季節間水蓄熱を用いた年間サイクルエネルギーシステムのエネルギー性能

自然エネルギー利用を含む住宅の年間サイクルエネルギーシステムに関する研究 —その1—

ENERGY PERFORMANCE OF ANNUAL CYCLE ENERGY SYSTEM
WITH SEASONAL WATER THERMAL STORAGE

Study on annual cycle energy system with natural energy utilization for residence —Part 1—

田中英紀*, 奥宮正哉**

Hideki TANAKA and Masaya OKUMIYA

In this study, the viability of annual cycle energy system -ACES- with seasonal thermal storage was examined using system simulation. The annual cycle energy utilization is basically achieved by sifting hot and cold exhaust heat by cooling and heating to winter and summer respectively. And the difference of both quantity is made up by the solar energy. In this paper, the storage medium is water and the system is applied to a typical residence in Japan. The energy performance of the system was compared with the conventional residential HVAC and D.H.W. system and the solar D.H.W. system. From a results, the ACES decrease about 66% of energy consumption against the conventional system and about 17% against the solar D.H.W. system.

Keywords: Annual cycle energy system, Seasonal storage, Solar energy utilization, Exhaust heat recovery

年間サイクルエネルギーシステム, 季節間蓄熱, 太陽エネルギー利用, 排熱回収

1. はじめに

地球環境問題がますます深刻化している今日においては、地球環境保全および資源・エネルギーの確保が緊急かつ重要な課題である。省エネルギーはこの問題に対する最善の解決策といえるが、過去20年余りの間に我国の民生用エネルギー需要が生活環境の向上に伴って大幅に増加してきたことを踏まえるならば、民生部門の省エネルギーをより一層推進することが重要かつ効果的であろう。

現在、民生用エネルギー消費においては、家庭・業務部門ともにその約60%のシェアを冷暖房・給湯が占めている。また、他方で再生可能なエネルギー、未利用の各種排熱エネルギー等を活用したシステムの省エネルギーが、この分野で有望視されていることを考えるならば、太陽エネルギーなどの自然エネルギーを利用しつつ、建築物の冷温排熱を効率的に活用するシステムを構築することは、この分野のエネルギー利用の高効率化を図る一方策となり得ると思われる。そして、上述のようなシステムにおいては、エネルギーを年間サイクルで活用することが有効であり、このための長期蓄熱システムの開発が不可欠となる。

季節間蓄熱に関する研究・開発は、これまで欧米において盛んに行われてきた。それらは岩洞、支持杭、土壌、帯水層などを利用した中～大規模なものが主体であり、その代表例としては、太陽熱利

用季節蓄熱中央暖房(CSHPS)などが挙げられる¹⁻⁷⁾。しかし、これらの利用目的は暖房・給湯が中心であって、冷房を含めた年間サイクルでのエネルギー利用を考慮したものは少ない。

年間サイクルを考慮したAnnual Cycle Energy System (ACES)の概念は、1975年にH.C.Fischerによって提唱された⁸⁾。また、1982年にはV.D.Baxterらにより氷蓄熱を用いた実験システムの計測結果⁹⁾が報告されたが、それは特定された実験建物のエネルギー性能と経済性を把握したのみであり、以後、ACESに関する最適設計・最適制御を確立するまでには至っていない。

そこで本研究では、季節間蓄熱を用いて冷暖房排熱および太陽熱を年間サイクルで活用する住宅の冷暖房・給湯システム(年間サイクルエネルギーシステム -ACES-)を考案し、この適用可能性ならびに最適設計・最適制御の検討を行うものとした。

本研究では、まず住宅を対象とした年間サイクルエネルギーシステムのプロトタイプを考案し、この設計ならびにエネルギー性能解析のためのシステムシミュレーションプログラムを作成した。そして本報は、提案システムの構成、運転・制御方法とそのシミュレーションモデルを概説するとともに、東京に建つ標準的な住宅¹⁰⁾を対象とした場合の、提案システムと従来型の冷暖房・給湯システムのエネルギー性能を比較・検討するものである。

* 名古屋大学工学部建築学科 大学院生・工修

Graduate Student, Dept. of Architecture, School of Engineering, Nagoya University, M. Eng.

