井水放射冷却・外気予冷兼用システムの開発と室内熱環境調整 に関する実測調査

DEVELOPMENT OF A LOW-EXERGY COOLING SYSTEM OF THE COMBINATION BETWEEN A RADIATIVE PANEL AND PRE-COOLING OF VENTILATION AIR USING WELL WATER AND THE FIELD TESTING OF ITS INDOOR CLIMATE CONDITIONING

高橋 達*, 辻 康昭**, 伊藤教子***

Itaru TAKAHASHI, Yasuaki TSUJI and Noriko ITOU

In hot and humid area, it is quite important to develop a space cooling system which realize the both of low exergy consumption and thermal comfort. The purpose of this paper is to grasp how the low-exergy cooling system of the combination between a radiative panel and pre-cooling of ventilation air using well water can realize the both of low exergy consumption and thermal comfort. Followings were found by a field testing at the environmentally-conscious model house where the system is installed and a computer simulation. The ratio of the period SET* varies 22~26°C is 73.3% in the case both of radiative cooling and pre-cooling of ventilation air were executed. The electricity use of the developed cooling system working all day is equivalent to 21.6% of that of air conditioning with set point temperature 29°C.

Keywords : *Well Water, Radiative Cooing, Pre-cooling of Outside Air, Passive Cooling*

井水, 放射冷却, 外気予冷, パッシブクーリング

1. 研究の背景と目的

日本のように夏季に蒸暑気候になる地域では、快適性の確保と冷房用化石エネルギー使用量の低減を両立するような冷房技術の開発が重要課題として認識されている。そのため、各種の自然エネルギー利用システムが研究開発されており、その一つとして井水を冷却源として利用する試みが少なからず行なわれている。

井水を冷媒に用いた放射冷房では、放射冷却面での結露による弊害を回避する必要がある。例えば、葉山は井水放射冷房とアフタクーラーによる除湿を複合して放射冷却面での結露を回避している³⁾。瀬沼・武田は、井水をそれより高温の他の貯留水と混合して昇温させたり、エアコンの併用により除湿するシステムを試みている⁴⁾。また、中原・祝らや平山・Batty はヒートポンプなどにより放射パネル表面を積極的に低温にして、むしろ除湿も行なう結露許容型放射パネルの研究を行なっている⁵⁾⁶⁾。しかしながら、せっかくの低温井水をそのまま冷却源として利用することなく加熱することはポテンシャルの浪費になるし、また、結露許容型パネルでは室内レイアウト上の制限が否めない。このようなことから、井水の低温ポテンシャルを活かし、放射パネルの配置もより容易なシステムがあると有用である。

他方、日本では0.5回/hの換気、すなわち外気導入が義務付けられている。これは夏季日中の冷房熱負荷の発生を意味するので、日

中の外気導入が冷房負荷の増大にならないようなシステムがあると、これもまた有用と考えられる。Vangtook・Chirarattananon は、結露回避型放射冷房の数値シミュレーションと試験家屋による実験で、送水温度が25°C以下の場合にのみ冷却コイルで外気予冷を行なって送水温度を上げる冷却塔利用放射冷房・外気予冷兼用システムを検討しているが、冷却源が井水でなく冷却塔である⁷⁾。

井水放射冷却・外気予冷兼用システムは、ファインコイルによって外気を井水と熱交換させて冷却した外気を室内に供給するとともに、井水温度を露点温度近くに上昇させ、結露回避型の放射冷却を行なう技術である。その電力使用量はファンと井戸ポンプによるもので、概してエアコンより小さくなることが予想され、放射冷却面は熱交換パネルを内蔵させた内壁や外壁なので、レイアウトは結露許容型パネルより容易である。また、生活用使用水量に対する地下水使用量の割合が、例えば、四国、北陸地方で約40%、東海地方で約30%、東北、関東、近畿地方で20%前後で決して小さくないことから⁸⁾、これらの地域で本システムを導入できれば、水まわりで水を利用すると同時に冷房が実現できると期待できる。

以上のことから、本研究では、埼玉県熊谷市の環境配慮型住宅に導入した井水放射冷却・外気予冷兼用システムについて、室内熱環境調整に関する実測と数値シミュレーションを行なうことによりシステムの性能を定量的に把握することを目的とする。

本論文の一部は既発表論文1)2)を加筆・修正したものである。

* 東海大学工学部 准教授・博士(工学)

** (株)東京建物リサーチセンター 修士(工学)

(当時 東海大学大学院 大学院生)

*** ZO 設計室(株) 主任・修士(工学)

Assoc. Prof., Faculty of Eng., Tokai Univ., Ph. D.

Tokyo Tatemono Research Center Co., Ltd., M. Eng.

(Ex-Graduate Student, Tokai Univ.)

Chief, ZO Consulting Engineers, M. Eng.

