各種省エネ基準に対する RC 集合住宅の熱・湿気性能の比較研究−連続断熱層の効果

Numerical Simulations on Hygrothermal Performances of the Intermediate Model Unit in RC Condominium Covered with Various Thermal Insulation Levels – The Effect of ci.

芝池　英樹(京都工芸繊維大学)　　○谷畑　泰智(京都工芸繊維大学)

Hideki SHIBAIKE[*1]　　Taichi TANIHATA[*1]

Kyoto Institute of Technology

Air conditioning loads of sensible heat and latent heat, and annual variations on moisture content of the RC structural layer in building envelopes with four kinds of insulation standards are numerically evaluated for the intermediate model dwelling unit by in a condominium by the windows application WUFI Plus and WUFI Pro. Comparing differences between four insulation standards quantitatively, the features of each standard are summarized as follows. On JAEI (Japan Association for External Insulation) level, solar heat gain coefficients of window openings is to be selected as the lower value and the more careful operation of ventilation system is to be considered, since it introduced the higher risk of indoor air overheated.

１．はじめに

我が国では，住宅の省エネ基準が改正され高断熱・高気密化が図られてきた。国土交通省は 2013 年に新しい省エネ基準を定め，特に集合住宅の外皮断熱性能は，この 2013 年省エネ基準を満たす内断熱工法によるものが，現在市場に出回るトップランナーと言える。2013 年省エネ基準では，外断熱工法による基準も定められているがコスト等の問題から，採用される事例は少ない。また，近年では HEAT20（2020 年を見据えた住宅の高断熱化技術開発委員会）や外断熱推進会議など住宅・建材生産者団体や非営利活動法人から独自の基準による高断熱化が提案されている。一方，米国では建築物において国際省エネルギー基準「IECC」という建築の外皮断熱性能を指定する建築法規が定められ，2013 年 10 月以降は商業建築に於いて連続断熱(外断熱)層の施工が義務化されている。さらに，2015 年には最初の改正が実施されて，住宅建築でも連続断熱層の施工が要求されるようなっている。この IECC は，北中米各国を対象とする標準法規であり，MASS として分類される RC 駆体等の外皮に対しては，連続断熱（外断熱）施工が必須であり，この標準法規を最低基準として，米国各地方自治体が自主的にローカライズし，より高度な基準を定める自治も可能である。

本報では，上記 4 種類の省エネ基準に関して，建物と外皮の熱･湿気同時移動を数値予測する Windows アプリケーション WUFI Plus および WUFI Pro を用いて集合住宅の中間モデル住戸の空調負荷や外皮含水率変動を計算し，基準間の違いや特徴を定量的に検討する。我が国の気候やライフスタイルに対して，適切な省エネルギー基準を選択・推奨するために，前述した様々な省エネ基準で数値計算を実施し，空調負荷や室空気温度，躯体含水率等の項目を比較し，利点・欠点を整理する。

２．モデル住宅の概要

検証対象とした集合住宅は 4 人家族の標準的な床面積 70 ㎡のモデル住宅(建築研究所が発行した『建築研究資料 No.154　第 5 章』参照)である。1 フロア 4 住戸で 3 階建ての 12 住戸の内，中間及び妻の住戸を計算モデルとした。(Figure.1)

本研究では東京において次世代省エネ基準，IECC 連続断熱基準，HEAT20 基準，外断熱推進会議推奨基準(EIPC)のそれぞれを満たす EIFS 外断熱工法(ビーズ法ポリスチレンフォーム〔EPS〕)による壁断熱と次世代省エネ基準を満たす内断熱工法による壁断熱で構成された住戸を想定した。ただし，貼付する EPS 断熱材は次世代省エネ基準で 40mm，IECC 基準で 50mm，外断熱推進会議推奨基準で 100mm，内断熱工法による断熱材は次世

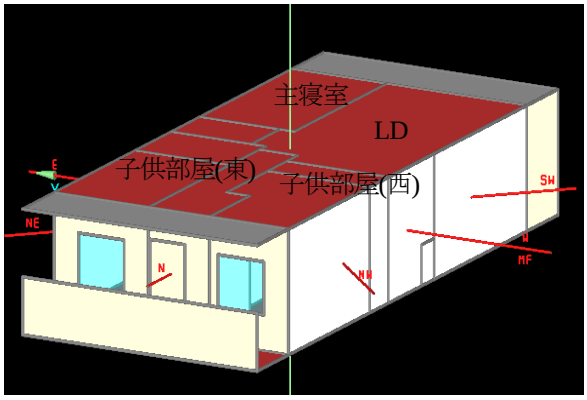


Figure .1 Model of the condominium unit in WUFI Plus

代省エネ基準で 40mm，IECC 基準で 50mm，外断熱推進会議推奨基準で 100mm，内断熱工法による断熱材は次世代省エネ基準で 25mm，HEAT20 基準で 46mm とする。その他の物性値は Table.2，Table 3 の通りで断熱材以外の構成は外断熱工法と内断熱工法でそれぞれ同じである。

3．プログラム計算値の比較

3.1　計算概要

本研究ではシミュレーションプログラムとして WUFI Plus を使用し，建物の仕様，気象データ，室内負荷及び空調システムに関する諸データを用いてシミュレーションを行い，室内 7zone(LD，主寝室，子供部屋西東，浴室，玄関，トイレ)における湿度，温度，空調負荷等を計算する。空調機器に関しては WUFI Plus で在室スケジュールを設定し，在室人数が 0 の時は OFF になるように各部屋ごとに設定されている。また，在室人数が 1 以上の時に外気温が 18℃以下になると暖房が ON，27℃以上になると冷房が OFF になるように設定されている。さらに WUFI Plus での計算結果から出力される室内温度のデータをもとに WUFI Pro を用いて躯体含水率，絶対湿度，室内相対湿度等を各基準で計算評価する。外界気象条件は拡張 AMeDAS 東京標準年を用い，シミュレーションは周りが住戸に囲まれた中間住戸と西側が外界となっている妻住戸に分けて行う。

Table.1 Heat transmission coefficient

U-Value	unit	2013out	IECC	EIPC	2013in	HEAT20
Wall	W/㎡K	0.681	0.58	0.33	0.681	0.43
Window	W/㎡K	3.42	3.22	2.36	3.42	2.36
U_A	W/㎡K	0.84	0.84	0.73	0.54	0.45

Table.2 Wall configuration of internal insulation method

Nr.	Material/Layer (from outside to inside)	ρ [kg/m³]	c [J/kgK]	λ [W/mK]	Thickness [m]
1	Acrylic Stucco	1795	840	0.371	0.005
2	EPS (heat cond.: 0.04 W/mK - density: 15 kg/m³)	15	1500	0.04	0.04
3	Bonding Mortar	1350	850	0.8	0.002
4	Concrete, w/c=0.5	2300	850	1.6	0.15
5	Air Layer 20 mm; without additional moisture capacity	1.3	1000	0.13	0.02
6	Interior Plaster (Gypsum Plaster)	850	850	0.2	0.009

Table.3 Wall configuration of external insulation method

Nr.	Material/Layer (from outside to inside)	ρ [kg/m³]	c [J/kgK]	λ [W/mK]	Thickness [m]
1	Acrylic Stucco	1795	840	0.371	0.005
2	Bonding Mortar	1350	850	0.8	0.002
3	Concrete, w/c=0.5	2300	850	1.6	0.15
4	Sprayed Polyurethane Foam; closed cell	39	1470	0.025	0.025
5	Air Layer 20 mm; without additional moisture capacity	1.3	1000	0.13	0.02
6	Interior Plaster (Gypsum Plaster)	850	850	0.2	0.009

空気調和・衛生工学会平成 28 年度大会で発表した「IECC 性能基準に適合する RC 集合住宅の熱・湿気性能に関する研究」では中間住戸のみを対象とし，冷暖房負荷を能力と頻度のグラフで示したが十分な結果が得られなかったため，今回は妻住戸についても計算を行い，グラフは月別の積算値で比較する。

3.2　中間住戸における冷暖房負荷

Figure.2 は中間住戸において計算評価対象とした 4zone(LD，子供部屋(西，東)，主寝室)における冷暖房負荷の積算値を月単位で表しており，プラス方向は暖房負荷，マイナス方向は冷房負荷を示している。また，Figure.3，Figure.4 では厳寒日，猛暑日を含む 1 週間の気温変化を表している。負荷の積算値に関しては暖房時期の場合，壁の熱貫流率が上がるごとに負荷も大きくなっていることがわかる。冷房時期の場合は EIPC 基準のみ負荷は小さいがその他の基準では顕著な差は出ていない。冬期の気温変化を見てみると，暖房 OFF 時に EIPC 基準，HEAT20 基準では温度が下がりにくくなっている。
また，Figure.5 では各基準の年間の室内温度と外気温を示している。冬期，春期で EIPC 基準での温度が他と比べて高くなっている。

3.3　妻住戸における冷暖房負荷

Figure.5 は妻住戸において計算評価対象とした 4zone の冷暖房負荷の合計を表している。また，Figure.6，7 は LD の厳寒日，猛暑日を含む 3 日間の気温変化を表している。外壁部分が増えたため，全体の冷暖房負荷は中間住戸の場合より増えている。積み順も中間住戸の場合と同じである。また，6 月における冷房負荷に着目すると，中間住戸の場合と比べ，他の基準よりも負荷が大きいことがわかる。オーバーヒートを起こしており，換気や開口部の日射取得率を見直す必要があると考えられる。厳寒期における室内気温変化を見てみると，暖房 OFF 時の温度が 2013 年基準の 2 基準で比べると外断熱工法の方が下がりにくくなっていることがわかる。中間住戸の場合ではあまりみられなかった変化であるが，これは外壁部分が増えたことにより，外断熱工法の蓄熱効果がより発揮されるようになったためだと考えられる。また，Figure.9 では 4.2 と同じく年間の室内温度と外気温を示している。室内温度は中間住戸の場合と比べて顕著な差はみられないが EIPC 基準についてはわずかに年間通して低くなっていることがわかる。

3.4　躯体の含水率

WUFI Plus で計算した 7zone の内，LD における室内環境のデータ，Table.2，Table 3 の物性値等を WUFI Pro ver6 に入力し，計算シミュレーションを行う。初期条件は構

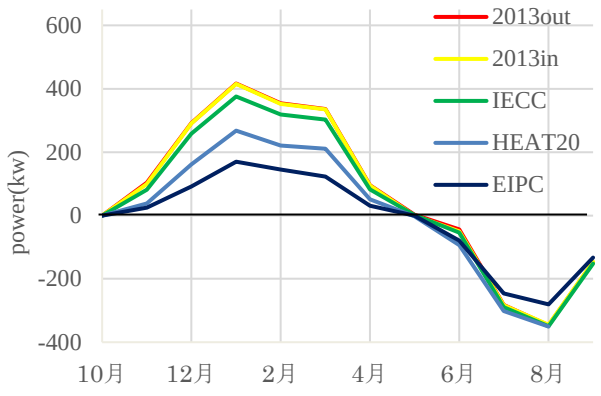


Figure.2 Heating/Cooling load (Intermediate unit)

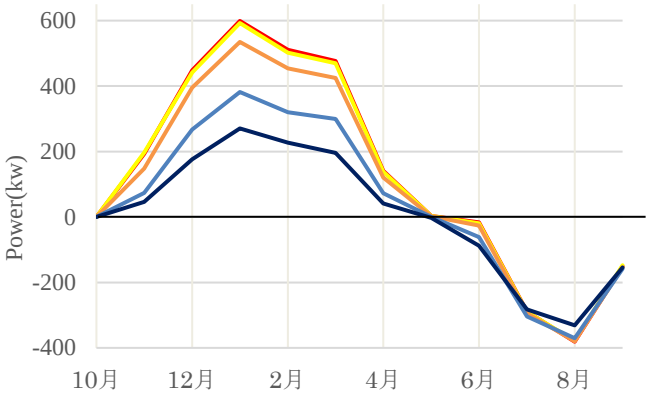


Figure.5 Heating/Cooling load (End unit)

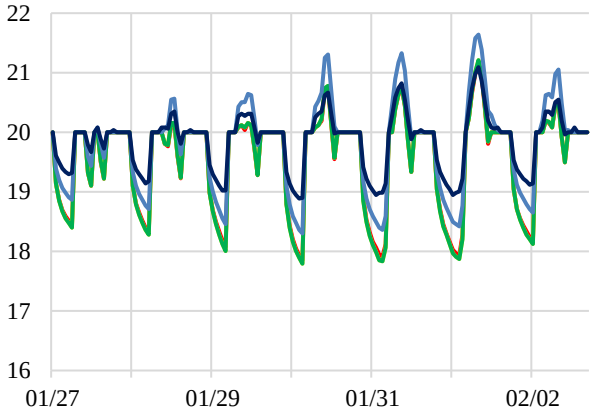


Figure.3 Tempereture of interior air(Intermediate unit)