** 名古屋大学理工科学総合研究センター 助教授・工博

Assoc. Prof., Center for Integrated Research in Science and Engineering Division of Global Environment Science, Nagoya University, Dr. Eng.

図1 年間サイクルエネルギーシステムの概念

2. 年間サイクルエネルギーシステムの概要

2.1 システムの概念

図1に年間サイクルエネルギーシステムの概念を示す。システムは冷房時の温排熱、暖房時の冷排熱を季節間蓄熱槽に回収し、これを温冷熱需要の現れる期間までそれぞれシフトして活用することを基本概念としている。このようなシステムを年間サイクルで運用するためには、季節間蓄熱槽に年間を通じて出入りする温冷熱が量的にバランスする必要があるが、それは極めて限られた地域の、限られた年にしかなし得ないため、本研究ではこの量的なギャップを自然エネルギー(太陽集熱、夜間放射など)を用いて補うものとした。

また、提案システムは、上記の目的に対して設置する太陽集熱器を利用して、太陽熱給湯も同時に行なうものである。

2.2 システム構成

上述の概念を実現するために、図2に示すシステムを考案した。本システムでは、空調方式としてセントラル単一ダクト変風量方式を用いている。熱源は、ヒートポンプ(冷凍機)および建物の屋根面に設置される平板型太陽集熱器であり、建物直下の土中には、深さ5mの円筒型の季節間蓄熱槽(鉄筋コンクリート躯体、上面200mm、側下面100mm断熱)を備えている。さらに、システムは太陽熱給湯のための貯湯槽および給湯用補助ガスボイラを備えており、この貯湯槽には、太陽熱給湯システム向けに市販されている密閉間接加熱方式のコイル内蔵型槽を採用するものとした。

2.3 システムの運転概要

システムの運転は、年間を以下の2つのモードに分けて行った。

① 冬期(暖房期)・中間期

この期間の集熱は、まず貯湯槽へ送られる。集熱可能であるが貯湯槽からの要求はなく、かつ暖房負荷がある場合は、集熱器より空調機内の加熱コイルへ直接送水して、集熱のみによる暖房もしくは空調機内の凝縮器入口空気予熱(図3, mode-A: 集熱による直接暖房・予熱運転と呼ぶ)を行う。また、集熱のみで負荷を処理できない時は、ヒートポンプ、給湯用補助ボイラによりバックアップする。

暖房負荷があり、集熱による直接暖房・予熱運転が停止して、

図2 システムダイアグラム

図3 暖房時の加熱コイルへの送水モード

かつ蓄熱槽最上部の水温が25℃以上の場合には、季節間蓄熱槽から空調機内の加熱コイルに直接送水して暖房する。これのみで負荷を処理しきれない場合は、加熱コイルから更に蒸発器に送水してヒートポンプ運転を行ない、熱原水をカスケード利用する(図3, mode-B)。そして、蓄熱槽最上部の水温が25℃未満の場合には、図3, mode-Cのように季節間蓄熱槽から蒸発器へ送水される。また、ヒートポンプ運転をする際は、季節間蓄熱槽と外気のうち、ヒートポンプCOPの高くなる方を熱源(ヒートソース)として採用するものとした。

これら暖房・給湯の需要を賄ってもさらに集熱が余る場合、もしくは集熱可能で暖房・給湯需要がない場合(余剰集熱と呼ぶ)は、基本的にはこれを季節間蓄熱槽に蓄える。しかし、春期においては、夏期に向けての蓄熱槽水温(ヒートシンク温度)の上昇を招くため、余剰集熱運転は停止するものとした。

② 夏期(冷房期)