2. 研究方法

井水放射冷却・外気予冷兼用システム（以下、冷却システム）の性能を把握するため、室内熱環境に関する実測と数値シミュレーションを行なった。

2-1 実測調査の方法

実測対象は埼玉県熊谷市にある環境配慮型戸建木造住宅である。対象住宅は地上2階建てであり、2009年7月にモデルハウスとして竣工した。写真1に対象住宅の全景を、図1にその平面と冷却システムを示す。対象住宅は、開口部（複層ガラス）に全て簾やルーバー面格子などの室外日除けが設けられている。外皮には次世代省エネ基準Ⅲ地域相当の断熱（Q値：2.5W/m²K、K値：屋根0.23W/m²K、外壁0.50W/m²K、床0.50W/m²K）が施されている。エアコンは1台も設置されていない。越屋根は、外部風が負圧に働く風下側になると無動力で開く窓から、上昇気流により排熱換気が行なわれるようになっている。冷却システムが導入されている1F和室^{注1)}の窓の寸法は、巾975mm×高さ770mmである。

冷却システムでは、床下のファンコイルユニット（以下FCU、定格電力54W、風量320m³/h）によって外気と熱交換して露点温度近くに昇温させた井水を、浅井戸深井戸兼用ポンプ（定格電力250W、流量3～4L/min、最大揚程25mAq）により断熱材（玄関側）と潜熱蓄熱材（CaCl₂水溶液、融点27℃、通称PCM）に挟まれた熱交換パネルに流し込み、1F和室で放射冷却を行うとともに、リビングにはFCU内で井水で冷却した外気を導入するようになっている。

放射冷却面を石膏ボードという一般的仕上げ材にしたのは、熱抵抗による温度上昇で表面温度が露点温度以上になることを期待したこと、導入の容易さからである。熱交換パネルの直近にPCMを設置したのは、その蓄冷作用によってポンプ停止後における放射冷却壁の温度上昇を遅延させようと考えたためである。放射冷却壁は、出入りする配管を三方弁を挟んだ閉管路にして、太陽集熱器やボイラーからの温水を流すようにすれば、冬季は放射加熱面にすることも可能である。

FCUの送風量320m³/hは、対象住宅の全容積に対して0.5回/h以上の換気量（シックハウス対応）を確保するような機種を選んだ結果である。定格電力250Wの浅井戸深井戸兼用ポンプを採用したのは、その最大揚程が25mで井戸の深さ16mより大きいことと、定格電力150Wの浅井戸ポンプでは最小汲み上げ水量が3L/minよりも著しく大きくなってしまいうのに対して、定格電力250Wの浅井戸深井戸兼用ポンプでは最低汲み上げ水量が3L/minであり、放射冷却房に適していると判断したことによる。

システムの制御は、表面温度の検知などによる方法がコスト高で導入しにくいと考え、タイマースイッチで行なうようにした。

表1に計測項目を示す。計測項目は、各部屋の室空気温湿度・グローブ温度、1階和室における壁の表面温度、FCU吹き出し口付近の空気温湿度、

FCUの出入口水温、放射冷却壁の出口水温、屋根から高さ1.5mの位置における外気温湿度・水平面全天日射量・風向風速などである。なお、放射冷却壁の下流側井水配管に設置した羽根車式流量計により井水流量を計測するようにしたが、パルスロガーとの配線不良により連続自動記録ができなかったため、流量は流量計の表示部を目視することで確認した。その結果、井水流量は3.5L/minでほぼ一定であった。

表2に実測スケジュールを示す。実測期間は2009年8月3日～8月30日、2010年8月12日～9月13日である。システムの運転モードは、2009年の実測では井水放射冷却＋外気予冷（以下「終日複合運転」）、終日通風、夜間通風の3パターンで、2010年の実測では12:00～15:00に井水放射冷却＋外気予冷（以下「昼3h複合運転」）、終日外気予冷の2パターンに設定した。なお、以上の運転モードでは、その名称に含まれていない手法は運転時に使用していない。