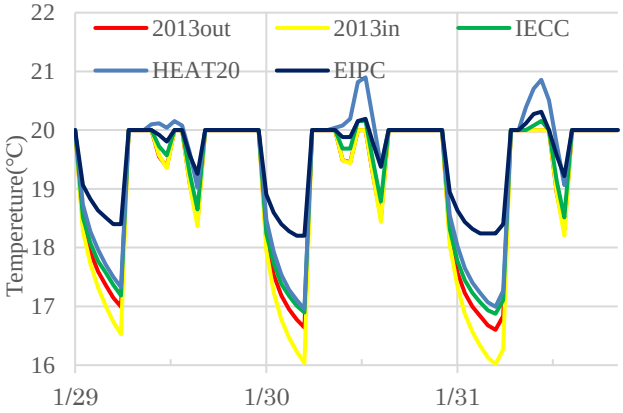


Figure.6 Tempereture of interior air(End unit)

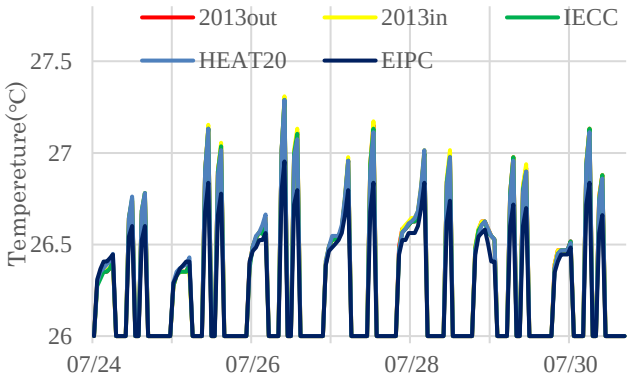


Figure.4 Tempereture of interior air(Intermediate unit)

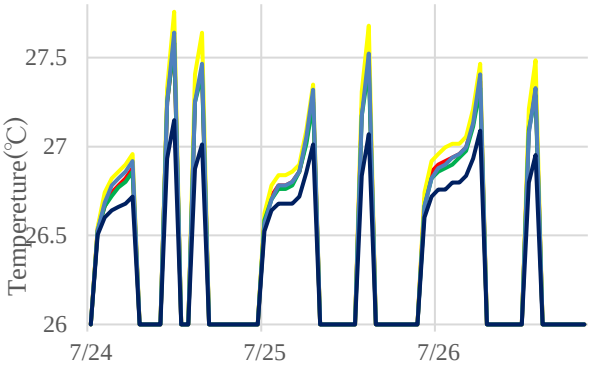


Figure.7 Tempereture of interior air(End unit)

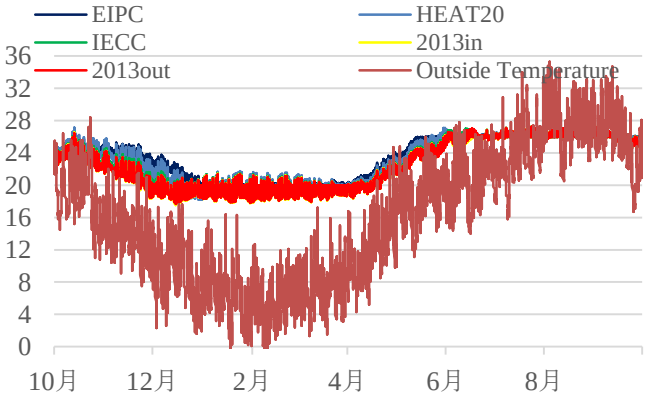


Figure.5 Tempereture of interior air(Intermediate unit)

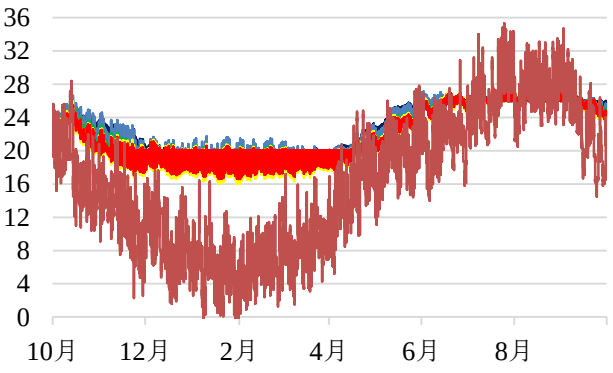


Figure.9 Tempereture of interior air(End unit)

造の初期温度が 22℃，室内初期相対湿度が 75%である。外界条件は WUFI Plus の場合と同じく拡張 AMeDAS 東京標準年を用いる。

年間の躯体含水率を Figure.10 に示す。内断熱工法である HEAT20 基準と 2013 年省エネ基準と比べて外断熱工法であるその他 3 基準の方が顕著に低くなっていることが分かる。躯体含水率において外断熱の場合と比べて内断熱の場合のグラフが大きく異なるのは，外断熱工法の場合は躯体が断熱材よりも室内側にあることにより冬期に躯体温度が高く保たれ，室内空気との温度差が小さくなるため，水分が吸着しにくくなるからだと考えられる。

また，夏期における室内表面の相対湿度を Figure.11 に示す。同じ 2013 年基準でも内断熱工法の方が低く保たれている。今回は初期含水率を低めに設定しているため，結露，カビが発生するような湿度にはならなかったが，高い含水率で設定した場合，カビ，結露が発生する確率は外断熱工法の方が低いことがわかった。

4．まとめ

建物と外皮の熱･湿気同時移動を数値予測する Windows アプリ WUFI Plus/Pro を用いてモデル住戸の空調負荷や外皮含水率変動を計算し，4 種類の省エネ基準の空調負荷や RC 躯体の含水率を定量的に検討した。本報での検討結果に基づき，以下に各省エネ基準の特徴をまとめる。

・EIPC 基準…基本的に熱・湿気性能は最も優れているがオーバーヒートを引き起こす可能性があるので開口部の日射取得率や換気装置の運用方式に注意すべきである。

・HEAT20 基準…冷暖房負荷の抑制に関しては性能が良いが，内断熱工法のため躯体の含水率が高く，結露やカビの発生に直結しやすい。

・IECC 基準…上記 2 基準に比べると空調負荷は大きくなるが，躯体の含水率や相対湿度は低く保たれ，結露やカビの発生リスクは低い。

・2013 年省エネ基準…内断熱工法と比べて外断熱工法の方が，冬期非暖房時の室温が高く推移し，結露やカビの発生リスクも低い。

参 考 文 献

1) 独立行政法人　建築研究所，「建築研究資料 No.154」

2) 坂根　悠美，その他 2 名，「集合住宅の外断熱改修による熱･湿気性状改善効果に関する研究－WUFI Plus2.5 による多数室性状の数値予測」京都工芸繊維大学建築コース　平成 27 年度卒業論文

3) Künzel，Harywig M，Simultaneous Heat and Moisture Transport in Building Components　One- and two-dimensional calculation using simple parameters，IRB Verlag，pp10-69，1995

4) H.M.Künzel，他 3 名，Simulation of indoor temperature and humidity conditions including hygrothermal interactions with the building envelope，Solar Energy 78，pp554-561，2005

5) 谷畑泰智，その他 2 名　「IECC 性能基準に適合する RC 集合住宅の熱・湿気性能に関する研究」　空気調和・衛生工学会　平成 28 年度大会(鹿児島)　E-42，2016

Table.4 Latent heat load of Inter unit(kg/㎡)

Load	2013out	2013in	IECC	HEAT20	EIPC
Humid	7.92	8.01	7.94	7.80	0.00
Dehumid	2.25	2.28	2.23	2.21	0.03

Table.5 Latent heat load of End unit(kg/㎡)

Load	2013out	2013in	IECC	HEAT20	EIPC
Humid	8.21	8.49	8.36	8.58	8.36
Dehumid	2.33	2.40	2.24	2.34	2.17

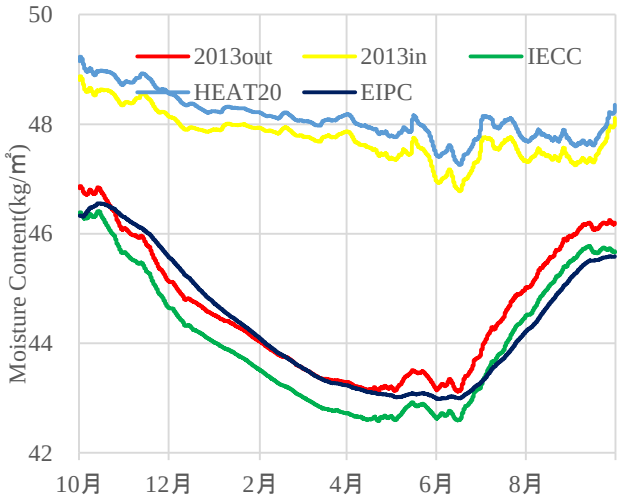


Figure.10 Moisture Content of Concrete

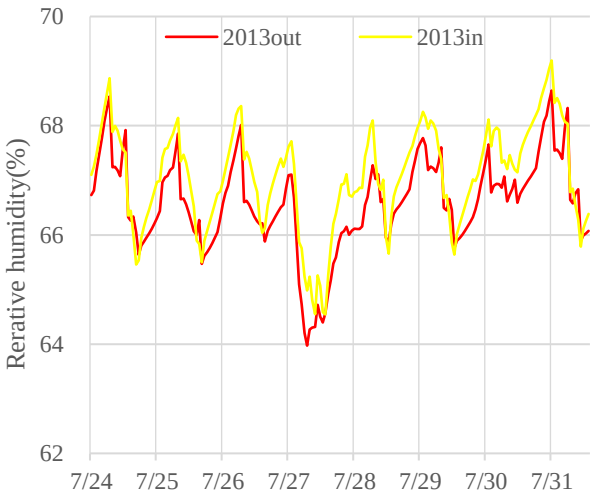


Figure.11 Rerative humidity of indoor surface

多湿気候に耐える熱・湿気性能を備えた超高断熱・高気密外皮の数値設計に関する研究

Numerical Simulations on Hygrothermal Performances of the Building Envelope Assembly to be Designed for an Oceanic Humid Climate Zone

芝池　英樹（京都工芸繊維大学）　○有馬　美穂（京都工芸繊維大学）

Hideki SHIBAIKE*　Miho Arima*

* Kyoto Institute of Technology

In order to form the building envelope assembly consisting of the most appropriate combinations and thicknesses of building material that can minimize heating and cooling loads of sensible heat and latent heat, and the lower moisture content of plywood built in the assembly, numerical simulations are carried out. The computational target is a simple rectangular shaped two-story detached house with the conventional timber framed structure. Numerical comparison can provide the optimized building envelope assembly for an oceanic humid climate zone (Hourly weather data of Choshi in 2015). The stability and effectiveness of the selected building envelope assembly is discussed.

１．はじめに

第一次石油危機から６年後の 1979 年にはエネルギーの使用の合理化に関する法律（いわゆる省エネ法）が制定・施行され，それ以降，何度か改正されたこの法律に対応して，省エネ基準（告示）が定められた。2013 年に改正された最新の省エネ基準では，住宅はこれまで外皮性能のみの評価であったのに対して，暖冷房や換気，照明，給湯などの建物全体の省エネルギー性能を評価する一次エネルギー消費量の基準が加わった。今日では外皮性能だけでなく，建物全体のエネルギー性能に影響する設備機器や人の生活スタイル，関連するエネルギー消費など総合的に評価することが求められている。省エネ分野だけでも多角的に評価されねばならず，エネルギー性能に加えてコストやデザイン性，快適性，生活スタイルもあわせた総合評価できるしくみが求められている。

本報では、簡単な直方体形状の戸建てモデル住宅を設定し、外皮構成を各種変化させた建物の顕熱・潜熱負荷や構造用合板含水率の計算結果の比較から、海洋性湿潤気候地域（銚子 2015）に適した外皮構成を探り出す。

２．研究目的

本研究の目的は，外皮性能に左右されやすい冷・暖房機器に関連するエネルギー消費の削減をめざし，暖房負荷を削減しつつ, 冷房負荷は漸増に止め，年間暖・冷房負荷を抑制するための外皮条件を探ることである。冷・暖房時の除・加湿負荷を定量的に評価すると共に，構造用合板の含水率の年間変動を検討し，高い耐久性能を保証する外皮構成を明らかにし，今後の省エネ基準に対して対応できるような住宅の外皮計画を目指す。

３．計算方法

WUFI　Pro は、外皮内の非定常非線形熱・湿気同時移動を数値予測する Windows アプリケーションである。WUFI　Plus は、この WUFI　Pro 機能を包含しており、最低でも計六面（外壁四面，屋根および床）の熱・湿気性状予測に応用して、建物全体の熱・湿気平衡の精算を可能にする Windows アプリケーションである。建物全体の CO_2 収支に関する数値予測については，熱・湿気の方程式とは独立した計算を行うことにより，その予測が可

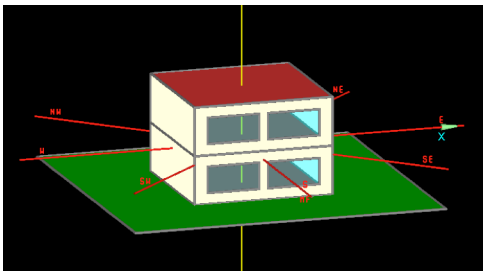


Figure.1　south face

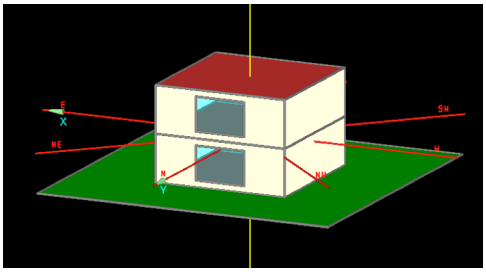


Figure.2　north face

能となっている。

・建物全体の熱のつり合い方程式

$$\frac{dH_i}{dt} = \dot{Q}_{component} + \dot{Q}_{window} + \dot{Q}_{InternalHeatGain} + \dot{Q}_{ventilation} + \dot{Q}_{HVAC} \quad (1)$$

$$H_i = 1006 \cdot \theta_i + x_i \cdot (1840 \cdot \theta_i + 2501000) \cdot m_i \quad (2)$$

