

118

住宅における空気集熱式太陽熱冷房システムに関する研究

会員 ○樋口 佳樹（工学院大学客員研究員、日本工業大学）

会員 佐藤 誠（佐藤エネルギーリサーチ株式会社） 会員 盧 炫佑（OM ソーラー株式会社）

会員 宇田川 光弘（工学院大学）

Study on the residential solar air cooling system

Yoshiki HIGUCHI^{*1}, Makoto Satoh^{*2}, Hyunwoo ROH^{*3} and Mitsuhiro

UDAGAWA^{*4}

*1 Nippon Institute of Technology

4-1 gakuendai miyashiro-cho minamisaitama-gun, Saitama, 345-8501,
JAPAN

Fax: +81-42-576-7381

E-mail: yhiguchi@nit.ac.jp

*2 Satoh Energy Research

*3 Om solar, Inc.

*4 Kogakuen university

ABSTRACT

Numerical analysis models of the batch type desiccant air-conditioning system and the indirect evaporative cooling system using solar heating for the residences was proposed.

In desiccant system, the adsorption isotherm of Polanyi DR was linearized using multi-regression analysis.

In indirect evaporative cooling system, heat and mass balance were created and linearized in boundary wall between supply and exhaust air.

キーワード：太陽熱冷房システム、デシカント、気化冷却器

Keywords: Solar air cooling system, Desiccant, Indirect evaporative cooling

1. はじめに

空気集熱式ソーラーシステムは太陽熱を有効利用できるソーラーシステムの一つであるが、1年中で最も集熱量の多い夏季には給湯以外に利用せず屋外排気を行う例が多い。また、地球温暖化現象により冷房への要望が高まっており、そこで空気集熱式太陽熱デシカント冷房システムの研究開発を行っている。本システムは、住宅における再生可能エネルギーを熱源としたデシカント冷房システムであり、デシカント再生の熱源に空気を熱媒とした太陽熱を利用し、デシカントの吸着後の冷熱源に雨水などの水の気化熱を利用し、乾燥・低温空気を創りだして冷房に利用するシステムである。

本報では、本システムの概要及び年間シミュレーション用の計算ロジックについて報告する。



Fig. 1. Outside view of test building

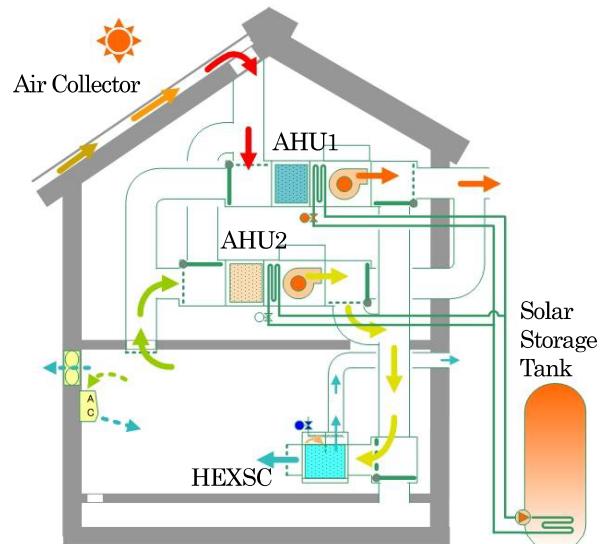


Fig. 2. Daytime operating condition in summer

2. 空気集熱式太陽熱冷房システム

Fig. 1 と Fig. 2 に社屋敷地内（浜松市）に建てられた実験棟および空気集熱式太陽熱冷房システムを示す。実験棟は空調対象室と機械室になっており、本システムの正味の省エネ効果を実験で確かめるため、建築性能が同様である3棟の実験棟を建て、実験を行っている。

本システムはFig. 2に示すように、2組のデシカント空調機（AHU）で構成されており、再生運転（AHU1）と除湿運転（AHU2）を切り換えるバッチ方式で再生運転と除湿運転を同時に行うものである。各デシカント空調機はデシカントモジュール、給湯用お湯採りコイル、ファン、ダンパーで構成されている。Fig. 3に示すように、再生運転時には高温低湿の集熱空気がデシカントモジュ