2-2 数値シミュレーションの方法

計算対象室はシステム導入室とし、運転モード別のSET*の時間

表1 計測項目

計測項目	測定場所	計測機器ほか
空気温湿度	1F和室・居間と2F小部屋(F.L.+0.8m)、FCUのドレンパン付近・吹出口付近	小型温湿度ロガー (T&D Thermorecorder RTR-53)
各壁の表面温度	1F和室の床・壁(F.L.+0.8m)・天井・窓の各1ヶ所(放射冷却壁は2ヶ所)	T型熱電対 芯径0.2mm、データロガー (NEC三栄 ビュースキャナDC5200)
井水温度	FCU冷水配管の出入口部分表面、放射冷却壁冷水配管の出口部分表面	T型熱電対 芯径0.2mm、熱電対ロガー (Onset UI2-014)
グローブ温度	1F居間、2Fの小部屋・洋室 (F.L.+0.8m)	T型熱電対 芯径0.2mm、熱電対ロガー (Onset UI2-015)
上下気温分布	1F居間の吹き抜け (F.L.0m.+1m.+2m.+3m.+4m.+5m)	小型温度ロガー (Onset UA-002-xx)
室内風速	1Fの和室・居間、2Fの小部屋 (F.L.+0.8m)	微風速計 (柴田科学 ISA-80)、電圧ロガー (HIOKI 3645)
水平面全天日射量	屋上	全天日射計 (英弘精機 MS-601)、データロガー (江藤電機 サーマミック)
風向風速	屋根+1.5m	風向風速計 (大田計機製作所 23-Y)、データロガー (江藤電機 サーマミック)
外気温湿度	屋根+1.5m	小型温湿度ロガー (T&D, Thermorecorder RTR-53)

表2 実測スケジュール

運転モード	期間
終日通風 (1～2Fの窓をすべて開放)	2009年8月3日、8月11日8月～16日
夜間通風 (1Fの窓全てと越屋根の窓を20:00～8:00開放)	2009年8月17～19日
終日複合運転 (終日で井水放射冷却＋外気予冷)	2009年8月4日～8月8日、8月20日～8月30日
昼3時間複合運転 (12:00～15:00に井水放射冷却＋外気予冷)	2010年8月11日～8月18日
終日外気予冷	2010年8月19日～8月30日

※モードの名称に含まれていない手法はそのモードでは不使用。

図1 実測対象住宅の平面と冷却システム（●温湿度計、□グローブ温度計、▲風速計）

割合^{注2)}、結露回避の運転スケジュールを熱容量質点系モデル⁹⁾で検討し、本システムと比較対象になるエアコン冷房における電力使用量を熱負荷計算ソフト AE-Sim/Heat ver.3.0 (山内設計室) を用いて行なった。

実測値では運転モードによって気象条件が異なるため、それらの室内環境調整効果の違いを十分には検証できない。そこで、標準気象データを入力値にして熱容量質点系モデルを用いた数値シミュレーションにより運転モード別に SET* を算出し比較できるようにした。表3に熱容量質点系モデルによる室空気・壁体熱収支の計算に用いた計算式を示す。運転モード別の SET* の時間割合、結露回避の運転スケジュールに関する数値シミュレーションでは、表3の式(1)~(2)に示すような壁体・室空気の熱収支式を解くために、逆行列要素を計算し、後退差分法により室空気温度湿度、窓・壁の表面温度などを算出するようにした⁹⁾。放射冷却壁内の熱伝導は、表3の式(1)~(2)を用いて、冷水管のある面で一樣に吸熱があると仮定する文献10)の方法で計算した。放射冷却壁の入口水温は実測値にもとづき21℃一定とした。

簾による日射遮蔽については、文献9)における室外ブラインドを含んだ窓システムの熱収支の計算方法¹¹⁾を用いて、簾の寸法情報を与えて計算した。外気予冷の計算は、FCU 吹出空気温度が外気温に強い相関がみられたことから^{注2)}、室に対する導入外気の温度と換気風量とを、一次近似式 ($y = 0.29017x + 15.305$) から求めた吹出空気温度と FCU 風量320m³/h (計画換気量0.5回/h を含む) に置き換えて計算した。

システム導入室の換気回数は、夜間通風時で10回/h (計画換気量0.5回/h を含む) とし、終日複合運転時などの窓閉鎖時では常時0.5回/h とした^{注3)}。内部発熱は常時100W、水分発生なしとし、隣室の空気温度は計算対象室における1時刻前の空気温度を与えた。南側には壁が存在しないが、厚さ0.1mmの銅板があると仮定して現状を熱的に模擬した。入力する水平面全天日射量と外気温湿度は拡張AmeDas 標準気象データ (熊谷) を用い、計算対象期間は7月20日から8月30日までとした。

写真1 実測対象の環境配慮型戸建て住宅南側全景 (2009年7月竣工, 埼玉県熊谷市)

図2 熱容量質点系による計算室空気温度 (システム導入室)

表4 冷房用電力使用量推定に用いたエアコンの能力特性¹²⁾

定格電力と実電力使用量の関係	定格値に対する実冷房能力の比
$E = r_E \cdot E_d$ (13)	$r_L = L / L_d$ (14)
入力比の近似式	
$r_E = a \cdot r_L^3 + b \cdot r_L^2 + c \cdot r_L + d$ (15)	
入力比の近似式で用いられる係数	
$a = 0.0148 \cdot \theta_{oa} + 0.089$ (16)	$b = -0.0153 \cdot \theta_{oa} + 0.1429$ (17)
$c = 0.034 \cdot \theta_{oa} - 0.4963$ (18)	$d = -0.0012 \cdot \theta_{oa} + 0.288$ (19)
E : 実電力使用量 [W]。 E_d : 定格電力使用量 [W]。	
L : 実冷房能力 [W]。 L_d : 定格冷房能力 [W]。	
r_E : 入力比 (定格電力使用量に対する実電力使用量の比) [W]。	
r_L : 定格冷房能力に対する実冷房能力の比 [W]。	
a, b, c, d : 入力比の近似式における係数。 θ_{oa} : 外気温 [°C]。

