屋外温湿度、日射量等を、10秒毎にスキャンし1分毎に平均した値を自動記録した。

4. 数値シミュレーションモデルの構築と機器パラメータの同定

数値シミュレーションモデルの構築には TRNSYS Ver.16¹²⁾を用いた。構築した数値シミュレーションモデルは図4に示すような数多くのモジュールから構成されている。数値シミュレーションでは全てのモジュールの Output の変化が十分小さくなるまで収束計算が行われ、収束したら次の時間ステップに進む。

熱生産側の集熱器の部分では、気象データから与えられる日射量 I と外気温度 θ_{Env} 、流水温 $\theta_{S,rw}$ の目標値(暖房期目標 48℃または70℃固定、冷房期目標 70℃固定)、および1つ前の収束計算ステップにおける流入水温 $\theta_{S,sw}$ から(1)～(3)式を用いて集熱量 q_S が計算され、この集熱量 q_S と流入水温差から(4)式にて流水温 $\theta_{S,rw}$ が目標値となるような集熱流量 m_S が計算される。なお、計算された集熱流量 m_S の上限値は本システムと同じく 7.0L/min とし、上限流量の時の流水温 $\theta_{S,rw}$ は(5)式で計算されて目標値より高くなる。

補助熱源の部分では、外気温度と1つ前の収束計算ステップにおける流入水温から後述する(9)式を用いて器内流量が計算され、この流量と、上記の流入水温と流水温 (80℃固定) の差から供給熱量が計算される。また後述する(10)式の COP を用いて消費電力が計算される。

負荷側の床暖房の部分では、1つ前の収束計算ステップにおける室温 θ_{Room} と流入水温 $\theta_{FH,sw}$ 、目標値として与えた床表面温度 θ_{Surf} (29℃)と流水温 $\theta_{FH,rw}$ (33℃固定)から(6)式で室内への供給熱量 q_{FH} を算出し、この供給熱量 q_{FH} をもとに(7)式で送水流量 m_{FH} が計算される。なお、計算された送水流量 m_{FH} の上限値は本システムと同じく 3.5L/min とし、上限流量の時の流水温 $\theta_{FH,rw}$ は(8)式にて再計算されて目標値より低くなる。そして、窓・壁・屋根の情報が入力されている建物モジュールにて、外気温度や床暖房による供給熱量、室内機器発熱などをもとに応答係数法により部屋の熱収支が計算されて室温が計算される。

上記の機器モジュールが接続された蓄熱槽の部分では、外気温や

表1 実測条件

	設定項目		目標値
太陽集熱	流出水温	高温集熱	70℃
		低温集熱	48℃
補助熱源	流水温		80℃
床暖房	流水温		33℃
	稼働時間		8:00～24:00(16時間)

・集熱器の部分で使用される式

$$q_S = \eta \cdot A_S \cdot I \quad [\text{W}] \quad (1)$$

$$\eta = a + b \cdot X_s \quad [-] \quad (2)$$

$$X_s = \frac{\{(\theta_{S,rw} + \theta_{S,sw})/2 - \theta_{Env}\}}{I} \quad [^\circ\text{Cm}^2/\text{W}] \quad (3)$$

$$m_S = \frac{q_S}{C_w(\theta_{S,rw} - \theta_{S,sw})} \quad [\text{kg/s}] \quad (4)$$

$$\theta_{S,rw} = \theta_{S,sw} + \frac{q_S}{C_w \cdot m_S} \quad [^\circ\text{C}] \quad (5)$$

・床暖房の部分で使用される式

$$q_{FH} = \alpha \cdot A_{FH} (\theta_{Surf} - \theta_{Room}) \quad [\text{W}] \quad (6)$$

$$m_{FH} = \frac{q_{FH}}{C_w(\theta_{FH,sw} - \theta_{FH,rw})} \quad [\text{kg/s}] \quad (7)$$

$$\theta_{FH,rw} = \theta_{FH,sw} - \frac{q_{FH}}{C_w \cdot m_{FH}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (8)$$