ールを乾燥させた後、中温中湿となる。この中温中湿の空気は給湯用お湯採りコイルにより冷却され、低温高湿となって排気される。逆に除湿運転時には外気又は室内空気を取り入れてデシカントモジュールで除湿し、中温低湿となった空気を給湯用お湯採りコイルで冷却し、さらに気化冷却器（HEXSC）により低温低湿となった空気を室内に送る。気化冷却器では入口空気の一部を冷却に利用し排気する。ここで、給湯用お湯採りコイルで加熱された不凍液は給湯用蓄熱槽に温水として貯める。また、気化冷却器は雨水や水道水の気化熱を利用するが、室内供給空気に直接触れることがないため、加湿せず冷却を行う仕組みである。

3. デシカント空調システムの計算モデル

空調システムのシミュレーションは様々な熱源機器、空調機器を組み合わせるために煩雑になりがちであるが、住宅の熱負荷シミュレーション（EESLISM）への組み込みを前提とした、デシカント空調機の線形計算モデルを提案する。

3.1 Polanyi-DR の吸着モデル

デシカント槽内の吸放湿計算モデルは、文献 1)で加藤らが示した polanyi DR 式による数値計算モデルを用いた。計算モデル(Fig. 4)および計算式 ((3.1)式~(3.5)式) を以下に示す。

$$m_s c p_s \frac{dT_S}{dt} = h_{SA} A_{SA} (T_{AO} - T_S) + h'_{SA} A_{SAL} (X_{AO} - X_S) \quad (3.1)$$

$$\rho_A c p_A Q_A (T_{AO} - T_{AI}) = h_{SA} A_{SA} (T_S - T_{AO}) + h_{A,ad} A_{A,ad} (T_{ad} - T_{AO}) \quad \dots \quad (3.2)$$

$$R_{HC} = 100 \left(\frac{P}{2k_p(273.16 + T_S)} \right)^{\frac{V_m^2}{2}} \quad \dots \quad (3.4)$$

$$m_S \frac{dp}{dx} = h'_{SA} A_{SA} (X_{AO} - X_S) \quad \dots \dots \dots \quad (3.5)$$

ここで、
 ms:シリカゲル質量 [kg], Cps:シリカゲル比熱 [J/((kg·K))], Ts:シリカゲル表面温度 [°C], Qa:風量 [m^3/s], T:絶対温度 [K], Xs:シリカゲル表面での絶対湿度 [kg(vapor)/kg(air)], ρ_a :空気密度 [(kg(air))/(m^3 (air))], Cpa:空気比熱 [J/(kg·K)], Tai:デシカント槽入口側の空気温度 [°C], L:蒸発潜熱 [J/kg], Tao:デシカント槽出口側の空気温度 [°C], t:計算時間間隔[s], Xai:デシカント槽入口側の空気絶対湿度 [(kg(vapor))/(kg(air))], Xao:デシカント槽出口側の空気絶対湿度 [(kg(vapor))/(kg(air))], Tad:デシカント槽の周りの空気温度 [°C], Asa:シリカゲルデシカント槽内部空気の熱伝達面積 [m^2], hsa:シリカゲルデシカント槽内部空気の熱伝達率 [W/((m^2 ·K))], h'sa:シリカゲルデシカント槽内部空気の湿気熱伝達率 [$kg/(m^2·s)(kg/kg')$], $h_{a,ad}$:デシカント槽内部空気→デシカント槽外部空気の熱貫流率 [W/((m^2 ·K))], $A_{a,ad}$:デシカント槽内部空気→デシカント槽外部空気の熱伝達面積 [m^2], P:Polanyi DR, ここでは吸湿量 [(kg(water))/(kg(silica gel))], PO:飽和吸湿量 (=constant) [kg(water)/kg(silica gel)], kp:polanyi DR 定数 [(cm^3)(mol·K)] 2 , Vm:モル容量 [cm^3/mol], RHs:シリカゲル表面の相対湿度 [%]