図3 AE-Sim/Heat による計算室空気温度 (2009年終日通風時)

表3 熱容量質点系による室空気・壁体熱収支の計算に用いた計算式

室空気・壁体における計算式		
室空気の熱収支	壁体内部質点kでの熱収支	壁内表面の熱収支式
$Q_r \frac{d\theta_r}{dt} + \sum_{j=1}^N S_j \alpha_{ic} (\theta_r - \theta_{rj}) + G_v (\theta_r - \theta_a) = H_c$ (1)	$Q_k \frac{d\theta_k}{dt} + {}_{+1}C_k (\theta_k - \theta_{k+1}) + {}_{-1}C_k (\theta_k - \theta_{k-1}) = 0$ (2)	$-{}_1C_{M+1} (\theta_{M+1} - \theta_M) + a_{ic} (\theta_{M+1} - \theta_r) + a_{ir} (\theta_{M+1} - \sum_{j=1}^N g_{ij} \theta_{rj}) = R_i$ (3)
放射冷却壁での伝熱に関する計算式		
放射冷却壁への冷水投入熱量	放射冷却壁内部における配管部分の諸変数	
$q = C_{pw} \gamma_w V_w (\theta_{wI} - \theta_{wO})$ (4)	$\theta_k = (1 - \eta_F^*) \theta_E + \eta_F^* \theta_{kp}$ (7)	$z = ({}_1C_k + {}_{+1}C_k) / (d \cdot \lambda)$ (10)
冷水配管出口水温	$\ell = (w - d) / 2$ (8)	$\eta_F = \tanh(\ell \sqrt{z}) / (\ell \sqrt{z})$ (11)
$\theta_{wO} = \{ \theta_k / \eta_F^* + \theta_E (1 - 1 / \eta_F^*) \} \cdot A_F E / (C_{pw} \gamma_w V_w) + \theta_{wI} \{ 1 - A_F E / (C_{pw} \gamma_w V_w) \}$ (5)	$\eta_F^* = (1 - d/w) \eta_F + d/w$ (9)	$\theta_E = ({}_1C_k \cdot \theta_{k-1} + {}_{+1}C_k \cdot \theta_{k+1}) / ({}_1C_k + {}_{+1}C_k)$ (12)
$E = C_{pw} \gamma_w V_w [1 - \exp\{K_{FP} L_{FP} / (C_{pw} \gamma_w V_w)\}] / A_F$ (6)		
A_F : 床面積 [m ²]。 ${}_1C_k$: 壁体質点k前後の熱コンダクタンス [W/m ² °C]。 G_v : 隙間換気量の熱容量 [W/°C]。 g_{ij} : 面iに対する面jの放射吸収係数 [-]。 $C_{pw} \gamma_w$: 水の容積比熱 [J/m ³ °C]。 H_c : 内部発熱の対流成分 [W]。 $K_{FP} L_{FP}$: 冷水配管の冷水から外表面までの熱移動係数 [-]。 Q_k : 壁体内部質点kの熱容量 [J/°C]。 N : 壁面数 [-]。 Q_r : 室空気の熱容量 [J/°C]。 R_i : 壁内表面に吸収される短波放射量 [W/m ²]。 R_o : 壁外表面に吸収される短波放射量 [W/m ²]。 S_j : 壁jの面積 [m ²]。 t : 時間 [s]。 V_w : 冷水流量 [m ³ /s]。 d : 冷水配管外径 [m]。 q : 冷水投入熱量 [W]。 α_{ic} : 壁の対流熱伝達率 [W/m ² °C]。 w : 冷水配管間隔 [m]。 α_{ir} : 壁の内表面放射熱伝達率 [W/m ² °C]。 α_o : 壁の外表面総熱伝達率 [W/m ² °C]。 η_F : 冷水配管のフィン効率 [-]。 $\Delta\theta_w$: 冷水の出入口温度差 (= $\theta_{wO} - \theta_{wI}$) [°C]。 η_F^* : 配管径を考慮した冷水配管フィン効率 [-]。 θ_r : 室空気温度 [°C]。 θ_a : 外気温 [°C]。 θ_{kp} : 冷水入口温度 [°C]。 θ_{wO} : 冷水出口温度 [°C]。 θ_E : 面k周囲の等価温度 [°C]。 θ_{ij} : 面jの内表面温度 [°C]。 θ_{wp} : 冷水配管表面温度 [°C]。 λ : 冷却壁部材の熱伝導率 [W/m ² °C]。 θ_k : 壁体内部質点kの温度 [°C]。