・建物全体の湿気のつり合い方程式

$$\frac{dC_i}{dt} = \dot{W}_{component} + \dot{W}_{ventilation} + \dot{W}_{InternalMoistureGain} + \dot{W}_{HVAC} \quad (3)$$

・建物全体の CO_2 のつり合い方程式

$$\frac{dCO2_i}{dt} = \dot{M}_{ventilation} + \dot{M}_{InternalCO2Gain} \quad (4)$$

4．計算対象

計算対象に設定する戸建て住戸モデルは，日本の平均的な規模の住宅を想定し，計算が容易なように，形状等は極力単純化した。世帯構成は夫婦 2 人と子供 2 人（中学生男子 1 名、高校生女子 1 名）の 4 人家族，建築面積は 8m×8mの 64 ㎡の総 2 階とし，延べ床面積 128 ㎡，東西南北に正対した木造二階建て住宅とした。日本の平均的な住宅の開口率は約 25%であるので，開口面積を 30 ㎡とする。敷地および気候条件は千葉県銚子市とする。

5．計算結果

外皮は外断熱工法とし内側にも断熱材を充填する負荷断熱を採用する。検討の順番としては，室外側メンブレン，室内側メンブレン，断熱材の組み合わせの順で行う。基本の組み合わせをネオマフォーム（PF）グラスウール（GW）ポリエチレン（PE）とし，外側メンブレンの最も適切な Sd 値から求めていく。

室外側メンブレンは Sd=0.1，Sd＝1.0，Sd=10 の 3 通りを検証する。Sd 値の違いは年間熱負荷にはほとんど影響しないが，Figure.3 より構造用合板の含水率に影響することが分かる。Sd=10 の場合が年間の変動が最も小さく耐久性の面でよいと判断し Sd=10 を採用する。また Figure.3 は構造用合板の初期含水が 62.8kg/㎥の場合であり，初期含水を 50kg/㎥で計算すると，Sd=10 の場合，Figure.4 のように約 48kg/㎥，質量含水率でいうと約 10%で安定することが分かる。よって以降の計算は質量含水率 50kg/㎥で行うものとする。

次に室内側メンブレンは Figure.5 の通り，透湿抵抗の性質の異なる PE と Zaban の 2 通り検討する。潜熱負荷を見てみると，加湿・除湿ともに負荷は軽減しており，合板に蓄積した湿気が室内側の加湿に使われ，室内の過剰な湿気が構造用合板に吸着することで除湿の役割を果たしたものと考えられる。利熱負荷全体でみると年間

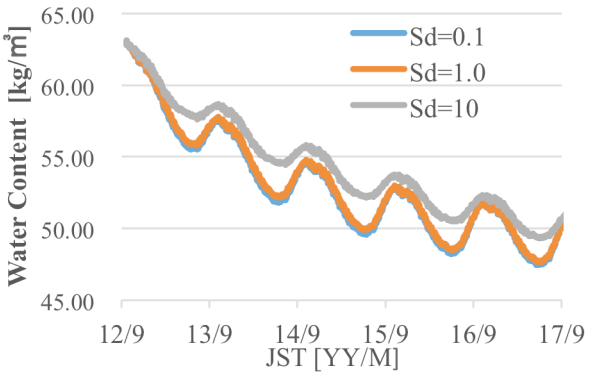


Figure.3 Temporal Profiles of Plywood Water Content

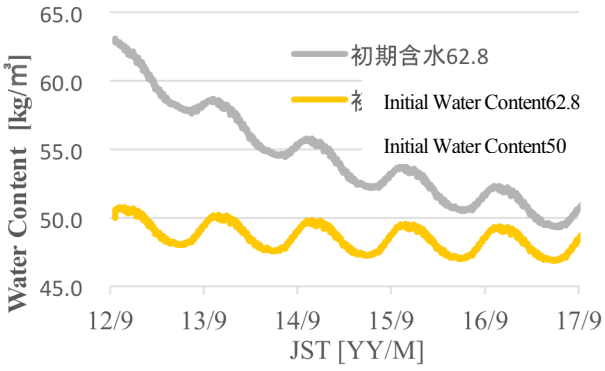


Figure.4 Temporal Profiles of Plywood Water Content

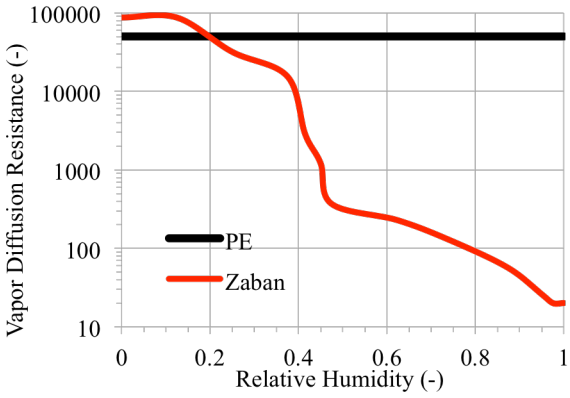


Figure.5 Vapor Diffusion Resistance

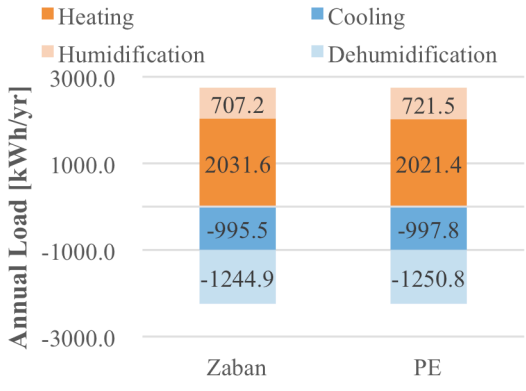


Figure.6 Annual Load for two membranes

でわずかに 12.4kWh だけ Zaban の方が低いが，Zaban の場合，構造用合板の含水率の年間の変動が大きく，耐久面を考えるとより変動の小さい PE が適切と考える。また, Zaban の場合の構造用合板含水率のグラフは PE と対照的にギザギザの急激な変動をする。（Figure.7）原因は室内側が設備によって湿度が 40-70%で調整されているため，設備の運転に合わせて合板の含水率にも影響が出るためと思われる。(Figure.8 ※黄色点線：外気相対湿度 青点線：室内相対湿度　青実線：構造用合板含水率)

最後に断熱材の検討である。XPS/GW，XPS/セルローースファイバー（CF），PF/GW，PF/CF の４通りで，できる限り平均熱貫流率を統一し，GW を採用したものについては通気層を GW と合板の間に設けることで厚みも統一した。U 値は順に，0.162,0.161，0.161，0.164 である。Figure.9 に示す通り，熱負荷で比較すると XPS/CF→PF/CF→XPS/GW→PF/GW の順で負荷が少なく，PF よりも XPS，GW よりも CF という結果になった。

含水率の面では, Figure.10 のように CF を用いると GW よりも含水率が高くなるが，木材の損傷が出始めるといわれる約 20%よりも低く，問題はない。CF の方が年間変動が大きくなる理由としては，Figure.11 より合板の含水率が下がっているとき CF の含水率が上がり，合板が上がるとき CF が下がっていることよりセルロースファイバーのもつ調湿作用が考えられる。CF と GW の平衡

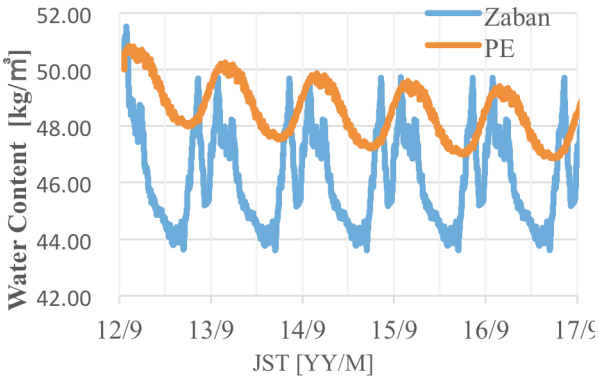


Figure.7　Temporal Profiles of Water Content

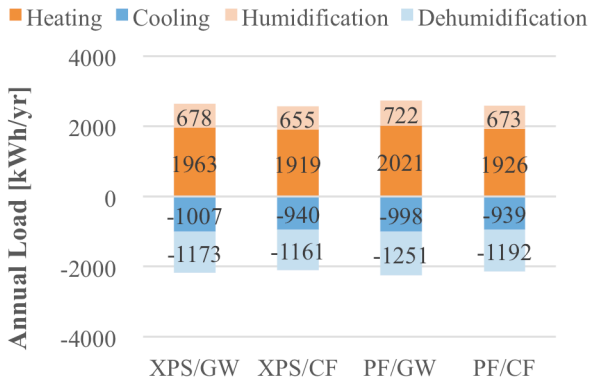


Figure.9　Annual Load For four pairs of insulation

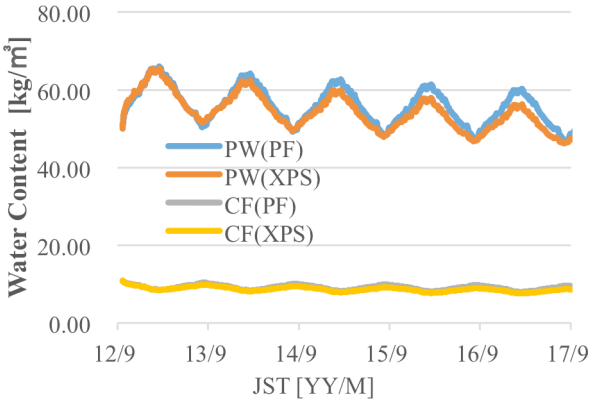


Figure.11 Temporal Profiles of Water Content

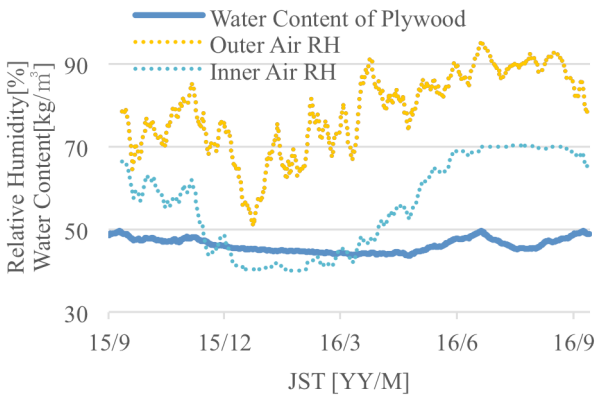


Figure.8 Temporal Profiles of Water Content and Relative Humidity

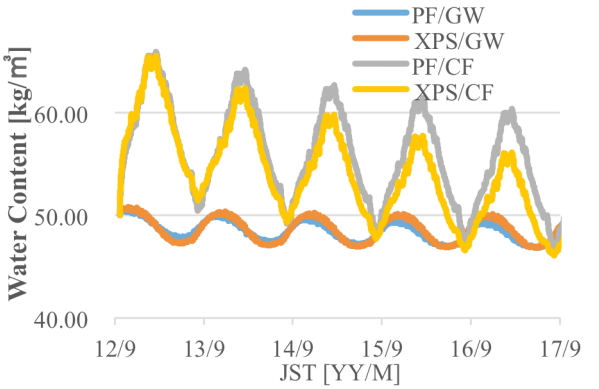


Figure.10 Temporal Profiles of Water Content

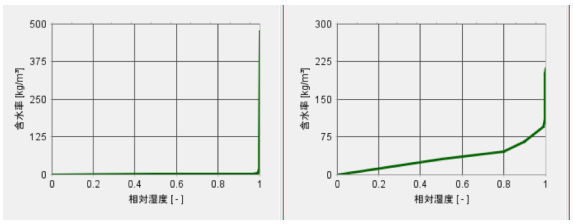


Figure.12 Equilibrium Water Content Ratio (Left / GW　Right / CF)

含水率曲線の違いからも明らかである。（Figure.12）CF を用いた方が年間熱負荷が抑えられるため，構造用合板の含水率の変動が少々大きいことには目をつぶり，XPS/CF を採用する。

以上より，求められた外皮構成の組み合わせは Figure.13 の通りである。

６．ナイトパージの導入

求められた外皮構成の住宅で，ナイトパージを導入した場合の効果を見る。前章までの計算では、換気は通年で全熱交換器を用いる設定であったが，ナイトパージを導入した場合の省エネ効果がどの程度期待できるかを計算する。Figure.14,Figure.15 より，今回の住宅モデル，気候条件に関しては，ナイトパージの導入は除湿負荷の増加分が冷房負荷（顕熱）の削減分を上回り、全熱冷房負荷を増加させるという結果となった。エンタルピー制御による外気冷房を検討することは、今後の課題である。