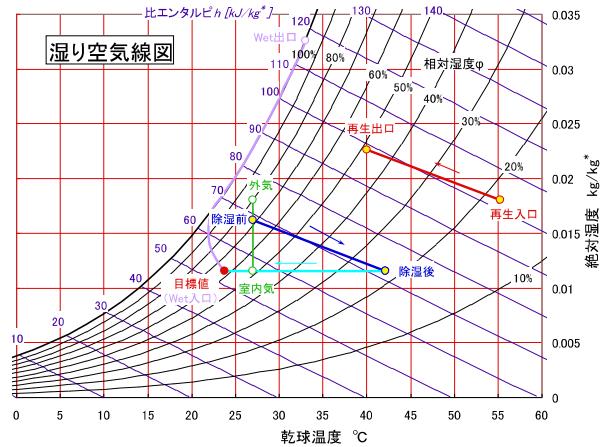


Fig. 3. Dehumidification and drying process in the psychrometric chart

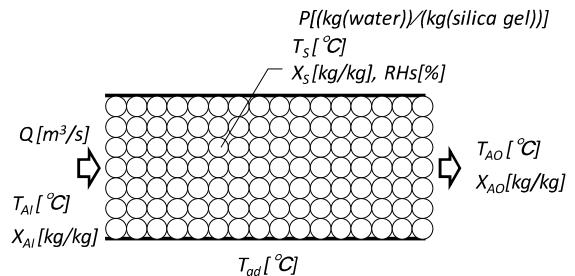


Fig. 4. Modeling of the desiccant system

3.2 熱収支式の線形化

熱負荷シミュレーションプログラムの EESLISM²⁾へ移植を行う。EESLISM では、エネルギー・システムをヒートポンプ、配管のようなシステム構成要素に分割し、それぞれの機器について熱収支を基本として、出口温湿度を入口温湿度の 1 次関数として表すことにより、システム全体を記述する連立方程式の次元数を減らす方法を採用している³⁾。デシカント計算モデルについても同様に、熱収支式の線形化を行い、出口の温度・湿度を入口の温度・湿度の関数として表すこととした。 (3.1) 式、 (3.5) 式を後退差分で表し、 (3.1) 式および (3.5) 式を得る。また、 (3.2) 、 (3.3) 式を整理して、 (3.2) 、 (3.3) を得る。

$$T_S = aT_{AO} + bX_{AO} - bX_S + cT_S^* \quad \dots \dots \dots \dots \quad (3.1)$$

$$X_S = (f+1)X_{A0} - fX_{Ai} \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (3.3')$$

$$P = gX_{A0} - gX_S + P^* \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (3.5')$$

(3.4)式の Polanyi-DR 式は、非線形である。EESLISM への移植を行うため、線形化について検討する。(3.4)式から X_s , T_s , P の関係を求めるため、前時刻の吸湿量 P^* を 0.25 以上と 0.25 未満で分け、非説明変数を X_s 、説明変数を T_s と P とし、重回帰分析を行い、(3.6)を得た。0.25 以上の場合で、決定係数(R^2)は 0.979、0.25 未満の場合で 0.986 となり、回帰式の精度は高い結果となった。

$$X_S = hT_S + iP + j \quad \dots \dots \quad (3.6)$$

$P^* \geq 0.25$ のとき

$$h = 0.001319, \quad i = 0.103335, \quad j = -0.05416$$

$P^* < 0.25$ のとき

$$h = 0.001158, \quad i = 0.149479, \quad j = -0.05835$$

ただし、シリカゲル A 以外のデシカント材を使用する場合は、別途重回帰分析を行う必要がある。

(3.1')式～(3.5')式を整理して、 T_s , X_s , P を消去し、(3.7)式、(3.8)式を得る。これにより、出口の温度と絶対湿度が入口の温度、絶対湿度の一次式として示された。

$$\begin{aligned} T_{AO} = & A_{11}T_{Ai} + A_{12}X_{Ai} + A_{13}T_S^* + A_{14}T_{ad} \\ & + A_{15}P^* + A_{16} \end{aligned} \quad \dots \quad (3.7)$$

$$\begin{aligned} X_{AO} = & B_{11}T_{Ai} + B_{12}X_{Ai} + B_{13}T_S^* + B_{14}T_{ad} \\ & + B_{15}P^* + B_{16} \end{aligned} \quad \dots \quad (3.8)$$