この期間の集熱は貯湯槽に送られ、余剰集熱が生じる場合は、これを季節間蓄熱槽に蓄える。冷房負荷はヒートポンプ(冷凍機)運転により処理されるが、この際の熱源(ヒートシンク)も冬期と同様に、季節間蓄熱槽と外気のうち、COPの高くなる方を採用する。また、給湯は必要に応じて補助ボイラによってバックアップされる。尚、冷房時には蓄熱槽から空調機内コイルへの直接送水は行わない。

3. シミュレーションモデル

3.1 季節間蓄熱槽モデル

蓄熱槽は温度成層型水蓄熱槽を想定し、深さ方向10層に仮想分割して槽内の温度分布を計算した。この計算においては、蓄熱槽の仮想分割各層は完全混合とし、層間の熱伝導は無視している。

また、周囲土壌温度を前進差分法による土中温度分布解析により求めた。計算は、蓄熱槽の周囲土壌を均質かつ等方性を持つものとし、含水率一定(含水率10%、温度伝導率 $0.0011\text{m}^2/\text{h}$)と仮定して蓄熱槽より4mの領域を対象に行った。

境界条件は、水平方向は断熱条件、深さ方向は一定温度(年平均外気温 15.6°C)であり、地表面温度は土壌温度と日射吸収および対流熱伝達を考慮して求めた(図1参照)。

3.2 貯湯槽モデル

貯湯槽は、縦方向5層に仮想分割して槽内の温度分布を計算した。仮想分割各層は完全混合とし、層間の熱伝導は無視している。給湯温度は 60°C であり、槽の最上部の水温が 60°C 以上の場合には、貯湯槽からの出湯量(使用量)を補正した。

貯湯槽は、最下部にフィンチューブ式熱交換器を備えており、最下部より給水するものとする。この場合の交換熱量 Q_{EX} およびコイル出口温度 T_{EXo} は、以下の2式を連立して求めた。また、この計算においては熱配管および槽からの熱損失を考慮していない。

$$Q_{EX} = C_p \cdot \rho \cdot F \cdot (T_{EXi} - T_{EXo}) \quad (3.1)$$

$$Q_{EX} = U \cdot A_{EX} \cdot \Delta T_m \quad (3.2)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (3.3)$$

$$T_1 = T_d - T_{EXi}, \quad T_2 = T_d - T_{EXo} \quad (3.4)$$

$$U = \frac{\lambda}{d} \cdot Nu \quad (3.5)$$

3.4 空調機内加熱コイルの熱交換モデル

集熱または季節間蓄熱槽水による直接暖房・予熱運転においては、暖房時の還り空気温度を 20°C とし、(3.6)～(3.8)式を連立して、交換熱量 Q_{EX} 、コイル出口空気温度 T_{ao} 、コイル出口水温 T_{EXo} を求めた。また、 K_f はコイル正面風速による特性曲線により与え、 ΔT_m は(3.3)式の T_1 、 T_2 を(3.9)式のように定義して求めた。

$$Q_{EX} = C_p \cdot \rho \cdot F \cdot (T_{EXi} - T_{EXo}) \quad (3.6)$$

$$Q_{EX} = 0.29 \cdot V \cdot (T_{ao} - T_{ai}) \quad (3.7)$$

$$Q_{EX} = K_f \cdot Row \cdot A_f \cdot \Delta T_m \quad (3.8)$$

$$T_1 = T_{EXo} - T_{ai}, \quad T_2 = T_{EXi} - T_{ao} \quad (3.9)$$

3.5 集熱モデル

貯湯槽に対する集熱制御は、集熱器出口水温と貯湯槽最下部水温による差温制御であり、温度差 3°C 以下で停止、 5°C 以上で起動する。季節間蓄熱槽に余剰集熱を投入する際は、蓄熱槽の下部取出し・上部入力とし、集熱器出口水温が槽最上部の水温以上ならば投入する。

また、貯湯槽への集熱運転、集熱による直接暖房・予熱運転の際は、集熱器出口水温を 50°C に設定した変流量制御を用い、季節間蓄熱槽への余剰集熱運転の際は、定流量制御(5 l/min)を用いた。集熱