図4 2010年に実測した室空気温度・井水温度・放射冷却壁表面温度

図2に熱容量質点系モデルによる室空気温度の計算値と実測値を示す。計算値は実測値を±誤差1℃以内で再現している。

後述するSET*の計算では、代謝量を 67.6W/m^2 (1.17met), 仕事量を 0W/m^2 , 着衣量を0.3clo, 風速を0.1m/sとした。

エアコン冷房に関する数値シミュレーションは、熱負荷計算ソフトAE-Sim/Heatに2010年の日射量・外気温湿度の実測値を与えて行ない、対象住宅でエアコンを用いた冷房を設定温度28℃・29℃で行なった場合の電力使用量を求めて、システム稼動時のそれと比較するようにした。エアコンの設定温度28℃は政府推奨値である。29℃は、「昼3h 複合運転」と「終日外気予冷」の運転における1階システム導入室・リビングの日最高室空気温度が実測期間（2010年）平均値ではともに約29℃であったことから設定した。なお、外気温が冷房設定温度以下になる場合はエアコンを稼動させないと仮定した。

表4は、文献12)で詳細に示されたエアコン（8畳用相当）の冷却性能に関する特性である。エアコンは、定格能力が2.2kW, 定格COPが5.57, 定格電力使用量が395Wであり、電力使用量と外気温、冷房能力の関係は表4に示す特性が把握されている。そこで、エアコンの電力使用量は、AE-Sim/Heatで算出した冷房顕負荷^{注5)}と外気温を、表4の式(13)～式(19)に代入して計算するようにした。なお、エアコンは1階システム導入室（和室）、1階リビング、リビング吹き抜け上部（2階相当）に8畳用を各1台設置することを仮定した。換気回数は1階の和室・リビングともに0.5回/hとした^{注6)}。図3に終日通風時（4.5回/h, 計画換気量0.5回/hを含む）における室空気温度の計算値と実測値を示す。計算値は実測値を±誤差1℃以内で再現している。

3. 結果・考察

3-1 室空気温度上昇の抑制効果

図4に2010年の実測期間における室空気温度・井水温度などの経時変化を示す。なお、2009年の実測ではFCU 出入口の井水温度を欠測した。2010年の夏が記録的な猛暑だったため、実測期間中の最高外気温は38℃近くに達している。FCU 入口における井水の温度は18～19℃, 出口における井水の温度は20～21℃になっており、いずれも変動が非常に小さい。システム導入室（1階和室）では、放射冷却壁の表面温度が22～27℃に変化しており、空気温度が24.5～30.8℃に変化している。日最高室空気温度の期間平均値は28.6℃である。外気温が連日34℃を超える暑熱環境で、室空気温度が最高で30.8℃に留まっているのは、システム導入室における放射冷却壁の対流伝熱による熱除去と、内壁・襖戸で導入室と仕切られていない隣室のリビ

図5 1階システム導入室と2階小部屋の実測空気温度（2009年）

図6 1階システム導入室と2階小部屋の実測 MRT（2009年）

図7 1階システム導入室について予測したSET*の温度帯別時間割合（拡張 AmeDas 標準気象データを使用）

図8 南側に変更した場合について予測した1階システム導入室のSET*温度帯別時間割合（拡張 AmeDas 標準気象データを使用）

ングに予冷外気が導入されているためである。8月23日以降に室空気温度と放射冷却壁表面温度との差が縮小されて8月26日にはほとんどなくなっているのは、運転モードが「外気予冷」に切り替わって放射冷却壁に井水が導入されなくなり、PCMが融解されていった

図9 本システムとエアコンの予測電力使用量
(1階システム導入室, 2010年)

図10 本システムの COP と除去熱量 (2010年, 放射冷却のみ: 放射冷却壁における対流伝熱量+放射伝熱量, 井水放射冷却+外気予冷: 「放射冷却のみ」の伝熱量と外気予冷による除去熱量の合計)

からである。

図5に2009年の実測期間における室空気温と相当外気温（以下SAT）の関係を示す。図5と後述する図6では、図中のプロット一つずつが記録間隔10分の実測値を用いている。1階システム導入室の最高室空気温は、「夜間通風」で28.9℃、「終日複合運転」で29.8℃になった。

3-2 周壁温度上昇の抑制効果

図6に2009年の実測期間における、面積加重平均を施した周壁平均温度¹³⁾（以下MRT）の分布を示す。「終日複合運転」では、放射冷却壁によりMRTの上昇が27℃以下に抑えられている。「終日複合運転」では、開口部が小さく北側に位置し日射が入りにくいこと