ここで、

$$a = \frac{h_{SA}A_{SA}\Delta t}{m_S c p_S + h_{SA}A_{SA}\Delta t}, \quad b = \frac{h'_{SA}A_{SA}\Delta t}{m_S c p_S + h_{SA}A_{SA}\Delta t}$$

$$c = \frac{m_S c p_S}{m_S c p_S + h_{SA}A_{SA}\Delta t}, \quad d = \frac{\rho_A Q_A c p_A}{h_{SA}A_{SA}}$$

$$e = \frac{h_{ad}A_{ad}}{h_{SA}A_{SA}}, \quad f = \frac{\rho_A Q_A}{h'_{SA}A_{SA}}, \quad g = \frac{h'_{SA}A_{SA}\Delta t}{m_S}$$

$$A_{11} = \frac{d(f + bf + fg + 1)}{(d + e - a + 1)(f + fg + 1) + bf(d + e + 1)}$$

$$A_{12} = \frac{bf}{(d + e - a + 1)(f + fg + 1) + bf(d + e + 1)}$$

$$A_{13} = \frac{c(f + fg + 1)}{(d + e - a + 1)(f + fg + 1) + bf(d + e + 1)}$$

$$A_{14} = \frac{e(f + bf + fg + 1)}{(d + e - a + 1)(f + fg + 1) + bf(d + e + 1)}$$

$$A_{15} = \frac{-bf}{(d + e - a + 1)(f + fg + 1) + bf(d + e + 1)}$$

$$A_{16} = \frac{-bfj}{(d + e - a + 1)(f + fg + 1) + bf(d + e + 1)}$$

$$B_{11} = \frac{(a - d - e - 1) \cdot A_{11} + d}{bf}, \quad B_{12} = \frac{(a - d - e - 1) \cdot A_{12} + bf}{bf}$$

$$B_{13} = \frac{(a - d - e - 1) \cdot A_{13} + c}{bf}$$

$$B_{14} = \frac{(a - d - e - 1) \cdot A_{14} + e}{bf}, \quad B_{15} = \frac{(a - d - e - 1) \cdot A_{15}}{bf}$$

4. 気化冷却器の計算モデル

4.1 気化冷却器の冷却機構

気化冷却器は、空気用の顯熱交換器の一種であり片側に上水を滴下し、その蒸発時の蒸発潜熱で反対側に通気した空気を冷却する熱交換器である。上水を滴下する側を Wet 側、冷却空気を通気する側を Dry 側と呼び、気化冷却器として使用する場合には、Dry 側空気を室に供給し、Wet 側空気は屋外に排気する。前章で述べたデシカントモジュールは Dry 側の上流に設置され、等エンタルピー変化で昇温・除湿された空気を絶対湿度変化なく冷却し、室の冷房を行う。

4.2 計算モデルの概要

気化冷却器の計算モデルは、Fig.5 に示すように実際の気化冷却器を流れ方向に N 個に分割し、それぞれ分割した Wet 側空気、Dry 側空気、境界壁における熱収支式、

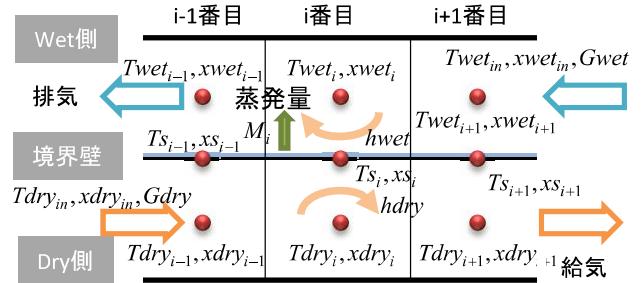


Fig. 5. Simulation model of evaporative cooling unit

物質収支式を作成し、全体を連立させることで各部の状態値を求める収支モデルとした。

4.3 計算モデル

4.3.1 蒸発量の基礎式

濡れ面と接する空気において、濡れ面からの水の蒸発量は、物質移動係数を用いれば (4.1) 式より計算することができる。

$$M_i = kx_i \cdot \max(xs_i - xwet_i, 0) \quad (4.1)$$

ここで、 M_i :蒸発量 [kg/m² s], kx_i :絶対湿度基準の物質移動係数 [kg/m² s (kg/kg)], xs_i :濡れ面近傍の絶対湿度(境界面温度における飽和絶対湿度)[kg/kg], $xwet_i$:Wet 側空気の絶対湿度[kg/kg]

物質移動係数 kx_i はルイスの関係から対流熱伝達率より (4.2) 式によって求めることができる。(4.2) 式の分母は湿り空気の定圧比熱である。

$$kx_i = \frac{hwet}{Cpm} = \frac{hwet}{Cpa + Cpv \cdot x} \quad (4.2)$$

ここで、 $hwet$:Wet 側の境界面における対流熱伝達率[W/m²K], Cpm :湿り比熱 [J/kgK], Cpa :乾燥空気の低圧比熱 [J/kgK](=1005), Cpv :水蒸気の低圧比熱 [J/kgK](=1846)