図4 システムシミュレーションフロー

量 Q_u は、Hottel-Whillierの式¹¹⁾に基づき、次式によって表現できる。

$$Q_u = F_R \cdot A_c \cdot \left\{ I_T \cdot (\tau \alpha) - U_L \cdot (T_{ci} - T_a) \right\} \quad (3.10)$$

3.6 ヒートポンプ・給湯ボイラー

ヒートポンプの機器特性は、メーカーカタログより作成した特性式により与え、ヒートポンプCOPもこの特性式を用いて算出した。また、給湯用補助ボイラの効率 η は0.85一定であり、使用燃料は、13A(総発熱量 $11,000\text{kcal/Nm}^3$)と仮定した。

3.7 ファン・ポンプ

集熱ポンプ・二次ポンプはモードにより変流量制御、送風ファンは変風量制御されるが、この場合は回転数制御されるものとした。また、季節間蓄熱槽を熱源としたヒートポンプ運転では、暖房期は上部取出し・下部入力、冷房期は下部取り出し・上部入力とし、ヒートポンプの出入口温度差を 10°C として二次ポンプの流量を制御した。空調機内の送風ファンは、暖房時の吹出温度差を 15°C 、冷房時の吹出温度差を 10°C として風量を与えた。

4. シミュレーションの概要

シミュレーションは、図4に示す繰り返し計算によって行った。手順においては、先ず設計冷暖房・給湯負荷が読み込まれ、次にシステム内各要素の初期装置容量が与えられる。そして季節間蓄熱槽の年間水温変化が計算され、その最終水温(計10層の平均水温) T_{end} が収束条件 T_{conv} 内であり、且つその水温変化が蓄熱槽の設計利用温度(利用温度差、最高・最低水温)を満たしていれば、システム性能(各種システムCOPなど、5章に記述)を求めたのち計算を終了する。

表1 建物熱負荷

単位: 負荷 GJ/期間, 日射量 GJ/m²-期間

	春期	夏期 (冷房期)	秋期	冬期 (暖房期)	年間
期間 (月/日)	4/21~6/16	6/17~9/22	9/23~11/4	11/3~4/20	—
冷暖房負荷	0	7.5	0	14.4	21.9
給湯負荷	2.6	4.0	1.8	9.4	17.8
日射量	0.8	1.4	0.4	2.0	4.7

表2 システムパラメーター

季節間蓄熱槽	
1. 蓄熱媒体	水
2. 蓄熱槽利用温度差	35℃
3. 蓄熱槽利用温度の上下限	10~45℃
4. 熱損失係数 (UA) _T 蓄熱槽上面	0.17 W/m ² -℃
蓄熱槽側下面	0.30 W/m ² -℃
5. 水の比重 ρ	1000 Kg/m ³
6. 水の定圧比熱 C_p	4.19 KJ/Kg-℃
加熱コイル	
1. コイル正面面積 A_f	0.062 m ²
2. コイル列数 Row	9 列
太陽集熱器	
1. 集熱媒体	水
2. 集熱器傾斜角と方位角	30°, 0°
4. 集熱器熱除去因子 F_R	0.85
5. 熱損失係数 U_L	2.58 W/m ² -℃
6. 透過体透過率と集熱板吸収率の積 ($\tau \alpha$)	0.79

また、もしこれが収束条件を満たさない場合は、以下のように装置容量を変更し、再度年間水温変化の計算を行う。

i) $T_{end} > T_{set} + \frac{T_{conv}}{2}$ の場合、 Q_{over}/Q_{ycol} 分だけ集熱面積を減少させる。

ii) $T_{end} < T_{set} - \frac{T_{conv}}{2}$ の場合、 Q_{want}/Q_{ycol} 分だけ集熱面積を増加させる。

iii) T_{end} が T_{conv} 内であるが、蓄熱槽の設計利用温度差を満たさない場合、

$$\frac{V_s \cdot (T_{max} - T_{min})}{\Delta \theta} \text{ より蓄熱槽容量を再設定する。}$$

シミュレーションのタイムステップは1時間、建物の冷暖房負荷は、住宅用熱負荷計算プログラムSMASHを用いて計算した。尚、空調対象室は4室(L.D.K., 主寝室, 子供室2室の計4室)、暖房時の設定室温は20℃、冷房時の設定室温は26℃である。