と^{注1)}、放射冷却壁により周壁を積極的に冷却していたため、システム導入室のMRTは最低22.8℃となり、2F小部屋のMRTより最大4℃低い。

3-3 SET*上昇の抑制効果

図7に現状のシステム導入室について熱容量質点系モデルで予測したSET*の時間割合を、図8にシステム導入室を南側に反転した場合について予測したSET*の時間割合を示す。システム導入室が北側にある現状では、SET*が22～26℃になる時間の割合（以下、快適時間割合）が、「終日通風」で40.8%、「夜間通風」で44.3%、「終日複合運転」で73.3%になっており、アクティブ手法である「終日複合運転」が「夜間通風」より29ポイント高くなっている。「終日複合運転」では電力と井水の使用量が大きくなってしまいうので、日中8:00～20:00に複合運転を行ない、20:00～翌朝8:00に夜間通風を行なう場合（以下、「昼12時間運転+夜間通風」）について快適時間割合を求めると、それは58.6%になり、「夜間通風」より14.3ポイント高い。

システム導入室を時計回りに180°反転させ、南側に外壁がある場合について予測した快適時間割合は、図8より「終日通風」で40.2%、「夜間通風」で41.8%、「終日複合運転」で67.1%、「昼12時間運転+夜間通風」で46.7%になっており、図7と同様の傾向になっている。

3-4 電力使用量・COP・除去熱量

図9に本システムとエアコン冷房の場合における電力使用量を示す。本システムの電力使用量は、例えば「昼3h複合運転」の場合、3.28MJ/day一定である。これに対してSim-Heatを用いて推定したエアコンの電力使用量は、設定温度28℃では4.5～34.5MJ/dayに、設定温度29℃では6～26MJ/dayに変化している。「昼3h複合運転」の電力使用量は、設定温度28℃のエアコンに対して最小で9.5%（実測期間平均15.6%）、設定温度29℃のエアコンに対して最小で12.8%（実測期間平均21.6%）に相当する。本システムの「昼3h複合運転」では、2010年の実測期間における日最高室空気温の平均値が28.6℃、日中平均室空気温が27.7℃なので、ピーク時以外は室空気温が29℃より低い。これに対して、エアコン冷房では日中、設定温度29℃一定になっており、なおかつ周壁平均温度が「昼3h複合運転」のそれより高くなっているはずなので、「昼3h複合運転」の方が設定

図11 運転時間を変えた場合の室空気温・放射冷却壁表面温度・結露有無の予測（2009年の実測値を使用）

温度29℃のエアコン冷房より低電力消費で室内熱環境を快適側に調整できていることになる。

図10に2010年における「昼3時間複合運転」の実測結果から算出した本システムのCOPと除去熱量を示す。放射冷却壁における放射伝熱と対流伝熱による除去熱量は、放射冷却壁の放射熱伝達率を $6\text{W/m}^2\text{K}$ 、対流熱伝達率を $3\text{W/m}^2\text{K}$ として、システム導入室の空気温度と放射冷却壁に対するMRTの実測値を与えて推定した。外気予冷の除去熱量は、FCUに出入する空気のエンタルピーの差に送風量と空気の密度を乗じて推定した^{注7)}。

放射冷却壁における放射伝熱と対流伝熱による除去熱量の合計は、ごく一部のデータを除くと $0.15\sim 0.6\text{kW}$ になっており、その値が0になっているのは放射冷却壁と室空気・周壁との温度差がほとんどない場合である。外気予冷の除去熱量は、ごく一部のものを除くと $0.6\sim 1.8\text{kW}$ になっており、放射冷却壁の3倍以上になっている。放射冷却壁と外気予冷の除去熱量は合計で $0.75\sim 2.0\text{kW}$ になっている。

冷却システムのCOPは、除去熱量を投入電力304W（FCU54Wと井戸ポンプ250Wの合計）で除して求めた。その結果、一部のものを除き、それは $2.2\sim 6.2$ になっており、外気の温度・エンタルピーが高いときに熱交換が促進され、COPの値が大きくなっている。

3-5 放射冷却壁の結露回避

図11に、運転時間を変えた場合の室空気温度・放射冷却壁表面温度などについて、2009年の日射量・外気温度・放射冷却壁入口水温の実測値を用いて熱容量質点系モデルで予測した結果を示す。「終日複合運転」では、室空気温度が $22.2\sim 28.3^\circ\text{C}$ になったのに対して、「昼3h複合運転」では $24\sim 29^\circ\text{C}$ になっている。「終日複合運転」では、FCUにより外気と井水の熱交換を行なっているにも関わらず、7月30日、8月2～11日、8月13～14日、8月22日に放射冷却壁の表面に結露が発生している。これに対して、「昼3h複合運転」では、雨天で相対湿度の高い8月10日を除くと結露が生じていない。「昼3h複合運転」では、運転を行なっている時間内に表面温度が最高で 26°C になっているのに対して、「終日複合運転」では最高で 24°C になっており、「昼3h複合運転」より 3°C 低くなっている。