1つ前の収束計算ステップにおける蓄熱槽への流入水量、水温をもとに蓄熱槽内の熱収支が計算され、蓄熱槽内温度分布が計算される。

そして、これらの各機器モジュールは、実大実証試験システムの制御方法と同様に、蓄熱槽内水温を監視するサーモスタットの出力信号や設定値と水温との比較を行うコンパレータの出力信号、タイマーの出力信号をもとに運転タイミングや通水流路の選択が制御されている。

また、構築した数値シミュレーションモデルによって実現現象を精度よく再現するためには、集熱器の集熱効率やHP温水器の成績係数(COP)、床表面の熱伝達率などシステムを構成する機器特性を表すパラメータを同定する必要がある。そこで、構成機器のパラメータを同定するために実測結果の分析を行った。

4.1 集熱器の集熱効率の同定

数値シミュレーションでは、前述のように集熱器による集熱量を(1)式で算出している。また、(1)式内の集熱効率 η は(2)、(3)式で計算される。よって、実際の集熱量を再現するためには、(2)式に含ま

図4 数値シミュレーションモデル（系統概念図）

れる係数(a , b)を同定する必要がある。そこで、実測時の集熱量 q_s 、日射量 I 、集熱器の流入・流出水温 ($\theta_{s,sw}$, $\theta_{s,rw}$) や外気温度 θ_{Env} から集熱器の集熱効率を同定した。

$$\eta = a + b \cdot X_s \quad [-] \quad (2) \cdot \text{再掲}$$

図5に集熱器の仕様書による集熱効率と、実測データ(1時間平均値)を用いて算出した実際の集熱効率の分布を示す。図中の近似直線の勾配が(2)式の係数 b に相当し、切片が係数 a に相当する。近似直線と仕様書の直線を比べると、近似直線の勾配(係数: b)はほぼ同等だったものの、切片(係数: a)は低くなった。この原因を検討するために文献 4)を参考に数値計算モデルを作成して集熱流量や周辺風速などの各パラメータの感度解析を行った。その結果、集熱器周辺風速の上昇、集熱器本体や配管部分の断熱性能の低下、集熱器のカバーガラスの透過率の低下が切片(係数: a)の低下に寄与するとの結果を得た。実際の集熱器も屋上に設置されており周辺風速が高く、集熱器を15枚連結しており配管部分が多く、長期間実気象条件下に曝されてガラス面に塵や埃が付着し透過率が低下していることから、集熱効率が低下(係数 a が低下)したと考えられる。

4.2 補助熱源の性能特性の同定

本システムでは、補助熱源として自然冷媒 HP 温水器を用いている。この HP 温水器では、流出水温が一定(80℃)となるように器内流量が制御されており、器内流量が外気温度によって変化する。よって、この HP 温水器を再現するためには器内流量特性を明らかにする必要がある。

図6に HP 温水器の仕様書による流量特性曲線と実測時の流入水温別器内流量を示す^{注4)}。なお、分析には10分間平均した実測値を用い、補助熱源の運転開始直後や終了直前の10分間のデータは除外した。図から明らかのように、実測値は仕様書の特性曲線上に分布しておらず、流入水温によっても特性が異なる。よって、仕様書

図5 集熱器の集熱効率特性

図6 HP 温水器の流入水温別の器内流量分布

の特性曲線のように外気温度だけでは器内流量特性を十分に表現できない。そこで、器内流量の説明変数として外気温度 θ_{Env} と流入水温 $\theta_{HP,sw}$ を用いて実測値の重回帰分析を行い、(9)式を得た。

$$m_{HP} = (0.21 \cdot \theta_{Env} + 0.12 \cdot \theta_{HP,sw} + 3.50) \times 10^{-2} \text{ [kg/s]} \quad (9)$$

図7に(9)式より得られた回帰値と実測値との比較を示す。回帰値と実測値が勾配1の直線状に分布することから、(9)式の実測値を用いることによりHP温水器の器内流量特性を精度良く表現できると言える。