5. システムの評価指標

5.1 システムの全体性能

システム全体のエネルギー性能は、次式に定義するシステムCOP (COP_{sys})を用いて評価した。

$$COP_{sys} = \frac{Q_{HL} + Q_{CL} + Q_{DHW}}{Q_{cons}} \quad (5.1)$$

5.2 空調系統の性能

空調系統のエネルギー性能は、次式に定義する空調系統システムCOP (COP_{pac})を用いて評価した。

$$COP_{pac} = \frac{Q_{HL} + Q_{CL}}{Q_{cons, HP} + Q_{cons, FAN} + Q_{cons, SP}} \quad (5.2)$$

5.3 給湯系統の性能

給湯系統の性能は、次式に定義する年間給湯系統太陽熱依存率

表3 機器リスト

○ ルームエアコンの標準仕様

壁掛形, 単相200V, 使用台数: 5台
暖房能力 (2.1~6.7kW), 消費電力 (0.7~2.7kW)
冷房能力 (2.2~4.5kW), 消費電力 (0.8~2.1kW)
室内機ファン出力 26W, 室外機ファン出力 23W

○ ガス給湯器の仕様

給湯能力 2,000kcal/h, 効率 0.85, 使用燃料 13A

○ 年間サイクルエネルギーシステムの各要素の仕様

- ・太陽集熱器 : 13m², 平板型集熱器
- ・季節間蓄熱槽: 58m³, 直径3.8m, 深さ5mのシリンダータンク
- ・貯湯槽 : 340l, フィンチューブ熱交換器内蔵
- ・補助ボイラ : 能力 1,800kcal/h, 効率 0.85, 13A使用
- ・集熱ポンプ : 定格流量 5 l/min, 消費電力 95W
- ・二次ポンプ : 定格流量 30 l/min, 消費電力 190W
- ・送風ファン : 定格風量 2,000 CMH, 消費電力 370W
- ・水-空気熱源ヒートポンプ :
三相200V, 圧縮機出力 2kW, 室外機ファン出力53W
水熱源暖房能力 10.5kW, 水熱源暖房時消費電力 2.8kW
空気熱源暖房能力 9.0kW, 空気熱源暖房時消費電力 2.6kW
水熱源冷房能力 9.0kW, 水熱源冷房時消費電力 2.9kW
空気熱源冷房能力 7.8kW, 空気熱源冷房時消費電力 2.8kW

注) 冷暖房能力は、暖房時: 設定室温20℃, 外気温7℃, 熱源水温16℃、
冷房時: 設定室温27℃, 外気温35℃, 熱源水温30℃の条件下のもの

(SOL_{DHW})を用いて評価した。

$$SOL_{DHW} = \frac{COL_{DHW}}{Q_{DHW}} \quad (5.3)$$

6. シミュレーションの条件

6.1 対象建物・対象システム

システムシミュレーションは、東京に建ち4人家族の住む木造の標準的な住宅¹⁰⁾(延べ床面積, 約130m²)を対象に行った。

検討対象システムには、① 各室ルームエアコン冷暖房/ガス給湯による従来型システム(SYS1), ② 年間サイクルエネルギーシステム(SYS2), ③ 各室ルームエアコン冷暖房/太陽熱給湯を用いる太陽熱給湯システム(SYS3)の3システムを設定し、比較・検討した。

シミュレーションに用いた建物負荷・期間水平面日射量を表1に、システムパラメーターを表2に示した。

6.2 比較対象システムのモデル

表3に検討対象システムの機器リストを示した。SYS1, SYS3のルームエアコンは、メーカーカタログから作成した外気温による能力特性式をもとに最大能力を算定し、インバータ制御による部分負荷率を考慮してエネルギー消費量を求めた。