4. 結論

本研究では、埼玉県熊谷市の環境配慮住宅に導入した井水放射冷却・外気予冷兼用システムについて、室内熱環境調整に関する実測と数値シミュレーションを行なうことにより以下のことが明らかになった。

- 1) 2009年の8月では、FCUでの井水による外気の予冷・導入の結果、システム導入室の空気温度が 30°C 以下に抑えられている。また、井水を導入された放射冷却壁により周壁が放射伝熱で冷却され、システム導入室の周壁平均温度が 27°C 以下に抑えられている。
- 2) 数値シミュレーションによる予測では、システム導入室が北側にある現状では、SET*が $22\sim 26^\circ\text{C}$ になる時間の割合が、「終日通風」で40.8%、「夜間通風」で44.3%、「終日複合運転」で73.3%になっており、アクティブ手法である「終日複合運転」が「夜間通風」より29ポイント高くなっている。システム導入室を南側に反転した場合では、SET*が $22\sim 26^\circ\text{C}$ になる時間の

割合が、「終日通風」で40.2%、「夜間通風」で41.8%、「終日複合運転」で67.1%になった。

- 3) 本システムの電力使用量は、例えば2010年8月に12:00～15:00のみ井水放射冷却・外気予冷を複合運転を行なった場合、 3.28MJ/day 一定であり、日最高室空気温度の実測期間平均値は約 29°C であった。これに対して、設定温度 29°C でエアコン冷房を行なった場合の電力使用量は $6\sim 26\text{MJ/day}$ になった。期間平均で考えると本システムを昼3時間運転させた場合の電力使用量は、エアコンで設定温度 29°C で冷房を行なった場合の21.6%に相当する。
- 4) 放射冷却壁における放射伝熱と対流伝熱による除去熱量の合計は、大半が $0.15\sim 0.6\text{kW}$ になっており、外気予冷の除去熱量は、ほとんどの時間帯で $0.6\sim 1.8\text{kW}$ になっており、放射冷却壁の3倍以上になっている。放射冷却壁と外気予冷の除去熱量は合計で $0.75\sim 2.0\text{kW}$ になる。これをもとに算出したCOPは $2.2\sim 6.2$ である。
- 5) 2009年の実測期間では、終日の複合運転では、FCUにより外気と井水の熱交換を行なっているにも関わらず、7月30日、8月2～11日、8月13～14日、8月22日に放射冷却壁の表面に結露が発生している。これに対して、12:00～15:00のみ井水放射冷却・外気予冷の複合運転を行なった場合について熱容量質点系モデルで予測した結果、雨天で相対湿度の高い8月10日を除くと結露が生じなくなる。

室外日除けといったパッシブ手法との複合の有無や、本システムの運転方法が、電力使用量と熱的快適性の得られる時間の割合にどのような影響を与えるかは、さらに数値シミュレーションにより検討を行なう必要があると考える。

謝辞

本研究を進めるに当たり、(株)松本材木店には実証実験のフィールドとしてモデルハウスを惜しみなく借用させていただき、(株)チームネット、オイレスECO(株)、暖冷工業(株)には本システムの導入とその実証実験で積極的なご協力をいただきました。実測調査では、当時(株)チームネット職員の藤井廣男さん、当時東海大学建築学科卒業生の後関八重さん・高島香織さん・古賀寛章さん・町田憲保さんの研究活動によるところが小さくありません。数値シミュレーションでは、(財)電力中央研究所の岩松俊哉博士（当時、首都大学東京）、当時東海大学大学院生の石原衣梨さんに貴重なご協力を賜りました。ここに記して謝意を表します。

なお、本研究は、国交省平成21～22年度住宅・建築関連支援技術開発助成事業（課題：戸建住宅における領域統合システム開発、事業主体：東海大学工学部建築学科高橋 達、(株)チームネット、オイレスECO(株)と平成22年度文部科学省科学研究補助金（基盤研究(B)、課題：「人－自然共生建築」系のエクセルギー消費最適化に関する研究、研究代表者：宿谷昌則、研究分担者：斉藤雅也・高橋達）の補助により実現しました。

注

注1) 放射冷却壁の導入は冷房熱負荷が高く、結露のリスクが相対的に低い南側や西側の居室が望ましいが、本システムの導入を検討し始めた時

図 A.1 FCU 吹出空気温と外気温の関係

図 A.2 FCU 吹出空気と外気の絶対湿度差

点で既に対象住宅の軸組みが建ち上がり、北側の居室である 1F 和室以外に導入できなかった。そのため、放射冷却壁を北側居室である 1F 和室に導入した。

注 2) 対象建物は空調されたオフィスではなく住宅なので、SET* の値でそのまま評価することには問題がないとはいえないが、他に相応しい指標がなく、また、熱環境要素を集約して表現し有用なので、本研究では SET* を熱的快適性に関する参考指標として用いることにした。