また、数値シミュレーションを行う目的の1つとして「全体システムの年間消費電力量の評価」が上げられるが、このためにはHP温水器の消費電力を算出する必要がある。数値シミュレーションでは補助熱源生産熱量をHP温水器のCOPで除してHP温水器の消費電力を算出することから、HP温水器のCOPを明らかとする必要がある。図8に仕様書によるCOP特性曲線と流入水温別のCOPの実測値を示す^{注4)}。実際のCOPは流入水温20℃の場合を除き仕様書と乖離している。流入水温によっても分布が異なることから、COP特性は外気温度だけでは表現できない。そこで、COPの説明変数に外気温度 θ_{Env} と流入水温 $\theta_{HP,sw}$ を用いて実測値の重回帰分析を行い、(10)式を得た。

$$COP_{HP} = 0.04 \cdot \theta_{Env} - 0.03 \cdot \theta_{HP,sw} + 3.14 \quad (10)$$

図9に(10)式による回帰値と実測値との比較を示す。回帰値と実測値とが勾配1の直線状に分布することから、(10)式の実測値を用いることでCOP特性を精度良く表現できると言える。

ただし(9)式と(10)式で独立変数として採用している外気温度 θ_{Env} とHP流入水温 $\theta_{HP,sw}$ は、それほど強い相関はないものの(相関係数0.57)、実際には相関のある変数である。従って、本来はこのような形状の近似式で、回帰係数を同定することは適切ではない。当該式は本システムの中でHPを運転させた場合という限定された条件でのシミュレーションに使われる。

4.3 床暖房の床表面総合熱伝達率の同定

数値シミュレーションでは、前述のように床暖房による室内への供給熱量 q_{FH} を(6)式で算出している。よって、式中の熱伝達率 α を同定する必要がある。そこで、実際の床暖房使用時の室温 θ_{Room} や床表面温度 θ_{Surf} 、(11)式による床暖房消費熱量 q_{FH} を用いて熱伝達率 α を得た。なお、分析には図2に示すA~Fの6点の床表面温度を平均したものを床表面温度 θ_{Surf} とし、実測値を1時間平均した値を用いた。

$$q_{FH} = \alpha \cdot A_{FH} \cdot (\theta_{Surf} - \theta_{Room}) \quad [W] \quad (6) \cdot \text{再掲}$$

$$q_{FH} = C_w \cdot m_{FH} \cdot (\theta_{FH,sw} - \theta_{FH,rw}) \quad [W] \quad (11)$$

図10に室温 θ_{Room} と床表面 θ_{Surf} の温度差と単位床面積当たりの供給熱量の関係を示す。実測時に、実験室内への人の出入りがあるため分布のばらつきが大きい。床暖房使用時の床表面の熱伝達率は $8W/m^2\text{℃}$ 弱と求まった。

4.4 蓄熱槽の熱貫流率の同定

数値シミュレーションでは、蓄熱槽の熱損失を(12)式で算出しており、式中の熱貫流率 K を同定する必要がある。そこで、蓄熱槽内水温 θ_{Tank} と外気温 θ_{Env} の実測値を用いて(13)式から熱貫流率 K を求めた。なお、分析には集熱や補助熱源、床暖房の運転が行われていない時間帯の実測値を用いた。

図7 回帰値と実測値の比較(HP温水器の器内流量)

図8 HP温水器の流入水温別のCOP分布

図9 回帰値と実測値の比較 (HP温水器のCOP)

図10 床暖房使用時の床表面熱伝達率

$$q_{loss} = K \cdot A_{Tank} (\theta_{Tank} - \theta_{Env}) \quad [W] \quad (12)$$

$$K = \frac{\rho_w \cdot V_{Tank} \cdot C_w (\theta_{Tank}^{t1} - \theta_{Tank}^{t2})}{A_{Tank} \int_{t1}^{t2} (\theta_{Tank} - \theta_{Env}) dt} \quad [W/m^2 \cdot ^\circ C] \quad (13)$$

図 11 に結果を示す。図中には 12 箇所の蓄熱槽表面温度^{注3)}それぞれから得られたデータがプロットされており、近似直線の傾きが熱貫流率 K に相当する。図より蓄熱槽の熱貫流率 K は $0.6W/m^2 \cdot ^\circ C$ と求まった。