７．まとめ

卒業論文でも同様の主旨で外皮構成の組み合わせ探査をしたが，今回は探査する組み合わせ順序を変えて実施した。卒業論文では外張り断熱材，充填断熱材，室内側メンブレン，外気側メンブレンの順に選択肢を決定し，XPS と GW を採用した外皮構成が最適と判断され、今回選択された外皮構成は全く異なる結果となった。今回は最も影響の小さそうな外側メンブレンから検討し，次に内側メンブレンで室内外の湿気の移動を許すかどうかを判断し，湿気を通さない PE を採用したため，PE に合う断熱材を検討するといった流れとなった。

卒業論文での外皮と今回の外皮では，前者が含水率の変動平準化と抑制に，後者が冷・暖房負荷削減に重点を置いて構成された外皮であると考えられる。このように，どの評価項目を重視するかによって、外皮構成の組み合わせ選択は変わりうるもので有り、選択順序に依存しない組み合わせ解の安定性を確保した探査法の確立は今後の課題である。

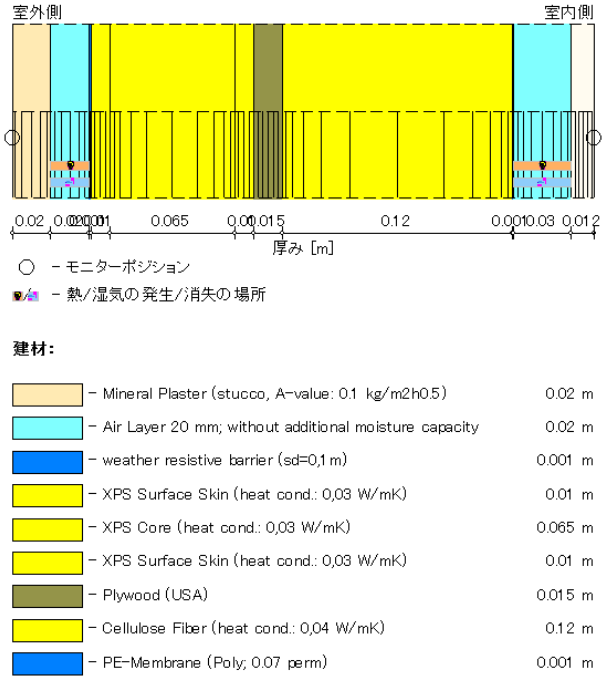


Figure.13 The Optimized Wall Assembly

謝 辞

本プロジェクトで使用する建築部材や設計図書等の情報提供と共に，有益な助言を戴いた関係各位に深く感謝申し上げます。

参 考 文 献

1) 脇日出海、「超高断熱・高気密住宅の熱・湿気性に関する実験結果の数値的検証」、京都工芸繊維大学卒業論文、2014.
2) 有馬美穂 、「多湿気候に耐える熱・湿気性能を備えた超高断熱・高気密外皮の数値設計に関する研究」、京都工芸繊維大学卒業論文、2017.

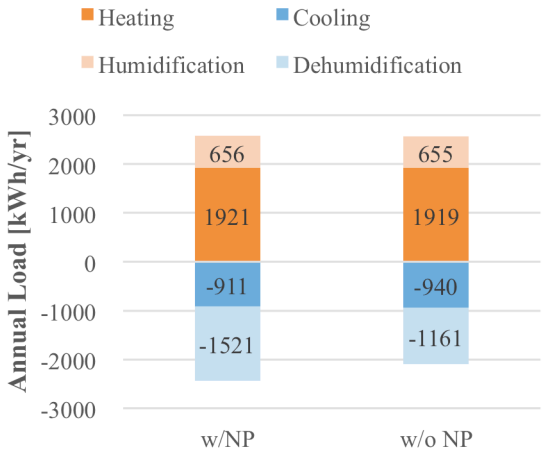


Figure.14 Annual Load for w/NP and w/o NP

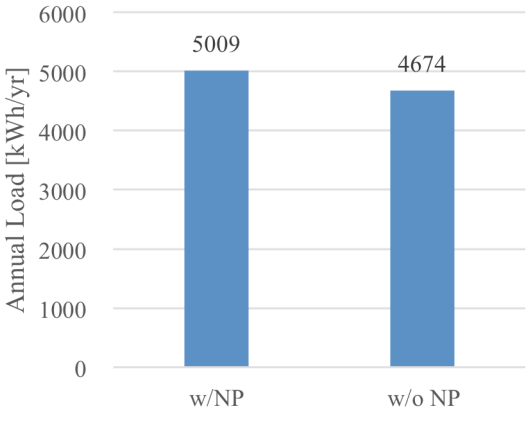


Figure.15 Annual Load w/NP and w/o NP

高断熱・高気密化による木造戸建て住宅の熱・湿気性能の数値評価に関する研究

Numerical Evaluation on Energy Performance and Moisture Control Characteristics for the 2x6 Detached Houses with the Higher thermal Insulation and Airtight level

芝池　英樹（京都工芸繊維大学）　○水野上　徹（京都工芸繊維大学）

Hideki SHIBAIKE[*1]　Tohru MIZUNOUE[*1]

[*1] Kyoto Institute of Technology

Air conditioning loads of sensible heat and latent heat, and annual variations on moisture content of plywood boards built in building envelopes with three kinds of insulation and airtight standards are numerically evaluated by the windows application WUFI Plus.Differences between three levels of the UA values for three climate zones of Sendai, Tokyo and Fukuoka have been examined. In the hot and humid climate of Tokyo, PHIUS level, which has the highest performance in considered thermal insulation and airtight standards with a continuous insulation layer, shows the lowest air conditioning loads of sensible heat and latent heat as well. It could wipe out concerns of overheat.

１．はじめに

気候変動対策は近年喫緊の課題となっており，世界的な化石エネルギー消費削減と再生可能エネルギーへの消費転換が求められている。日本国内でも，これまで努力目標に過ぎなかった 2013 年省エネルギー基準が 2020 年以降新築建物では義務化が決まるなど，住宅のエネルギー性能への関心が高まりつつある。住宅のエネルギー性能改善の有効策としては外皮の高断熱・高気密化が知られている。しかし日本のような期間蒸暑気候では不用意な高断熱・高気密化は夏期や中間期におけるオーバーヒートによる冷房・除湿負荷の増加が暖房負荷の削減を上回り，年間空調負荷を増大させる危険性がある。また結露の危険性が増加し，湿気が建物内にたまり易く耐久性を阻害するといった否定的な風評もあり，実績も少ないことから，国内では十分に普及していないのが現状である。

そこでこれまでの研究に引き続き（参考文献 1),2)参照）空調負荷（冷・暖房，除・加湿）の抑制の観点から国内での高断熱・高気密住宅の有効性を検討する。また加えて次に屋根形状や換気運転条件の違いによる影響を検討する。

本報では，2 階建て木造住宅(戸建て)モデル(屋根形状は勾配屋根‐軒有)に関して，外皮の断熱レベルおよび屋根形状と空調負荷（冷・暖房，除湿・加湿）の関係や外皮下地合板材の含水率変動を，多数室建物の熱・湿気性状が数値予測できる Windows アプリケーション WUFI Plus 3.0 を用いて検討する。即ち，3 種類の外皮熱性能レベル（2013 年省エネルギー基準，Heat20 G2 基準，PHIUS(Passive House Institute US)基準）に設定した屋根，壁，床と開口部の組み合わせに対して，東京（2013 年省エネルギー基準で 6 地域），およびより寒冷な仙台（同 4 地域），より温暖・湿潤な福岡（同 7 地域）での拡張 AMeDAS データ平年値を外界気象条件として，性能を比較する。

２．WUFI Plus の計算方法

WUFI Plus は，壁体内の熱・湿気性状を数値予測するアプリケーション「WUFI Pro」を最低でも外壁四面，屋根および床の計六面に応用して建物全体の熱・湿気性状や室内各ゾーンの温・湿度，また空調機器の設定をすることで 1 時間ごとの空調負荷の数値予測を可能にする多数室用 Windows アプリである。室内各ゾーンの CO2 濃度予測も熱・湿気連立収支とは分離した独立計算により，そのシミュレーションが可能となっている。(参考文献 3),4)参照)

３．モデル住宅の概要

計算対象とした住宅モデルは，日本の建築環境・省エネルギー機構（Institute of Building Environment and Energy Conservation，以下 IBEC と略称）の木造戸建ての住宅モデルをもとにして作成したものである。建築工法は 2×6 を採用している。居住者は計四名（夫婦と子供二名），延床面積 113.43m²，室容積 307.69m³である。内部発熱（対流熱，放射熱）や水蒸気発生量，二酸化炭素発生量に関しては IBEC が想定した居住者の 1 時間ごとの生活スケジュールの資料(参考文献 5 参照)をもとに作成し，平日と休日の 2 種類に分けて設定している。モデル住宅のゾーニングはもともと台所，居間，和室，浴室，洗面所，一階トイレ，一階ホール，二階トイレ，二階ホール，寝室，子供室Ⅰ，子供室Ⅱ，クローゼットに一階天井裏および屋根裏を加えた計 15 に振り分けられているが，計算の簡略化のため本報では一階，二階，階段室，天井裏，屋根裏の計 5 ゾーンに統合して計算を行うこととした。建物外皮の断熱・気密レベルは各基準を参考にし，断熱・気密性能の異なる外皮構成を 3 種類用意した。外皮性能レベルに関しては Table.1 に，気密性能に関しては Table.2 にまとめて示すとおりである。

4．外皮の断熱・気密性能の効果の違いの数値評価

計算期間は，１週間の助走期間を経た後の 2014 年 10 月 1 日から 2015 年 9 月 31 日までの 1 年間とする。３.で説明した 3 種類の外皮構成に採用したモデル住宅を使用して数値評価を行い，それぞれの外皮断熱基準が空調負荷および外皮下地合板の含水率変動に対してどのような影響を与えるのかを検討する。また，それぞれのモデル住宅に対して東京（気候区分 6 地域），仙台（同じく 4 地域），福岡（同じく 7 地域）の各気候条件での数値評価 を実施して，それぞれのモデル住宅に対する気候条件に よる影響も併せて検討する。

4. 1.空調負荷（冷・暖房，除・加湿）の比較

Figure.1,Table.3,4,5 が示すように，PHIUS モデルがどの地域において最も負荷が小さく，次世代基準が最も負荷が大きかった。特に暖房負荷に関して基準ごとにその結果が大きく変わり，断熱レベルの高い基準になるほどに暖房負荷が大きく減少することが確認できる。冷房負荷の値は小さいが暖房負荷と同様な結果となった。

除湿負荷に関してはどの地域でも基準ごとの差があまり見られなかったが，加湿負荷に関してはどの地域においても PHIUS モデルが他の半分以下の値を出しており，2013 年省エネ基準と Heat 20 では差が見られなかった。

4. 2.外皮下地合板の含水率変動について

地域を東京で，拡張 AMeDAS データより，最も風雨にさらされる北面の壁をシミュレーションしたがどのモデルの外壁も腐朽の恐れが高まる質量含水率[1] 8%を超えず周期的に安定しており，湿気による害の心配はなかった。

Table.1 The structure of component

	Part	U-Value(W/m^{2}K)	U_A-Value(W/m^{2}K)	Continuous thermal Insulation	Cavity Insulation
2013*1	Roof	0.51(0.34)*2	Tokyo &Fukuoka	—	GW*4 40mm(70mm)
	Wall	0.51(0.39)	0.85(≦0.87)*3	—	GW 40mm(60mm)
	Floor	0.59(0.43)	Sendai	GW 40mm(60mm)	
	Window	4.05	0.73(≦0.75)	—	—
Heat20	Roof	0.28(0.20)	Tokyo &Fukuoka	—	GW 90mm(140mm)
	Wall	0.28(0.21)	0.43(≦0.46)	—	GW 90mm(130mm)
	Floor	0.28(0.21)	Sendai	GW 100mm(140mm)	
	Window	1.90(1.45)	0.33(≦0.34)	—	—
PHIUS	Roof	0.10	0.26	PF*5 90mm	GW 140mm
	Wall	0.14		PF 90mm	GW 140mm
	Floor	0.12		PF 40mm GW 184mm	—
	Window	1.44		—	—

2013*1…省エネ基準（2013 年度） ()*2…仙台における値 ()*3…各基準の上限値

GW*4---グラスウール（熱伝導率：λ=0.032W/m-K） PF*5---フェノリックフォーム（熱伝導率：λ=0.019W/m-K ）

Table.2 Airtightness

	C-Value(cm^2/m^2)	Natural ACH (1/h)
2013	5	1.1
Heat20	5	1.1
PHIUS	0.3	0.6

*C 値と自然換気回数の関係は参考文献 6)を参照

Table..3 Air Conditioning load (kWh/m^2) in Sendai

Load(kWh/m^2)		2013	Heat20	PHIUS
SH	Cooling	11.58	7.70	13.35
	Heating	134.49	97.40	20.68
LH	Dehumid.	11.16	11.30	13.35
	Humid.	15.67	15.56	6.26
Total		172.90	131.95	43.66

Table.4 Air Conditioning load (kWh/m^2) in Tokyo

Load(kWh/m^2)		2013	Heat20	PHIUS
SH	Cooling	25.21	23.51	23.77
	Heating	96.97	65.78	11.19
LH	Dehumid.	18.91	18.91	9.47
	Humid.	13.26	13.03	2.50
Total		172.0	136.3	57.7