注 3) FCU の入口水温 18~19℃、流量 3.5L/min の井水を風量 320m³/h で外気と熱交換させた結果、図 A.1 に示すように吹出空気温は外気温に強い相関がみられた。

注 4) 換気回数は計時変化が大きいため、数値シミュレーションの入力値として与えるには、トレーサガス法などによって求めた換気回数実測値を外部風速実測値の関数として整理することが望ましい。しかしながら、対象住宅が実測期間中は常時一般に公開されているモデルハウスであるため、換気量を計測することができなかった。そこで、日射量・外気温の実測値を与えて数値シミュレーションを行ない、室空気温・各壁表面温度の計算値が実測値の±1℃以内に収まるような換気回数を求めたところ、夜間通風時で 10 回/h (計画換気量 0.5 回/h を含む)、終日複合運転時で 0.5 回/h になった。このようにして作成した数値シミュレーションによる計算値は、概ね実測値の傾向をとらえている。8 月 21 日以降に室空気温の計算誤差が少し大きくなるのは、一定で与えている換気回数よりも実際の換気回数が小さくなっているためと推測する。

注 5) FCU の吹出空気と外気との絶対湿度差は、図 A.2 に示すようにほとんどの実測値で±2g/kg であり、温湿度計の誤差程度の値を超えなかった。したがって、FCU による潜熱処理はほとんど行なわれていないと推測する。

注 6) 注 4) と同様に考え、日射量・外気温の実測値を与えて数値シミュレーションを行ない、実測室空気温に対する計算室空気温の誤差が 1℃以内に収まるような換気回数を求めたところ、終日通風時で 4.5 回/h (計

画換気量 0.5 回/h を含む) になった。

注 7) FCU の除去熱量は、井水流量と出入口水温差を用いた推定と、送風量と出入口エンタルピー差を用いた推定の双方を行ない、両者に大差はなかった。

参考文献

- 1) 藤井廣男・辻 康昭・伊藤教子・高橋 達・甲斐徹郎：井水放射冷却・外気予冷を補助設備としたパッシブクーリングの研究その 1. システム概要と室内熱環境実測，日本建築学会大会学術講演梗概集，D-2，pp.97-98，2010.9
- 2) 辻 康昭・藤井廣男・伊藤教子・高橋 達・甲斐徹郎：井水放射冷却・外気予冷を補助設備としたパッシブクーリングの研究その 2. 運転モード・スケジュールに関する数値解析，日本建築学会大会学術講演梗概集，D-2，pp.99-100，2010.9
- 3) 岩村和夫：建築環境論 (Ⅲ 環境エネルギーの利用と有効エネルギー理論－葉山成三の世界 その 1，Ⅳ 室内環境の考え方－葉山成三の世界 その 2)，鹿島出版会，pp.101-199，1993
- 4) 瀬沼 央・武田 仁：長期実測による天井放射冷房システムの評価，日本建築学会環境系論文集，第 73 巻，第 623 号，pp.31-38，2008.1
- 5) 中原信生・祝 家 燕・伊藤尚寛・李 欣 克・榎本 賢：結露型放射パネルを用いた空調システムの環境特性に関する研究，日本建築学会計画系論文集，第 469 号，pp.35-44，1995.5
- 6) Y. Hirayama and WJ. Batty: *Dehumidifying Chilled Radiator System for Hot and Humid Climate*, Energy and Buildings, No. 30, pp.203-210, 1999
- 7) P. Vangtook and S. Chirarattananon: *Application of Radiant Cooling as A Passive Cooling in Hot and Humid Climate*, Building and Environment, No. 42, pp.543-556, 2007
- 8) 国土交通省土地水資源局水資源部編：日本の水資源＜平成 22 年版＞持続可能な水利用に向けて，国土交通省，pp.64-67，2010
- 9) 宿谷昌則：光と熱の建築環境学，丸善，pp.161-207，1993
- 10) 平田勝彦・宿谷昌則：蓄熱式床暖房システムの数値解析－床の蓄熱性、建物断熱性，日本建築学会計画系論文集，第 419 号，pp.39-46，1991.1
- 11) 文献 9)，pp.167-182
- 12) 細井昭憲・澤地孝男・三浦尚志・安浪夕佳：実測に基づくルームエアコンデショナの COP 算出方法－ルームエアコンデショナの冷暖房 COP およびエネルギー消費量，日本建築学会環境系論文集，第 75 巻，第 654 号，pp.741-747，2010.8
- 13) 田中俊六・武田 仁・岩田利枝・土屋喬雄・寺尾道仁：最新建築環境工学 [改訂 3 版]，井上書院，pp.56-57，2008

(2011 年 4 月 6 日原稿受理，2011 年 8 月 26 日採用決定)