図 11 蓄熱槽熱貫流率

5. 数値シミュレーションの検証と本システムの冬期性能

5.1 解析条件

以上でシステムを構成する各機器の性能等に関わるパラメータの同定が完了した。建物モデルには、設計図書や実際の仕様をもとに床や壁面の面積、構成材料の厚さを入力し、その材料の物性値には文献 13) や文献 14) に記載されている一般的な値や文献 15) の窓ガラスのカatalogデータから与えた。また、室内の熱容量の値には文献 16) をもとに実際に配置されている家具分の熱容量を算出して与えた。なお、本数値シミュレーションモデルは、本システムを他の建物へ導入する際の設計にも活用していくことを想定しているため、建物仕様は図面等の情報に基づき設定できることが望ましい。そこで今回は、図面等の情報に基づいた建物モデルを用いることとし、実測に基づく建物モデルの熱容量等の同定までは行わないこととした。

次に数値シミュレーションモデル全体の予測精度を確認するため、表 2 の条件で数値シミュレーションを行った。実測と同条件で数値シミュレーションを行うために、気象データ、給湯流量、室換気量、室内機器消費電力、室内在室人数等については実測値を 1 時間平均したものを入力データとして与えた。なお、実測期間中は天気予報制御が正しく働いておらず、2 章で記述した制御方法で運転されなかった。そのため、実際には深夜 3 時の時点で高温蓄熱槽最下部の水温が $45^\circ C$ 未満だった場合に補助熱源が運転を開始して同位置の水温が $50^\circ C$ になるまで焚上げていた。数値シミュレーションも実測時と同様の条件とするために、深夜焚上げ制御による補助熱源の運転は 2 章に記述した天気予報制御方法ではなく、「深夜 3 時の時点で高温蓄熱槽最下部の水温が $45^\circ C$ 未満だった場合に補助熱源が運転を開始して同位置の水温が $50^\circ C$ になるまで焚上げる」とした。

5.2 実測値と解析値の比較

5.2.1 運転挙動の比較

図 12 及び図 13 に対象期間における気象条件、室内温度、太陽集熱器流入・流出水、太陽集熱器と補助熱源による生産熱量、床暖房による消費熱量の経時変化の実測値と解析値の比較の一例を示す。なお、図中の実測値は記録間隔 1 分の実測値を 1 時間平均したものをを用いている。この期間の気象条件は、図 12 に示すように 1 月 1 日の午後に曇りとなっている他はよく晴れており、日射量は正午に水平面で $0.5kW/m^2$ 程度、傾斜面(傾斜角 40°) で $1kW/m^2$ 程度であった。外気温は 1 月 1 日と 1 月 2 日の朝方に氷点下まで低下するが、日中にはいずれの日も $10^\circ C$ 前後まで上昇した。このような気象条件の下での実測値と解析値を比較すると、図 12 の室温は両者ともに

表 2 計算条件

計算対象期間		2008/12/20～2009/1/15
計算間隔		1時間
気象データ		実測値
集熱器	集熱面積	30m ²
	傾斜角	40°
	方位角	7°（真南＝0°）
	集熱温度	48°C or 70°C
	集熱効率	$\eta = 0.55 - 4.52 X_s$
蓄熱槽	容量	2000L
	熱貫流率	0.6W/m ² °C
補助熱源	焚上げ水温	80°C
床暖房	パネル面積	45m ²
	床表面温度	29°C
	流出水温	33°C
	運転時間	8:00～24:00
給湯	給湯流量	実測値
対象建物	構造	RC造3階建て/最上階室
	床面積	77.6m ²
	天井高さ	2.3m
	窓	11.7m ² (真空断熱ガラス)
	換気量	実測値
	在室者人数	実測値
	室内機器発熱	実測値(消費電力)

図 12 外気象条件と室温および床表面温度の経時変化

図 13 集熱器流入出水温、生産・消費熱量の経時変化

外気温が最低となる朝方に 15℃程度まで降下し、床暖房が運転される 8～24 時には床表面が 25～29℃となり、室温が 18～22℃程度まで上昇している。また図 13 より、両者ともに早朝に補助熱源による温水の焚上げ運転が発生し、その後の日射量の増加に伴い集熱運転が開始されている。晴天にもかかわらず補助熱源が稼動した理由は、深夜 12 時まで床暖房を稼動していたためである^{注2)}。床暖房の消費熱量や集熱器の流入・流出水温についても両者は同様な経時変化を示している。なお、集熱器からの流出水温が制御目標値の 48℃(表 2 参照)より上昇している時があるが、これは集熱器への流入水温の上昇に伴い集熱流量が増加して上限流量(7.0L/min)に達し、以後は流量がこの上限流量に固定されるためである。数値シミュレーションはこうした状況もうまく再現している。