Table.5 Air Conditioning load (kWh/m^2) in Fukuoka

Load(kWh/m^2)		2013	Heat20	PHIUS
SH	Cooling	34.65	27.44	25.80
	Heating	99.56	70.16	10.77
LH	Dehumid.	29.17	27.66	12.10
	Humid.	9.76	9.83	2.36
Total		173.14	173.14	64.7

５．屋根形状の違いによる影響の数値評価

前章と同じく 3 地域の PHIUS モデル（勾配屋根 - 軒有）をもとに Figure.2 に示すような屋根形状の異なる 3 種類（勾配屋根 - 軒無，陸屋根 - 軒有，陸屋根 - 軒無）のモデルを作成した。先ほどと同様に空調負荷の数値予測を行った。なおグラフ内における表記は名前が長くなるので勾配屋根（軒有）を A，勾配屋根（軒無）を B，陸屋根（軒有）を C，陸屋根（軒無）を D とする。

5. 1.空調負荷（冷・暖房，除・加湿）について

年間の空調負荷を Figure.3 に示す。まず冷房負荷についてだが，陸屋根より勾配屋根が，軒の無いものより軒の有るものが小さな値になった。次に暖房負荷においては冷房負荷とは正反対の傾向が見られた。

除湿負荷に関しては福岡においては軒を無くす，もしくは陸屋根に変更する負荷が減少する結果となった。加湿負荷にかんしてはどの地域のどのモデルでも差がほとんど見られなかった。

5. 2.外皮下地合板の含水率変動について

屋根部材において数値予測をしたがどのモデルの屋根も腐朽の恐れが高い，質量含水率の 18%を超えず周期的に安定して，湿気による害の心配はなかった。

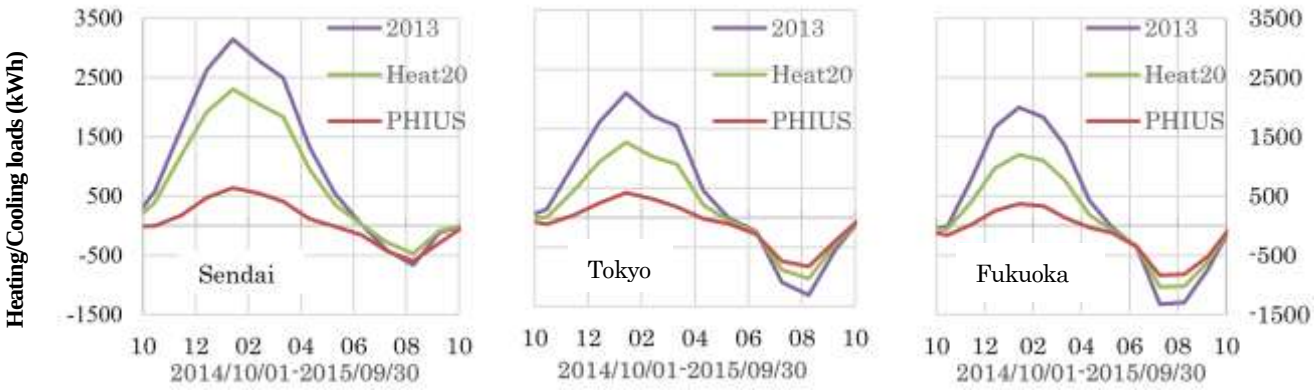
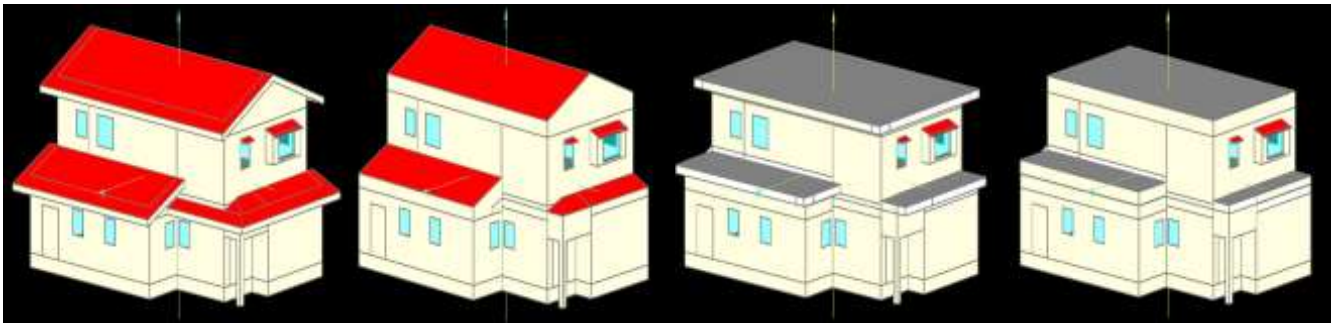


Figure.1 Heating/Cooling Load (in three cities)



A **B** **C** **D**

Fugire.2 Overview of the model house in WUF Fukuoka

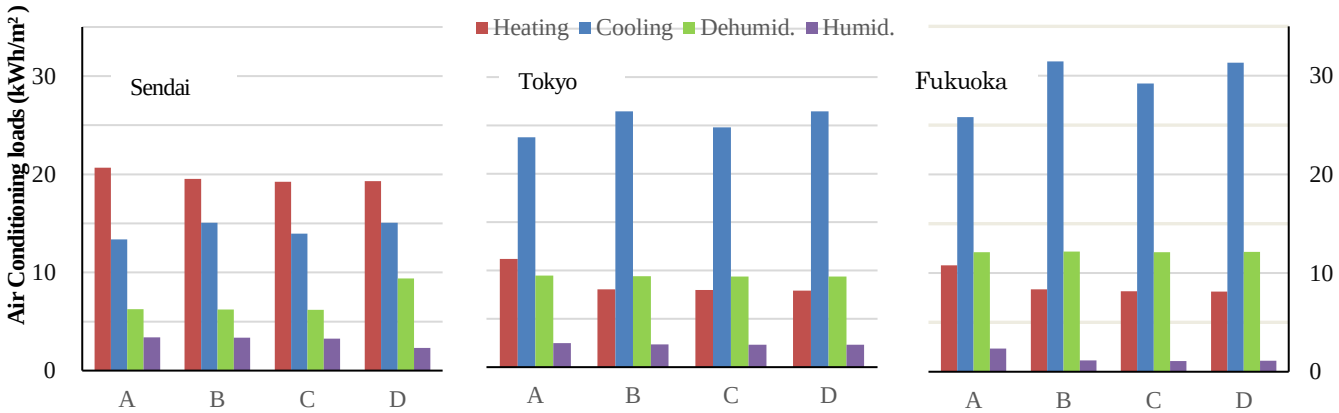


Figure.3 Air Conditioning Load (in three cities)

６．バイパス換気による外気涼房効果

東京の PHIUS モデルにおいて夜間外気導入方式（ナイトパージ：以下 NP）を採用しその有無による空調負荷の違いを数値予測する。本研究では NP をオーバーヒートにより冷房負荷の発生する 4 月～10 月において外気温度が室内温度より 2℃以上低い場合，通常時の換気量の 2 倍の換気をするよう設定した。指定した期間における外気と室内の温度差については Figure.4,5 に示す通りである。

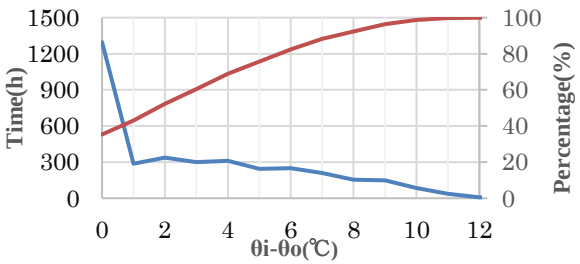
6.1 バイパス換気の有無による比較

空調負荷の結果を Table.6,Figure.6 にまとめた。7 月,8 月といった冷房期のピークにおいてはさほど効果が見られなかったがオーバーヒートの発生していた 4 月~6 月においては冷房負荷が減少した。しかしに除湿負荷が増加し，全体的に見ると空調負荷は微増した。

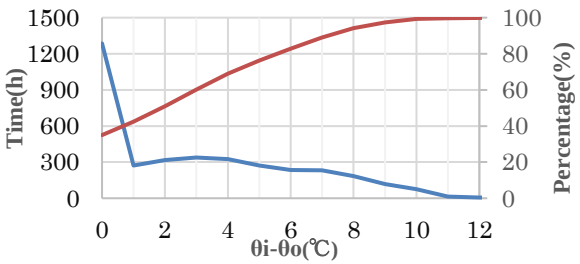
７．まとめ

本報では、多数室建物の熱・湿気性状を数値予測できる Windows アプリ WUFI Plus 3.0 を用いて、断熱・気密性能の異なる 3 種類の木造外皮を想定した戸建て住宅モデルに関して，空調負荷（冷・暖房，除湿・加湿）や外皮下地材の含水率変動等を検討した。即ち，3 種類の外皮熱性能レベル（2013 年省エネ基準，Heat20 G2， PHIUS）の 3 都市（東京・仙台・福岡）での数値性能を比較した。

3 基準の中で最も断熱・気密レベ ルが高く連続断熱層も備える PHIUS 基準の住宅モデルは，顕熱・潜熱の冷・暖房に関する計 4 種類の負荷が全て最低を示し、期間蒸暑気候である東京でのオーバーヒートの懸念を払拭した。ただし，冷房負荷に関しては，他の２モデルに比べ開始時期が 4 月からと早く，中間期における緩やかなオーバーヒートを確認した。



Fugire.4 Temp. difference between inner air and outer air(1F)



Fugire.5 Temp. difference between inner air and outer air(2F)

屋根形状の違いが空調負荷に与える影響に関しては、陸屋根より勾配屋根，軒無より軒有の方が冷房負荷は減少し，暖房負荷が増加する。屋根形状の違いにより日射受熱量が変化するためであり，冬期日射量の期待できる寒冷地域では陸屋根もしくは軒無が有効である。

熱回収換気装置のバイパス機能による外気冷房効果については，温度差制御で運用した場合、冷房負荷（顕熱）の削減効果は認められるが，除湿負荷が増加し全熱負荷は微増する。これは取り入れた外気のエンタルピーが、室空気より高かったためと考えられる。

年間空調負荷に関して、冷房負荷増加量が暖房負荷削減量を超えない，敷地の気候に最適な屋根形状を探り，また高断熱・高気密住宅に起こりやすいオーバーヒートの対策として，エンタルピー差制御による中間期・夏期のバイパス換気方式を検討することは、今後の課題である。屋根形状と熱回収もしくは全熱回収換気装置のバイパス換気機能を上手く組み合わせることで、地域に最適な高断熱・高気密住宅の確立を目指したい。

参 考 文 献

1)水野上徹，超高断熱･高気密住宅における湿気制御とエネルギー性能の数値評価に関する研究，空気調和･衛生工学会大会学術講演論文集(鹿児島)，E-40，2016
2)水野上徹，エアコン冷房･除湿の消費電力と顕熱比の部分負荷性能を考慮した超高断熱･高気密住宅の熱･湿気性状の数値予測に関する研究，空気調和・衛生工学会第 45 回近畿支部学術研究発表会論文集(大阪)A-13，2016
3) Künzel，Harywig M，Simultaneous Heat and Moisture Transport in BuildingComponents One- and two-dimensional calculation using simple parameters，IRB Verlag，1995
4) H.M. K,ünzel， Simulation of indoor temperature and humidity conditions including hygrothermal interactions with the building envelope ， Solar Energy 78，2005
5) 財団法人 建築環境・省エネルギー機構，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
6)(有)北欧住宅研究所所長川本清司，気密性能と換気計画，2005

Table.6 Air Conditioning load (kWh/m^2)

Load(kWh/m^2)	PHIUS	PHIUS-NP
Cooling	23.77	22.89
Dehumid.	9.47	11.06
Total	33.24	33.95

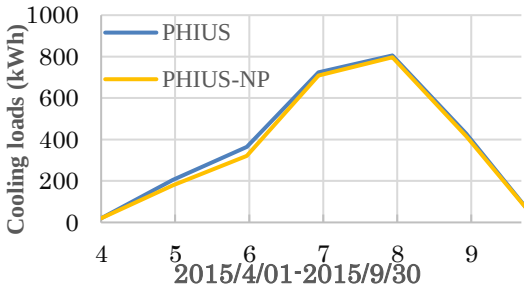


Figure.6 Cooling Load(kWh/m^2)

グラスウールダクトの熱・湿気性状と防臭に関する研究
Research on Hygrothermal Performances and Mitigating Odor Generation of Fibrous Glass Duct Systems

芝池　英樹（京都工芸繊維大学）　○砂辺　泰山（京都工芸繊維大学）
水野上　徹（京都工芸繊維大学）　白戸　正美（マグ・イゾベール）
Hideki SHIBAIKE[*1]　Tohru MIZUNOUE[*1]　Taizan SUNABE[*1]　Masami SHIRATO[*2]
[*1] Kyoto Institute of Technology　[*2]MAG-ISOVER K.K.