また、居室L.D.K.では、その最大負荷に対応した仕様を持つルームエアコンがなかったため、表3のルームエアコンを2台使用し、台数制御を用いてエネルギー消費量を算出した。

太陽給湯システムにおいては、年間サイクルエネルギーシステムと条件を揃えるため、システム内各要素の装置容量(集熱器, 貯湯槽, 集熱ポンプ, 補助ボイラ)およびその制御方法は、全て年間サイクルエネルギーシステムと同じものを用いるものとした。

表4 計算結果

単位:面積(m²),容量(m³)

	従来型 SYS1	年間サイクル SYS2	太陽熱給湯 SYS3
年間SOL _{DWH}	—	0.84	0.84
冬期COP _{Pac}	2.8	4.4	2.8
夏期COP _{Pac}	3.0	2.9	3.0
年間COP _{Pac}	2.8	3.8	2.8
冬期COP _{sys}	1.5	4.4	3.2
夏期COP _{sys}	1.6	3.4	3.5
年間COP _{sys}	1.4	4.1	3.4

注) 冬期は暖房期間のみを夏期は冷房期間のみを示す

図5 用途別年間エネルギー消費量とCOPsys, COPac

図6 季節間蓄熱槽の年間水温変化と外気温

7. シミュレーション結果と考察

7.1 システムの比較

検討した各ケースにおける期間ごとのCOP_{sys}, COP_{Pac}および年間SOL_{DWH}を表4に、用途別年間エネルギー消費量を図5に示す。また、図6には季節間蓄熱槽の仮想分割各層の年間水温変化と外気温を、図7には季節間蓄熱槽に関する年間熱収支を示した。

表4より、SYS2(年間サイクルエネルギーシステム)の年間COP_{Pac}は、各室ルームエアコン冷暖房を用いるSYS1(従来型システム)、SYS3(太陽熱給湯システム)に比べて向上している。

期間別には、SYS2の冬期COP_{Pac}がSYS1,3よりも大幅に向上する。暖房期における蓄熱槽最上部の平均水温は31.6℃、暖房負荷出現時の平均外気温は8.5℃であり、SYS2ではルームエアコンを用いた時よりもヒートポンプCOPは向上する。さらに、季節間蓄熱槽の最上部の水温は、暖房開始日から91日間(暖房期間の54%)25℃以上であり、この期間内は季節間蓄熱槽から空調機内の加熱コイルへ送水してヒートポンプを介さずに暖房負荷を処理するため、ヒートポンプ加熱負荷を低減する(図6,7参照)。主に、以上の2つの要因により、

図7 季節間蓄熱槽の年間熱収支

図8 冷暖房負荷を処理した熱源種別とその利用割合

図9 蓄熱槽水温と集熱器・ヒートポンプからの入力水温

ヒートポンプ動力は大幅に低減されて、冬期COP_{Pac}は向上する。また、SYS2における夏期COP_{Pac}は、若干ながらSYS1,3よりも低下している。冷房期の季節間蓄熱槽の最下部平均水温は26.6℃、冷房負荷出現時の平均外気温は26.8℃とほぼ同温度であるが、SYS2では2.2で述べたヒートポンプCOPによる最適熱源選択を行なうため、SYS2のヒートポンプ(冷凍機)のCOPはルームエアコンを用いた時より向上し、暖房期ほどではないがSYS2のヒートポンプ動力は低減する。しかし、表3の機器リストから分かるように、SYS2の二次ポンプ・送風ファン動力は、ルームエアコンの室内外ファン動力(5台分)よりも大きく、SYS2における二次側搬送用動力が増加して、SYS2の夏期COP_{Pac}は低下する。二次側搬送用動力の増大は暖房期にも同様に起こるが、ヒートポンプ動力の大幅な低減により冬期COP_{Pac}は向上する。そして、SYS2の年間COP_{Pac}は、期間が長く大幅な性能向上が図られる暖房期の影響を大きく受けて大幅に向上する。