5.2.2 生産・消費熱量積算値の比較

図 14 に対象期間内における各機器の生産・消費熱量積算値(27 日分)を示す。まず、実測における全生産熱量(集熱量+補助熱源生産熱量)と全消費熱量(床暖房消費熱量+給湯消費熱量+配管熱損失+蓄熱槽熱損失)とを比較すると、両者の積算値がよく一致している(約 5%の差異)ことから精度よく実測が行われたと判定できる。次に、実測と数値シミュレーションの各機器の熱量積算値を比較すると、いずれの積算値もかなりよく一致している。よって、数値シミュレーションにて実現象を十分再現できると言える。

5.2.3 集熱効率・太陽依存率の比較

図 15 に対象期間内における実測および数値シミュレーションの積算値(27 日分)から算出した期間平均集熱効率^{注5)}と太陽依存率^{注6)}を示す。実測、数値シミュレーションともに集熱効率が約 33%、太陽依存率が約 69%となった。

5.2.4 システム COP の比較

図 16 に対象期間内における実測および数値シミュレーションの積算値(27 日分)を用いて式(14)から算出した電力基準のシステム COP (COP_{Sys})を示す。ここで、式(14)の分子は床暖房消費熱量と給湯熱量の合計である負荷側で利用された熱量(全負荷熱量 q_{Sys})、分母はシステム全体で消費した電力量(全消費電力量 E_{Sys})^{注7)}である。

$$COP_{Sys} = \frac{q_{Sys}}{E_{Sys}} \quad [-] \quad (14)$$

実測のシステム COP は 4.5 であった。数値シミュレーションにおけるシステム COP も 4.4 となり実測値とほぼ一致した。よって、数値シミュレーションでは熱量、消費電力の両方を精度よく再現できていると言える。この COP は、本システムに用いた自然冷媒 HP 温水器の電力基準の定格 COP が 3.0 であることと、電力基準の定格 COP が 4.0～4.4 である 3 機種の HP 式温水床暖房の実使用条件下における電力基準の COP が 2.3～3.7 程度である既往の調査報告¹⁷⁾とを踏まえ、さらに床暖房を 1 日 16 時間連続^{注2)}して運転し補助熱源が毎日のように(27 日中 24 日)稼動していたことを踏まえると、高い値と考えられる。なお数値シミュレーションによれば、表 2 の条件の内、床暖房の運転時間を 1 日 10 時間(8～18 時)とするとシステム COP は 7.1 まで上昇するという結果が得られている。

図 14 生産・消費熱量積算値(27 日分)

図 15 集熱効率と太陽依存率

図 16 システム COP

6. おわりに

本報では、通年利用可能な太陽熱利用システムの実大実験施設について冬期を対象とした実測を行い、実気象、実使用条件下における機器特性や性能を明らかにするとともに、数値シミュレーションモデルに必要な係数について同定を行った。その結果、実気象・実使用条件下における各機器の特性は仕様書による特性とは多少異なる傾向を示し、補助熱源である自然冷媒 HP 温水器の流量特性については、仕様書のように外気温温度だけを用いるのではなく HP 温水器への流入水温を考慮することにより精度良く特性を再現できることを示した。

また、実測と同条件で冬期における本システムの数値シミュレーションを行い、構築した数値シミュレーションモデルの妥当性を確認した。その結果、室内の温度や本システムを構成する機器の運転特性、熱量積算値などの実測値を十分な精度で予測できることを確認した。また、床暖房を 1 日 16 時間連続^{注2)}して運転するという条件でも、必要エネルギーの約 7 割を太陽熱で賄え、システム COP が 4.5 程度であるとの実測結果を正確に予測できると判定された。

今後は夏期を対象に実測と数値シミュレーションを行い、夏期における数値シミュレーションモデルの予測精度について検証を行った後、数値シミュレーションを利用してより省エネルギー性能の高いシステムの構成と制御方法を検討していく予定である。