In order to clarify the appropriate upper limit on humidity for Fibrous Glass Duct (FGD) systems under field operations, a long term in-situ monitoring for active duct systems installed in movie theaters has been carried out. The hygroscopic characteristics of the fibrous glass duct board should be included in the limit. Monitored temperature and humidity profiles of SA, RA, OA and the ambient air of the duct illustrate condensations occurred under ventilation cooling conditions without considering moisture control. A laboratory experiment has been conducted separately to evaluate the quantitative relation between the generated odor concentration in a wet box and moisture content of FGD board specimens.

１．はじめに

グラスウールダクト（以下 FGD と略称）システムは高密度（64kg/m^3）で成形されたガラス繊維板を加工した空調用ダクトであり，軽量かつ現場での加工や施工の容易さと断熱材の連続性や一様性，高度な遮音性からスポーツ施設や大規模集会施設等での需要が多く，2020 年の東京オリンピック開催を控えてシェア拡大が期待されている。

一方で，この FGD 板を適正な相対湿度範囲で運用するための，許容最大相対湿度（含水率）を決めることは，喫緊の重要課題と成っている。即ち，FGD 板の断熱性能や耐久性能や強度を担保するだけで無く，カビや微生物の繁殖を抑制し，搬送空気の空気質を健全に維持する上でも，この上限値は必要不可欠で有るが，我が国では未だ確立されていない。ダクト内空気に対するグラスウール保温材の吸放湿性能は，相対湿度 90%を超える湿潤した状況にならない範囲での運用が好ましく，どのような状況でグラスウール保温材が高湿な状態になるかを予測することは，グラスウールダクトをより広範で健全に活用するためには不可避の技術課題である。また，ある種のバインダーを使用したガラス繊維では高湿度まで吸湿した後に乾燥すると，トリメチルアミン（$(CH_3)_3N$，以下では TMA と略称）が水蒸気に溶け出し，悪臭を放つ問題点が知られている。

FGD 板の外側はアルミ薄膜で連続被覆されているため，輸送や施工時の瑕疵無く，適正な施工が実施されれば，周壁の非透湿性が保証されるので，FGD 周壁の湿度変動はダクト内空気の温・湿度時間変動によるグラスウール保温材の内側吸放湿性状を評価すれば十分である。しかし，FGD 内部の空気や周囲空気の温・湿度の時間変動等は，未だ十分な調査資料や設計用境界条件が整備されていないため，実測データ等を用いて設計用境界条件を確立する必要がある。

本報では，FGD の吸・放湿性状を考慮した適正な湿度運用範囲（Hygroscopic 域）を明らかにし，悪臭発生を予防するために，現場実測と実験室実験の検討結果を報告する。即ち，グラスウールダクト施工運用物件（上映室）での長期温・湿度測定を実施し，ダクト内温・湿度，ダクト周辺温・湿度等の変動性状を明らかにし，また FGD 供試体の相対湿度や含水率と TMA の発生濃度に関する実験結果を示す。

２．実測の概要

福岡県福津市内のショッピングモールに併設されたシネコン上映室 SCREEN2，SCREEN8 を測定対象とした。これらの上映室では FGD システムが採用されているが，SCREEN2 では春季や夏季の降水のあった日を中心に臭気クレームが報告されている。両上映室で SA, RA, OA, AA（ダクト雰囲気），FGD ボードの温度と相対湿度を，

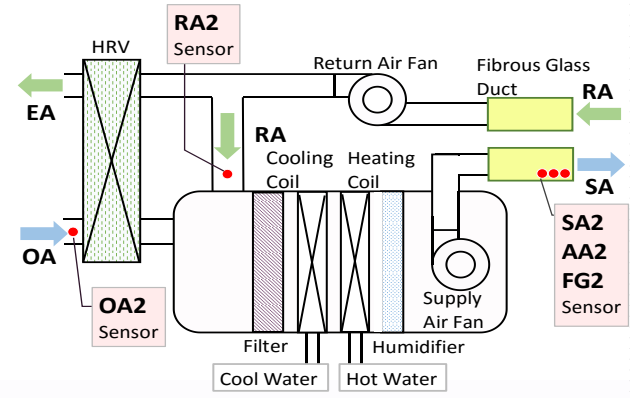


Figure.1 The Air Conditioning System and Loggers

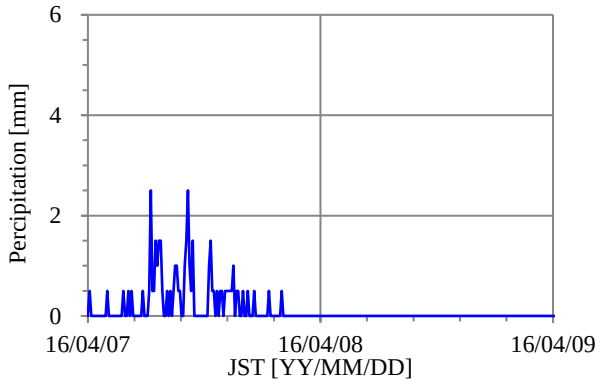


Figure.2 Precipitation in early Apr. 2016

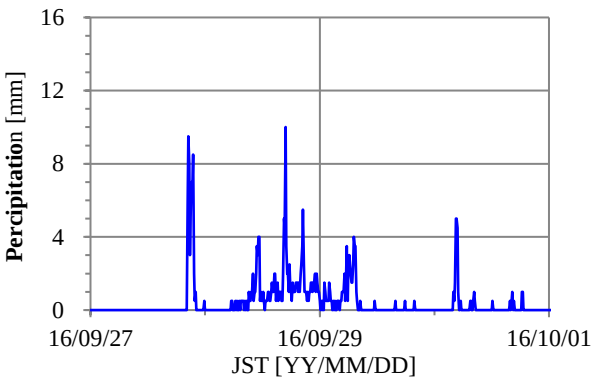


Figure.3 Precipitation in late Sep. 2016

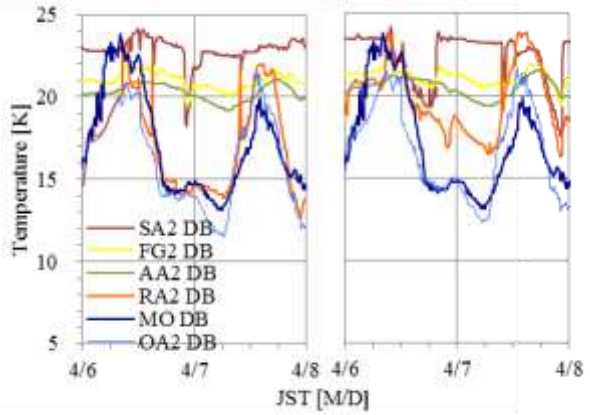


Figure.4 Temperature Profiles in Apr. 2016

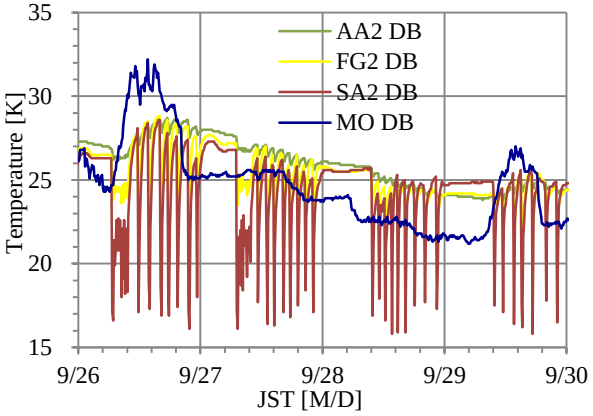


Figure.8 Temperature Profiles in Sep. 2016

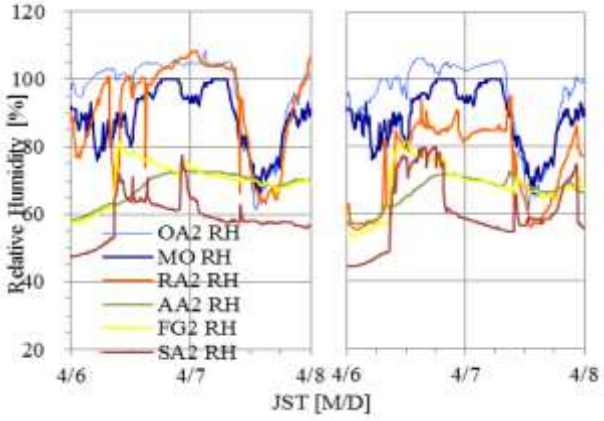


Figure.5 Relative Humidity Profiles in Apr. 2016

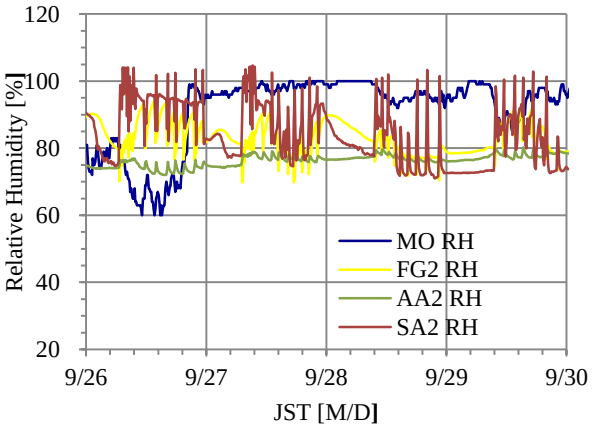


Figure.9 Relative Humidity Profiles in Sep. 2016

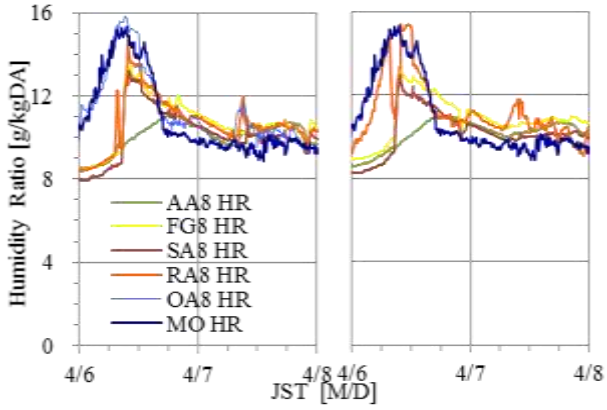


Figure.6 Humidity Ratio Profiles in Apr. 2016

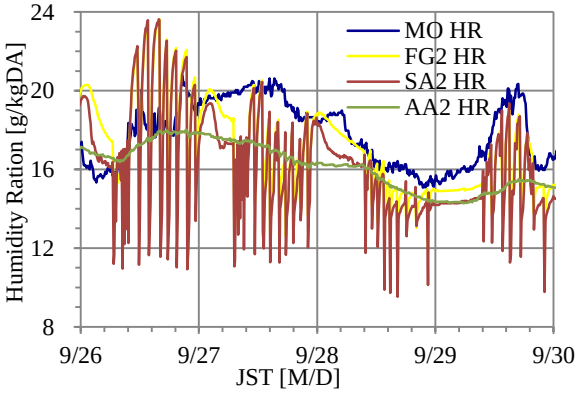


Figure.10 Humidity Ratio Profiles in Sep. 2016

温・湿度ロガー（HIOKI 社の HUMIDITY LOGGER 3670）により 10 分間隔で自動計測した．Figure.1 の給・排気系統図に設置点を示す。測定は 2015 年 4 月下旬から 2016 年 10 月中旬まで実施した。なお，外界気象データ（MO）は，気象庁福岡管区気象台の観測データである。

３．実測結果

実測期間内で，降水量が多く，特に外気の相対湿度が高かった 2016 年 4 月 7 日と 9 月 28 日の実測結果を示す。このショッピングモールは海岸距離が約 2.5 ㎞に位置し，降水が無くても風向によっては多湿な外気となる状況にあることを付記しておく。Figure.2 に 4 月 7 日から 8 日まで，Figure.3 に 9 月 27 日から 30 日までの降水量を示す。4 月期の温度，相対湿度，絶対湿度，エンタルピーの経時変化を Figure. 4～7 に示す。左側が SCREEN2，右側が SCREEN8 の測定結果である。Figure.8～11 は SCREEN2 の 9 月期の測定結果である。なお，この時期にはロガー不調のため，RA と OA が欠測となっている。

4 月期は，SCREEN8 では換気装置が運用されたが，SCREEN2 では停止していたことが，温度変動から分かる。外気相対湿度上昇により SCREEN2 では，RA でも相対湿度が高くなり，6 日深夜から 7 日早朝にかけて，気温低下により相対湿度が 100%を超えて，この間に FGD ボード内に結露が生じ，これが乾燥する 7 日の営業時間に臭気クレームが発生したとみられる。SCREEN8 では夜間の RA の温度が比較的高く，相対湿度も 90%より低く，問題は生じていない。9 月に SA，FGD の温度に大きな上下振動がみられるが，これは冷房運転中を表し，上映間の入れ替え 25 分間には冷房が停止するため温度上昇がみられ，