4.3.2 各部の熱・物質収支式

(1) 境界面での熱収支式

境界面における部材の熱抵抗を無視するとすれば、境界面の Wet 側、Dry 側それぞれの表面温度は等しくなり、

(4.3) 式のようになる。第 1 項は Wet 側空気との対流熱伝達、第 2 項は水の蒸発潜熱による熱損失、右辺は Dry 側空気との対流熱伝達をあらわす。

$$hwet \cdot (Twet_i - Ts_i) - M_i \cdot (r + Cpv \cdot Ts_i) = hdry \cdot (Ts_i - Tdry_i) \quad (4.3)$$

ここで、 $Twet_i$:Wet 側の空気温度[°C], Ts_i :境界面の表面温度[°C], r :水の蒸発潜熱[J/kg](=2,500,000), $hdry$:Dry 側の境界面における対流熱伝達率[W/m²K], $Tdry_i$:Dry 側の空気温度[°C]

(2) Wet 側空気の熱収支式

Wet 側空気は、境界面からの対流熱伝達と上流空気が流れ込むことによる熱取得を考え、(4.4) 式のようにあらわすことができる。

$$Cpa \cdot Gwet \cdot (Twet_{i+1} - Twet_i) + Awet_i \cdot hwet \cdot (Ts_i - Twet_i) = 0 \quad (4.4)$$

ここで、 $Awet_i$:境界面の Wet 側面積[m²]

(3) Wet 側空気の物質収支

Wet 側の空気については、境界面における水の蒸発と上

流空気の流入によるものを考え、(4.5) 式のようにあらわすことができる。

$$Gwet \cdot (xwet_{i+1} - xwet_i) + Awet_i \cdot M_i = 0 \quad (4.5)$$

(4) Dry 側空気の熱収支式

Dry 側の空気については、境界壁からの対流熱伝達と上流空気の流入による熱取得を考え、(4.6) 式で表すことができる。

$$Cpa \cdot Gdry \cdot (Tdry_{i-1} - Tdry_i) + Adry_i \cdot hdry \cdot (Ts_i - Tdry_i) = 0 \quad (4.6)$$

ここで、 $Adry_i$:境界面の Dry 側面積[m²]、 $xdry_i$:Dry 側空気の絶対湿度[kg/kg]

(5) Dry 側空気の物質収支式

Dry 側空気については、結露しないことを前提とすれば、絶対湿度一定となることから (4.7) 式のようにあらわすことができる。

$$xdry_i = xdry_{i-1} \quad (4.7)$$

4.4 热収支式、物質収支式の線形化

(4.3) 式の左辺 2 項に (4.1)、(4.2) 式を代入すると (4.8) 式が得られるが、絶対湿度や温度等の非線形となる。シミュレーションプログラムを開発するにあたっては、非線形の連立方程式を解く必要が生じるが、収束計算が必要となり大規模なシステム全体の年間システムシミュレーションには向いていない。そのため、線形化について検討する。

$$\begin{aligned} & hwet \cdot (Twet_i - Ts_i) \\ & - \frac{hwet}{Cpa + Cpv \cdot xs_i} \cdot \max(xs_i - xwet_i, 0) \cdot (r + Cpv \cdot Ts_i) \quad (4.8) \\ & + Cpw \cdot Gs_i \cdot Tw - Cpw \cdot Ge_i \cdot Ts_i = hdry \cdot (Ts_i - Tdry_i) \end{aligned}$$

(4.8) 式の左辺第 2 項の $(Cpa + Cpv \cdot xs_i)$ は湿り空気の定圧比熱で気体の熱定数、 $(r + Cpv \cdot Ts_i)$ は蒸発潜熱が支配的であることから、状態値は前時刻の数値を用いても結果に対する影響は小さいと推測される。また、濡れ面近傍の絶対湿度 xs_i (境界面温度 Ts_i における飽和絶対湿度) と濡れ面温度との関係は Fig. 6 に示すように非線形であるが、前時刻の濡れ面温度より回帰係数を求め 1 次式として整理すると (4.9) 式のように線形化が行える。

$$\begin{aligned} & hwet \cdot (Twet_i - Ts_i) - A \cdot \max(a \cdot Ts_i + b - xwet_i, 0) \\ & = hdry \cdot (Ts_i - Tdry_i) \quad (4.9) \\ & A = \frac{hwet}{Cpa + Cpv \cdot xs_i} \cdot (r + Cpv \cdot Ts_i) \end{aligned}$$