謝辞

本研究は、NEDO 技術開発機構「太陽エネルギー新利用システム技術研究開発事業(H17～19 年度)」として実施したもので関係各位に記して謝意を表します。また、次のメンバーも共同研究者として参画したことを付記する。(所属は H19 年度時)東北大学[高木理恵(助教)、Napoleon Enteria(大学院博士課程)、米倉洋(産学連携研究

員)、前田建設工業[河原博之、久保俊輔]、足利工業大学[三田村輝章(講師)]、アースクリーン東北[今野賢一、馬場精造、菅野勝彦]

注

- 注1) 一般的な集熱・蓄熱システムでは「集熱器に水を送り温水を開放型蓄熱槽に蓄熱する方式」や、「集熱器と蓄熱槽内の熱交換器で不凍液を循環させ蓄熱槽内の水を昇温する方式」を取るもの多く見られる。しかし、前者は開放回路のためポンプの揚程エネルギーが密閉回路より大きく、冬期の集熱器凍結防止排水のための配管勾配が必要などの欠点がある。また前者も後者も、温度成層型蓄熱槽最下部すなわち最低温部の水を送る本方式と比べると、集熱器へ送られる水または不凍液の温度が相対的に高くなるため、集熱器からの熱損失が多くなり集熱効率が劣る。また後者は不凍液交換等のメンテナンスも必要となる。さらに温度成層式の提案方式は、蓄熱槽上部に 70℃程度の高温水をそのまま蓄熱できるのに対し、一般的な方式では本方式と比べると槽内の対流が大きく集熱器からの 70℃程度の温物が蓄熱槽内で攪拌され負荷側のデシカント空調に 70℃程度の高温水を送水できるようになるまでの時間が長く、午前中からデシカント空調を運転することができないという問題が考えられる。
- 注2) 実測期間が卒業論文作成期間を含んでおり、深夜まで空調対象室(研究室)を利用する学生がいることから、床暖房運転時間を 8～24 時とした。
- 注3) 付図 1 に蓄熱槽表面温度(ステンレスタンクの表面温度)の測定点を示す。図のように蓄熱槽表面温度は高温蓄熱槽 6 点、低温蓄熱槽 6 点の計 12 点計測している。

付図 1 蓄熱槽表面温度測定点

- 注4) 付図 2 に仕様書に記載されている補助熱源(HP 温水器)の性能特性曲線を示す。

付図 2 補助熱源の性能特性(仕様書)

- 注5) 期間平均集熱効率[%] = 積算集熱量[GJ] / 積算集熱時集熱面日射量[GJ] × 100
- 注6) 太陽熱依存率[%] = 太陽供給熱量[GJ] / 全負荷熱量[GJ] × 100。
 全負荷熱量[GJ] = (床暖房消費熱量 + 給湯熱量)
 太陽供給熱量[GJ]
 = 太陽集熱量[GJ] - (配管熱損失[GJ] + 蓄熱槽熱損失[GJ])

なお、本来、上記の配管や蓄熱槽からの熱損失を算出する際には、太陽集熱温水の熱損失のみを考慮すべきであるが、実測時には補助熱源による温水が含まれており、太陽集熱による温水(集熱時の全平均水温 54℃)と補助熱源(80℃)による温水を正確には分離できない。そこで、今回は「水温差の重み付けをした全生産熱量に対する太陽集熱量の割合(熱生産比)」を全配管熱損失と全蓄熱槽熱損失に掛けることにより太陽集熱分からの熱損失を算出した。すなわち、

$$\begin{aligned} & \text{太陽集熱分からの配管・蓄熱槽熱損失} \\ & = (\text{全配管熱損失[GJ]} + \text{全蓄熱槽熱損失[GJ]}) \times \text{熱生産比[-]} \end{aligned}$$

ここで、

$$\begin{aligned} \text{熱生産比} &= (\text{太陽集熱量} \times 54^\circ\text{C}) \\ & \quad / (\text{太陽集熱量} \times 54^\circ\text{C} + \text{補助熱源生産熱量} \times 80^\circ\text{C}) \end{aligned}$$