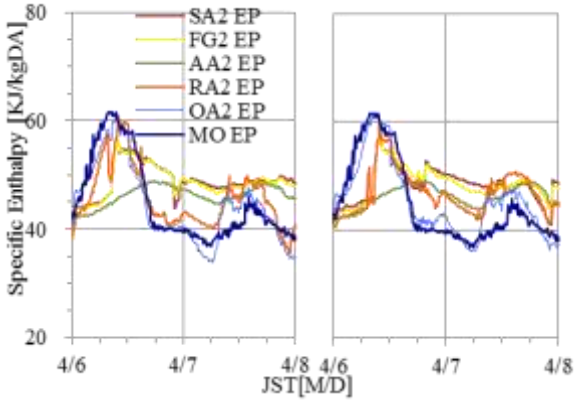


Figure.7 Specific Enthalpy Profiles in Apr. 2016

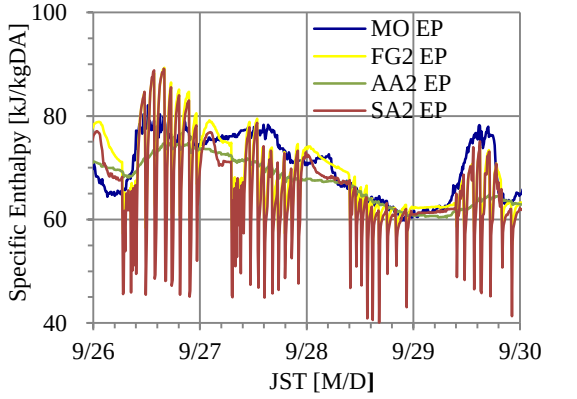


Figure.11 Specific Enthalpy Profiles in Sep. 2016

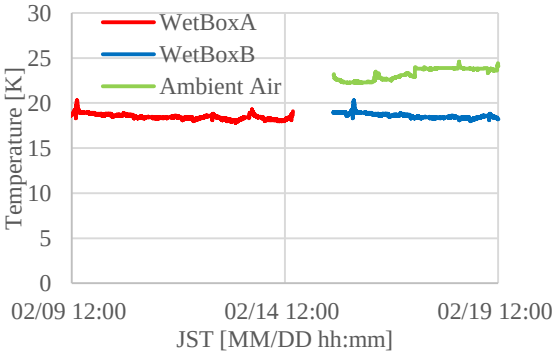


Figure.12 Temperature Profiles

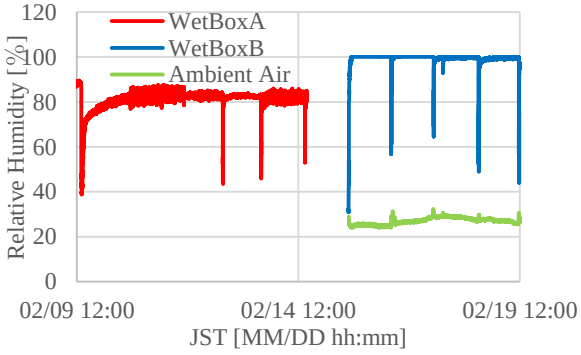


Figure.13 Relative Humidity Profiles

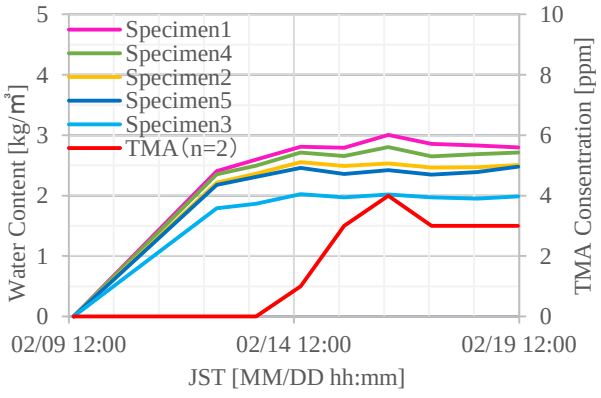


Figure.14 Water Content of Specimens and TMA Concentration

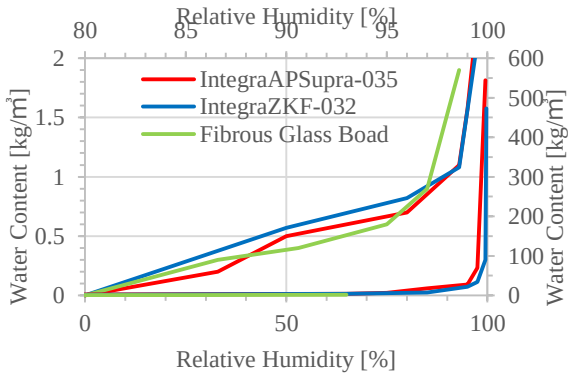


Figure.15 Sorption Isotherm for Fibrous Glass Boards

これはSAとFGDの相対湿度，絶対湿度，エンタルピーにも影響している。26～27日にはFGDの相対湿度が90%を超えている時間帯があるものの，こまめな冷房や夜間の温度上昇もあり，継続的に高い値にはなっていない。

４．試験概要

FGDボード（以下FGと略称）について，湿潤状態でのトリメチルアミンの発生状況を計測する。

4.1 試験体・使用機器

試験体は，FGDボードで寸法250mm×175mm，呼び厚さ25mm，体積1.09×10^{-3} ㎥のものを5体使用した。試験体は予めシリカゲル（ナカライテスク社製（青色中粒）乾燥重量998.3g）と共に後述の密閉容器A内に9日間放置し乾燥させた。試験体の重量推移を測定し，連続する3日間の重量変化率が 0.05%以下となったため，この状態を絶乾状態とした。試験体1～5の絶乾重量は，各々80.27g，89.92ｇ，96.37g，79.98g，90.30gである。

密閉容器には透明ポリプロピレンケースを2種類使用した。これを密閉容器A,Bと呼ぶ。Aは寸法W309×D439×H300mm，容積0.041 ㎥，Bは寸法W305×D440×H250mm，容積0.033 ㎥である。両者とも，短辺側面の中央，底から155mmの位置に穴をあけ，温湿度計センサーを取り付けた。また長辺側面の中央，底から155mmの位置にガス検知管の差込口を設けた。蓋部分，2か所の開口部には防水テープを張りシリコン充填して気密化した。

温・湿度測定にはチノー社製の温・湿度計ロガー「HN-CHNR」を用いた。TMAの濃度計測には，ガステック社の気体採取器「GV-100」およびガス検知管「No.180」・「No.180L」を使用し，計測は100ml吸引2回で実施した。TMA標準ガス10ppmに関して同検知管の較正用吸引試験も実施し，1回の吸引で10ppmを確認した。

4.2 試験方法

蒸留水1000gを入れたトレーを密閉容器Aの底に置く。乾燥させた試験体5体を，トレーの上に渡すように立てて並べた。試験体同士が接触しないよう一定の隙間をあけて固定し，放置した。容器は暖房を入れた室内に設置した。計測期間は2017年2月9日から2017年2月19日までで，期間中の容器内の温湿度・TMA濃度・試験体の含水率の経時変動を各々約1日間隔で計測した。

湿潤計測中，容器A内の相対湿度が80%で頭打ちとなったため，雰囲気相対湿度がより高い状態での実験を実施するため，2月16日の測定後から試験体を容器Bに移して実験を継続した。この際に，新たに蒸留水1000gを入れたトレーを用意し，容器Aの場合と同様に試験体を配置した。容器Bでは内部相対湿度は100%を維持した。

５．試験結果と考察

湿潤密閉容器内のTMA濃度と試験体の容積基準質量含水率の推移をFigure.14に示す。また，測定期間中の容器A, B内の空気と，容器を設置した部屋の室内空気の気温，湿度の推移をそれぞれFigure.12，13に示す。なお，容器内相対湿度の周期的なスパイク状の減少は，試験体の重量測定に伴う容器の蓋の開閉よるものである。

また， Figure.15は，3種類のグラスウールの平衡含水率を比較したものである。Integra ZKF-032， Integra AP Supra-035の曲線は，海外の物性値で密度は各々32.5kg/㎥，115kg/㎥である。FGDボードの値はJIS A1475による国内測定値[1)]である。

Figure.14,15から，2月12日の時点で試験体1,2,4,5の含水率が93%を超えている。試験体3は12日の時点では相対湿度90%程度であるが，13日には93%を超えている。また14日以降の試験体の重量変化が横ばいであるが，16日に容器を交換し，容器内の相対湿度が100%になった後も目立った増加はみられないことから，14日の時点で既に平衡状態であったと考えられる。14日の容器A内の相対湿度は80%程度であり，FGは周囲の相対湿度が80%で充分に吸湿することがうかがえる。

試験体毎の含水率の差については，絶乾状態での重量差のよる影響であると考えられる。各試験体の質量増加はほぼ等しく，試験体自体の重量にかかわらず，同量の湿気を吸収しているとみられる。そのため，各試験体の絶乾状態での質量差から，含水率の差が表れている。

試験体相対湿度とTMA臭気発生に関して，12日の時点で試験体4体の相対湿度が93%超であるが，TMA臭気検出は14日以降である。FGDボードの吸湿からTMA臭気発生までに1～2日程度の遅れがあると推測される。

TMA臭気濃度は，16日に最高4ppmまで上昇し，その後3ppmに落ちて安定している。FGDボードからのTMA溶出・発生が有限なためで，臭気濃度は平衡している。

６．まとめ

FGDボードの適正な運用相対湿度上限を明らかにし，異臭発生を予防するため，現場実測と実験室実験の検討結果を報告した。FGDシステム施工運用物件（上映室）での温・湿度性状を長期実施し，ダクト内温・湿度，ダクト周辺温・湿度等の変動性状を明らかにし，またFGDボード供試体の含水率とTMA臭気の発生濃度に関する実験結果を示した。湿潤環境下ではFGDボードが吸湿しTMA臭気が発生すること確認した。FGDボードのバインダー組成改善により，TMA臭気の発生を回避する製品が既に市場に出回っているが，湿潤状態で別の臭気発生の可能性もあり，適正な運用相対湿度上限値を迅速に確立する必要がある。

謝 辞

営業施設での実測への協力に加えて、機材や情報等を惜しみなくご提供戴いた関係各位に、深く感謝申し上げます。

参 考 文 献

1） 建材試験センター, 品質性能試験報告書 ＃15A3855号, 2016.

2） NAIMA, FIBROUS GLASS DUCT CONSTRUCTION STANDARDS, 2002.

A-71

冬期における農業用ビニルハウスの効率的な暖房方式に関する研究

（第 3 報）高床式砂ベッドの保温手法の違いによる温度分布と加熱量の比較実験

Research on efficient heating system for a plastic greenhouse in winter

-Comparative Experiments of Temperature distribution and Heating amount by Warming method of High floored sand -

○木村　駿介（大阪市立大学）　　鍋島　美奈子（大阪市立大学）
西岡　真稔（大阪市立大学）　　大橋　良之（東レ建設株式会社）
田中　千尋（大阪市立大学）　　岡本　治（茂広組）
前田　一隆（グリーンファーム株式会社）

Shunsuke KIMURA*[1]　Minako NABESHIMA*[1]　Masatoshi NISHIOKA*[1]
Yoshiyuki Oohashi*[2] Chihiro TANAKA*[1]OsamuOKAMOTO*[3]　KazutakaMAEDA*[4]
*[1] Osaka city University　*[2] TORAY Construction Co., Ltd.
*[3] Sigehirogumi Co., Ltd.　*[4] Green FARM Co., Ltd.

High floored sand culture is known as light work and high productivity. In this study, we examine a efficient heat insulation method by measuring temperature and heat flow rate of a sand bed for several insulation methods. As the result of this study, it is shown that there is a difference of 3.25 degrees C in sand layer temperature at most　between surface heat insulation by using polyethylene mulch and non-adiabatic state. Also, this study shows heat balance on surface heat insulation by conducting indoor experiment.