ここで、 a, b : 濡れ面温度と飽和絶対湿度を線形近似したときの回帰係数(a の単位は [kg/kg]/°C、 b の単位は [kg/kg])，
*: 前時刻の状態値

(4.5) 式の左辺第 2 項にも蒸発 M_i があるので同様に絶対湿度基準の物質移動係数を前時刻の状態値から計算すると (4.10) 式が得られる。

$$\begin{aligned} & Gwet \cdot (xwet_{i+1} - xwet_i) \\ & + Awet_i \cdot kx^* \cdot \max(a \cdot Ts_i + b - xwet_i, 0) = 0 \quad (4.10) \end{aligned}$$

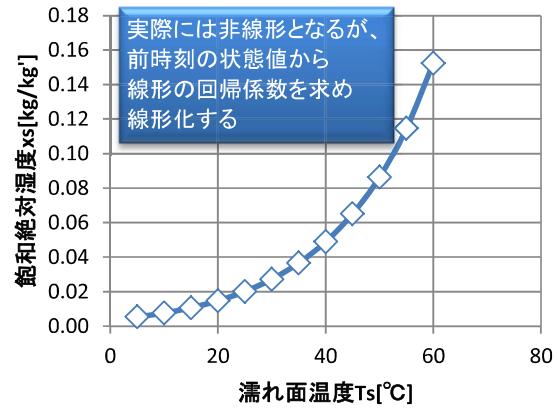


Fig. 6. Relationship of saturation absolute humidity and dry-bulb temperature

(4.4) ~ (4.7)、(4.9)、(4.10) 式を整理して行列表示すると (3.11) 式のようにあらわすことができる。

$$[\text{Udry}] \cdot \{\text{Sdryin}\} + [\text{U}] \cdot \{\text{S}\} + [\text{Uwet}] \cdot \{\text{Swetin}\} = \{\text{C}\} \quad (4.11)$$

(4.11) 式を整理して $\{\text{S}\}$ について解くと (4.12) 式が得られる。

$$\begin{aligned} \{\text{S}\} &= -[\text{U}]^{-1} \cdot [\text{Udry}] \cdot \{\text{Sdryin}\} \\ &- [\text{U}]^{-1} \cdot [\text{Uwet}] \cdot \{\text{Swetin}\} + [\text{U}]^{-1} \cdot \{\text{C}\} \\ &= -[\text{UX}] \cdot [\text{Udry}] \cdot \{\text{Sdryin}\} \\ &- [\text{UX}] \cdot [\text{Uwet}] \cdot \{\text{Swetin}\} + [\text{UX}] \cdot \{\text{C}\} \\ &= -[\text{UXdry}] \cdot \{\text{Sdryin}\} - [\text{UXwet}] \cdot \{\text{Swetin}\} \\ &+ [\text{UXC}] \end{aligned} \quad (4.12)$$

ここで、 $[\text{UX}]$: $[\text{U}]$ の逆行列

5. まとめ

本報では、住宅用空気式太陽熱冷房システムの概要について説明し、デシカント空調機と気化冷却器の計算モデルを作成し、線形化の検討を行った。今後は、作成した計算モデルを用いて、熱負荷シミュレーションプログラム(EESLIMS)への移植を行い、作成した数値計算モデルの検証を行う予定である。

※本研究は平成 23 年度 NEDO ((独法)新エネルギー・産業技術総合開発機構の助成事業の一環として実施したものである。ここに記して謝意を表します。

【参考文献】

- 1) 越ら:既往研究の発展形としての住宅用デシカント空調システムの提案及び数値解析モデルによる性能評価、日本建築学会環境工学委員会熱シンポジウム、Vol.40、pp 171-178、2010.10.22
- 2) 宇田川:住宅の室内熱環境と空調用エネルギー消費量のシミュレーション(その1、シミュレーション手法)、日本建築学会大会梗概集、1990、p1395-p1396
- 3) 宇田川、村田、佐藤:要素モデルによる冷房熱源システムのシミュレーション(その2)冷房・給湯ヒートポンプシステム、空気調和・衛生工学会学術講演梗概集、pp385-388、1995.10
- 4) 木村建一編、石川幸雄著:建築環境学2 14章 屋根散水、丸善、1993.2