システムCOP(COP_{sys})に関しては、温熱需要に対して太陽エネルギーを投入するSYS2,3(SOL_{DWH}は84%)の成績がSYS1に比べて高く、SYS2とSYS3では、COP_{Pac}の影響を受けて、SYS2の方が高くなる。

また、年間サイクルエネルギーシステムのCOP_{sys}は、これは必要集熱器面積に大きく影響を受けるが、4を越える結果となった。

7.2 年間サイクルエネルギーシステムの挙動

図8に冷暖房負荷を処理した熱源種別とその利用割合を、図9に季節間蓄熱槽水温と集熱器・ヒートポンプからの入力水温を示した。

図8より、システムは、暖房負荷のほぼ全てを季節間蓄熱槽を熱源として処理しており、外気熱源によるヒートポンプ運転もしくは集熱による直接送水によって処理したものは、全暖房負荷の1%にも満たなかった。冷房負荷は、その約36%が季節間蓄熱槽熱源、約64%が外気熱源によるヒートポンプ運転によって処理された。

図9より、季節間蓄熱槽の上下部の水温差は、最も大きいとき(冷房期の後半から秋期にかけて)で約20℃、最も小さいとき(暖房期中頃、冷房期の前半)で約10℃程度であった。ヒートポンプの還水温度は、暖房期における熱源水のカスケード利用の効果により、暖房期の始めには約25℃の大温度差で入力している。余剰集熱運転では、集熱入口温度(蓄熱槽最下部温度)から10~20℃の温度差で入力しており、余剰集熱は暖房期中頃から冷房期の後半にかけて頻繁に現れる。そして図7からは、暖房期中頃から終りにかけて、収集される余剰集熱量が暖房負荷とほぼバランスしているのが分かる。

季節間蓄熱槽の年間平均水温は約27℃(年平均外気温は15.4℃)であったが、季節間蓄熱槽は全面に断熱を施しているために、熱損失は最大時で最大暖房負荷の1/60程度と低く保たれた。

7.3 結論

年間サイクルエネルギーシステムを提案し、そのエネルギー性能を従来型システムおよび太陽熱給湯システムと比較した。検討より、提案システムは、従来型システムに対して約66%、太陽熱給湯システムに対して約17%の年間エネルギー消費量を低減することが分かった。よって、提案システムは、今後、検討を進めるのに十分価値のあるシステムであると評価できる。

8. 今後の課題

今回得られた性能は、季節間蓄熱槽の設計利用温度(利用温度巾や上下限温度)によって大きく影響を受けることが予想され、暖房負荷が冷房負荷よりも大きい地域においては、蓄熱槽の利用温度レベルを高く、小さい地域においては低く設定した方が、ヒートポンプCOPの向上によるシステム性能の向上が期待できる。

しかし、いたずらに利用温度レベルを高くとれば、蓄熱槽からの熱損失が増大して、蓄熱効率の低下や集熱効率の低下によるエネルギー性能の低下を招く。一方、利用温度レベルを低くとる場合、水蓄熱の場合は利用温度の下限を下げるには限度(平均槽内水温5℃程度まで)があるため、利用温度巾を小さくする必要があるが、利用温度巾を小さくすると蓄熱槽容量が増大して蓄熱槽コスト増加による不経済が生ずる。よって、システムを適用する建物の立地条件と利用温度の関係を経済性を含めて評価し、適用される立地条件に対して、受け入れられる蓄熱槽の大きさ、及びその利用温度を検討する必要がある。

今後は、蓄熱槽の利用温度や蓄熱媒体など、年間サイクルエネルギーシステムのシステム性能および装置容量に影響を与えると思われる要因を経済性も含めて整理しつつ、システムの最適設計・最適制御の確立を目指す予定である。