- 注7) 全消費電力 = (集熱送水ポンプ + 床暖房送水ポンプ + 補助熱源消費電力) とした。また、各送水ポンプの消費電力は実測結果に基づき、送水流量に係数(集熱: 6.8[W・min/L]、床暖房: 14.2[W・min/L])を掛けて算出した値を用いた。

主な記号

A	: 面積 [m ²]
a	: 熱伝達率 [W/ m ² ℃]
α	: 集熱効率の近似式の切片 [-]
b	: 集熱効率の近似式の傾き [W/ m ² ℃]
C	: 比熱 [J/kg℃]
COP	: 成績係数(Coefficient of performance) [-]
θ	: 温度 [℃]
ρ	: 密度 [kg/m ³]
E	: 消費電力 [W]
η	: 集熱効率[-]
I	: 集熱面日射量 [W/m ²]
K	: 熱貫流率 [W/m ²]
m	: 質量流量 [kg/s]
q	: 熱量 [W]
t	: 時間 [s]
V	: 蓄熱槽容量 [m ³]

添字

Env	: 外気
FH	: 床暖房
HP	: HP 温水器
$Room$	: 室内
rw	: 流出
S	: 太陽集熱器
$Surf$	: 床表面
sw	: 流入
sys	: システム全体
$Tank$	: 蓄熱槽
w	: 水

参考文献

- 1) 地球温暖化対策推進大綱、地球温暖化対策推進本部、2002
- 2) 自然エネルギー白書 2010、JREPP、2010
- 3) 地球温暖化に係る中長期ロードマップ、環境省、2010.12.28
- 4) 新太陽エネルギー利用ハンドブック、太陽エネルギー学会、2001
- 5) エネルギー白書 2010、経済産業省、2010
- 6) 吉野博、持田灯、義江龍一郎、佐竹晃、桃井良尚、三田村輝章、高木理恵、米倉洋、Enteria Napoleon 他: 通年利用型ソーラー給湯・空調換気システムの研究開発 その 1～10、日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2、pp.621-630、2007.8、pp.460-466、2008.8、pp.477-478、2009.8
- 7) 吉永美香、奥宮正哉: ソーラーシステムの設計におけるコンピュータシミュレーションの有効利用に関する研究—TRNSYS のための非定常平板集熱器モデルの開発—、日本建築学会計画系論文集第 532 号、pp.28-43、2000.6
- 8) 李小平、奥宮正哉: 太陽熱利用床暖房システムに関する研究、日本建築

学会計画系論文集 第 539 号、pp.29-36、2001.6

- 9) 横山良平、清水猛、竹村和久、伊藤弘一：CO₂ ヒートポンプ給湯システムの数値シミュレーションによる性能分析（第 1 報、ヒートポンプのモデル化と分析）、日本機械学会論文集（B 編）71 巻 707 号、2005.7
- 10) 山口誠一、斎藤潔、河合素直：CO₂ ヒートポンプの性能試験と特性解析、日本機械学会第 17 回環境工学総合シンポジウム 2007 講演論文集、2007.7
- 11) 濱田靖弘、村川三郎、永寅健太郎、北山広樹、鍋島美奈子、高田宏：CO₂ 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、pp.47-59、2009.2
- 12) TRNSYS...Transient Simulation Program、Users manuals、Solar Energy Laboratory、University of Wisconsin, Madison
- 13) 国立天文台：理科年表 平成 21 年 机上版、丸善、2008
- 14) 日本建築学会：建築学便覧 I、丸善、1960
- 15) 日本板硝子：ガラス建材 総合カタログ ガラス技術資料編、日本板硝子株式会社、2002
- 16) 石野久彌、郡公子：事務所建物における家具類の熱的影響に関する実測・研究、日本建築学会計画系論文報告集第 372 号、pp.59-66、1987.2
- 17) 北原和人、小林和幸、梶井浩史、三森麻理子：ヒートポンプ式温水床暖房の性能評価およびエアコンとの併用による省エネ・快適性の実フィールド評価 その 1 床暖房単独運転での性能評価、日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2、pp.983-984、2010.9

(2011 年 7 月 8 日原稿受理、2011 年 12 月 26 日採用決定)