記号

Q_{EX}	: 交換熱量(kJ/h)
F	: 温水流速(l)
T_{EM}, T_{EXO}	: コイル入口水温, 出口水温(℃)
T_d	: 貯湯槽最下部水温(℃)
U	: 熱通過率(kJ/m ² ·h·℃)
A_{EX}	: 貯湯槽コイル表面積(m ²)
λ	: 水の熱伝導率(kJ/m·h·℃)
d	: 管の内径(m)
Nu	: ヌセルト数(-)
T_{ai}, T_{ao}	: 加熱コイル入口空気温度, 出口空気温度(℃)
V	: 風量(m ³ /h)
A_f	: 加熱コイル正面面積(m ²)
Row	: コイル列数(列)
K_f	: 伝熱係数(kJ/m·h·℃·Row)
ΔT_m	: 対数平均温度差(℃)
Q_u	: 集熱量(kJ/h)
F_R	: 集熱器熱除去因子(-)
A_C	: 太陽熱集熱器面積(m ²)
$(\tau \alpha)$	: 透過体の透過率と集熱板の吸収率の積(-)
U_L	: 熱損失係数(kJ/m ² ·h·℃)
T_{ci}	: 集熱器入口水温(℃)
T_a	: 外気温度(℃)
Q_{HL}	: 暖房負荷(GJ/season)
Q_{CL}	: 冷房負荷(GJ/season)
Q_{DHW}	: 給湯負荷(GJ/season)
Q_{cons}	: 全エネルギー消費量(GJ/season)
$Q_{cons,HP}$	: ヒートポンプ電力消費量(GJ/season)
$Q_{cons,SP}$	: 二次ポンプ電力消費量(GJ/season)
$Q_{cons,FAN}$	: 送風ファンの電力消費量(GJ/season)
COL_{DHW}	: 貯湯槽に投入された集熱量(GJ/season)
Q_{over}	: 過剰蓄熱量(GJ)
Q_{want}	: 不足蓄熱量(GJ)
T_{set}	: 季節間蓄熱槽の初期平均水温(℃)
T_{max}	: 季節間蓄熱槽の年間最高平均水温(℃)
T_{min}	: 季節間蓄熱槽の年間最低平均水温(℃)
$\Delta \theta$	: 季節間蓄熱槽の設計利用温度差(℃)
Q_{scol}	: 年間集熱量の内季節間蓄熱槽に投入された熱量(GJ/年)
V_s	: 季節間蓄熱槽容量(m ³)

参考文献

- 1) J.E.Braun *et al.*, Seasonal storage of energy in solar heating. *Solar Energy* 26, 403-411 (1981).
- 2) S.Sillman, Performance and economics of annual storage solar heating systems. *Solar Energy* 27, 513-527 (1981).
- 3) P.D.Lund, Optimization of a community solar heating system with a heat pump and seasonal storage. *Solar Energy* 33, 353-361 (1984).
- 4) P.D.Lund *et al.*, Verification of a CSHPS simulation program with emphasis on system control. *Solar Energy* 39, 513-519 (1987).
- 5) P.D.Lund, Effect of storage thermal behavior in seasonal storage solar heating system. *Solar Energy* 40, 249-258 (1988).
- 6) P.D.Lund, Effect of climate on major CSHPS design parameters. *Solar Energy* 42, 487-494 (1989).
- 7) S.S.Peltola *et al.*, Comparison of analytical and numerical modeling approaches for sizing of seasonal storage solar heating system. *Solar Energy* 48, 267-273 (1992).
- 8) H.C.Fischer, Annual cycle energy system, Intersociety Energy Conversion Engineering Conference 10th, 251-259 (1975).
- 9) V.D.Baxter *et al.*, Annual cycle energy-system performance and national economic comparisons with competitive residential HVAC systems. *ASHRAE*, 1279-1292 (1982).
- 10) 宇田川光弘, 標準問題の提案/住宅標準問題, 日本建築学会環境工学会委員会熱分科会第15回熱シンポジウム(1985)
- 11) H.C.Hottel *et al.*, Performance of flat-plate solar heat collectors. *Trans. ASME* 64, 91(1942).

(1996年10月21日原稿受理, 1997年5月15日採用決定)