はじめに

地球温暖化の進行により大きな影響を受けている農業分野において、施設園芸は重要な役割を担っている。

しかし我が国の施設園芸では、暖房エネルギーのほとんどを石油に依存しており、石油暖房の削減が必要である。また、野菜の価格高騰や農業従事者の高齢化により農業存続が課題である中、それらを解決する高床式砂栽培農業が注目されている。高床式砂栽培農業は生産性が高く、軽作業で栽培可能であるなどの特徴を持つ。

笠島ら [1)]は下田原農場での砂層に着目した暖房手法として、断熱材、温床線、ヒートパイプ、被覆資材を用いた加温、保温手法を用いて実験的検証を行い、冬期の作物の収穫日数と消費電力量により評価した。これにより、砂層の積算度日で 490℃日と 609℃日ではワサビ菜の一株当たりの平均重量に 11.5g の差が生じた。しかし、前報では各加温、保温手法の有無による違いは検討されたが、断熱材の設置方法や厚さなどは固定されておりこれらの適切な手法は検討されていない。また木村ら [2)]砂ベッドの上面の保温手法として被覆資材を用いた手法を検討したが被覆資材を設置したことで作物が十分な日光を受けることができず本来よりも収穫量が減少した。

そこで本報では、断熱材の設置手法として断熱材の設置手法や砂層の厚さなどを変えたケースで実験を行う。さらに新たな砂ベッド上面保温手法として黒マルチを用いたケースの実験も行う。収穫重量及び積算温度、消費電力量などにより、暖房熱源と黒マルチシート、断熱材を組み合わせた際の暖房効果について検証する。また、定常状態における温度分布と熱流を測定する実験を行い、黒マルチシートの有無による砂層表面の熱収支について検討する。

1 高床式砂ベッドにおける暖房手法の検証

1.1 実験概要

大阪市四条畷市下田原農場のビニルハウスにおいて屋外とハウス内と砂ベッドに測器を設置し、冬期(12 月 18 日～2 月 11 日)の実測を行った。

測定項目を Table 1、実験に用いたケースの位置と測器設置位置を Figure 2 ,Figure 3 に示す。各砂ベッドの中央と端で表面、深さ 50 ㎜、100 ㎜の位置で砂層温度を測定した。但し、Case5 については砂層厚みが 50 ㎜しか無い為、表面と深さ 50 ㎜の砂層温度を測定した。また Case2 は表面、底面、側面の熱流量と表面の放射温度を測定した。Case3 は側面の熱流量を測定した。Case4 は黒マルチシートの放射温度、黒マルチシートと砂層表面の間の空気の温度を測定した。Case5 は表面と底面の熱流量を測定した。Case6 は表面、底面、側面の熱流量を測定した。

加温方法として温床線をすべての Case に 200 ㎜ピッチで設置した。また、温床線には温度センサーが砂ベッド中央深さ 50 ㎜の位置に設置されており、温度センサーが 20℃以下を感知した際に加熱する設定になっている。

Table 1　Measurement item

Outdoors	In Plastichouse	Sand bed
Air temperature Humidity Wind direction Wind speed Short wave radiation Long wave radiation	Air temperature solar radiation	Sand temprature Sand heat flux Polyethylene Mulch temprature

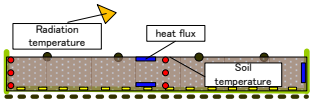


Figure 1
Sand bed

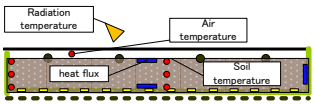


Figure 2
Sand bed
(polyethylene Mulch case)

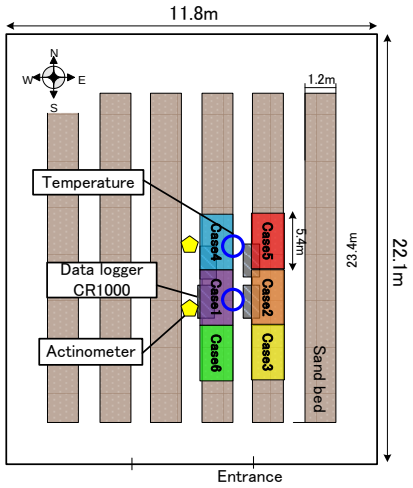


Figure 3　In plastic greenhouse

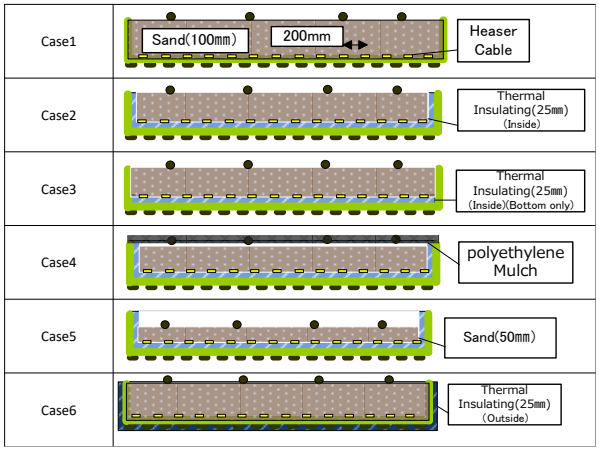
1.2 保温方式の概要

保温方式の Case の概要と設置図を Table 2、Table 3 に示す。Case1 と Case2 の比較で断熱材の効果について検討した。Case2 と Case3 の比較で側面の断熱材の有無が及ぼす効果について検討した。Case2 と Case4 の比較で黒マルチシートの有無が及ぼす効果について検討した。Case2 と Case5 の比較で砂層の厚みが及ぼす効果について検討した。Cass2 と Case6 の比較により内側断熱と外側断熱の効果の差について検討した。

Table 2　Warming method

	Thickness of sand layer	Insulation (Bottom)	Insulation (Side)	Polyethylene Mulch
Case1	100㎜	×	×	×
Case2	100㎜	○(Inside)	○(Inside)	×
Case3	100㎜	○(Inside)	×	×
Case4	100㎜	○(Inside)	○(Inside)	○
Case5	50㎜	○(Inside)	○(Inside)	×
Case6	100㎜	○(Outside)	○(Outside)	×

Table 3 Detail of cases(Sectioned drawing of sand bad)



1.3 結果と考察

1.3.1 消費電力、収穫量

各 Case の温床線の温度センサーがある一の一日の温度変化を Figure 4 に示す。Figure 4 よりすべてのケースにおいて一日を通して設定温度の 20℃を下回っていることが分かる。このため温床線はすべてのケースで実験期間中加熱し続けたと考えられる。Case1 は断熱材による保温が無い為、昼間の温度が他の Case に比べ低くなっている Case4 は黒マルチシートと砂層表面の間の空気の熱抵抗があるので日較差（昼夜の温度差）が 7.3℃と比較的小さくなった。Case5 は砂層厚みが小さく熱容量が小さい為、日較差が 13.4℃と最も大きくなった。Case6 は部材の熱容量が活かせるため日較差は 8.4℃と比較的小さくなった。

実験期間(12 月 18 日～2 月 11 日)の消費電力の積算 Figure 5 に示す。実験期間中加熱し続けていたため消費電力はすべての Case で大きく変わらなかった。よって全ての Case で加熱量がほぼ等しい為、砂層温度の高い Case が保温効果の高い Case であると考えられる。

生育期間の各 Case の砂層の積算度日を Figure 6 に示す。積算度日は砂ベッド中央の深さ 50 ㎜の砂層温度の日平均を栽培期間積算したものである。各 Case を比較すると Case1 が最も低く 544.5℃日、Case4 が最も高く 697℃日となった。また、各 Case の収穫した作物の 1 株当たりの平均重量を Figure 7 に示す。各 Case を比較すると Case3 が最大で 63.4 g、Case1 が最小で 34.9g となった。積算温度の低かった Case1 と Case5 の収穫量が低かった。しかし残りの Case においては積算温度と平均重量の関係性があまり見られなかった。笠島ら [1]の研究でも砂層の積算度日で 731℃日と 609℃日ではワサビ菜の収穫量にあまり差が見られなかった。これらの事からある程度の積算度日を超えると収穫量に影響を及ぼさなくなると考えられる。

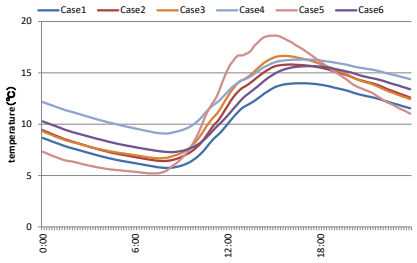


Figure 4　Sand　temperature(Central,depth50 ㎜)

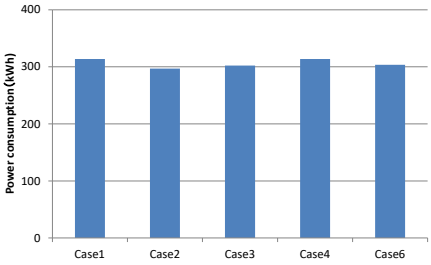


Figure 5　The accumulated electric power consumption until a harvest day

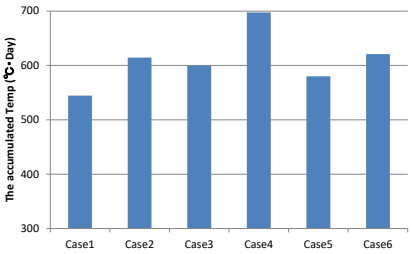


Figure 6 The accumulated Temp

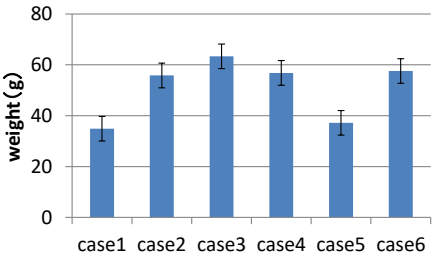


Figure 7　Each case of average weight and standard deviation

1.3.2 砂層温度と空気温度

Case2 を基準とした Case1～6 とのある一日の砂層の温度差の推移を Figure 8～Figure 12 に示す。Case1,4,5,6 との比較には砂ベッド中央の温度を用い、Case3 との比較には砂ベッド端の温度を用いた。Case1 との比較ではすべての深さにおいてほとんどの時間帯において Case2 の方が温度が高く、最大で 2.1℃温度差があることが分かった。これにより断熱材による保温効果が確認された。Case3 との比較では表面と深さ 50 ㎜の昼間の温度差は Case2 の方が高く最大 1.2℃温度の差が見られた。このことから側面の断熱材の効果が確認できた。しかし Case1 と 2 の温度差よりも小さいことから底面断熱よりも効果は小さいのではないかと考えた。深さ 100 ㎜の温度では ase4 との比較ではすべての深さにおいて常に Case4 の方が温度が高かった。特に夜間の差は大きく、最大 3.25℃の温度差があった。このことから黒マルチシートの設置による保温効果があると考えられる。Case5 との比較では表面砂層温度では Case2 の方が常に温度が高くなった。深さ 50 ㎜の温度では昼間は Case5 の方が、夜間は Case2 の方が温度が高くなった。この理由として砂層厚みが小さく熱容量が小さい為空気の影響を受けやすいからと考えられる。Case6 との比較では表面温度では最大 4.25℃Case6 の方が温度が高くなった。これは外側に断熱材を設置した場合、部材の熱容量分増えるので一度暖房されると冷却されにくいことが原因と考えられる。

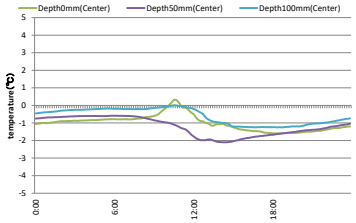


Figure 8 Temperature difference（Case2-1）

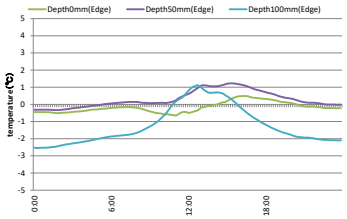


Figure 9 Temperature difference（Case2-3）

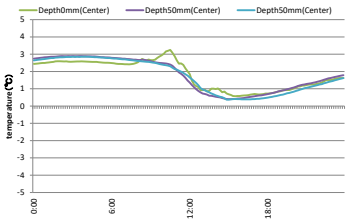


Figure 10 Temperature difference（Case2-4）

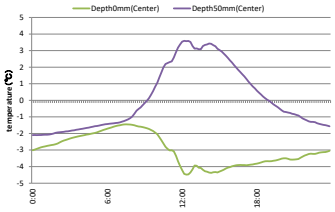


Figure 11 Temperature difference（Case2-5）

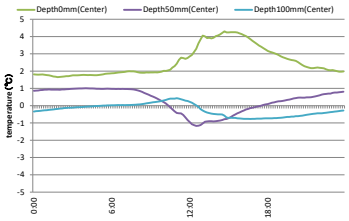


Figure 12 Temperature difference（Case2-6）

2 室内実験における黒マルチシート設置時の表面熱収支

1 章により黒マルチを用いた上部断熱によって砂層温度が上昇することが確認された。そこで黒マルチシートの有無による表面の熱の移動の違いを比較するために Table 4 の条件で室内実験を行った。

2.1 実験概要

実験は大阪市立大学内の室内で行った。内側に断熱材を設置した砂ベッド（縦 1200 ㎜、横 1800 ㎜）の半分に黒マルチを設置した。黒マルチシートを設置した面を CaseA、設置していない面を CaseB とした。黒マルチシートと砂表面の間の空気が漏れないよう黒マルチシートの境界線に断熱材を設置した。設置した測器と位置を Figure 13 に示す。黒マルチを設置した面と設置していない面の中央の砂層の表面、深さ 50 ㎜、100 ㎜の温度を測定した。さらに砂ベッド上下部の空気温度、黒マルチ温度、黒マルチと砂層の間の空気温度、砂ベッド底面の温度も測定した。また、それぞれの面の砂層の表面の熱流も測定した。温度と熱流は定常状態の値を測定した。

2.2 実験結果

室内実験の CaseA、CaseB 空気温度、砂層の表面、深さ 50 ㎜、100m、砂ベッド底面の温度を Figure 14 Temperature distribution に示す。なお温度は定常に近い状態の温度として夜間(18 時～6 時)の温度の平均を用いた。また空気温度は室内実験では室内温度、ハウス内実験ではハウス内温度を用いている。また、ある一日の各 Case の一日の熱流束を Figure 15　Heat flex に示す。但し、熱流束の符号は砂層に対し鉛直下向きに正とする。CaseA と CaseB を比較すると温度差は砂層表面で 0.4℃CaseA の温度が高くなった。熱流束の平均値は CaseA で-27.0W/㎡、CaseB で-32.4W/㎡となった。砂層の表面温度、空気温度とそれぞれの砂表面で測定した熱流束からそれぞれの熱抵抗を算出した。熱抵抗の算出式を Eq. 1 に示す。この式より CaseA の熱抵抗は 0.19K ㎡/W、CaseB の熱抵抗は 0.14K ㎡/ W と算出した。CaseA は室内空気層と黒マルチシートと砂層表面の間の空気が直列に並んでいる。よって熱抵抗は室内空気の熱抵抗と黒マルチシートと砂層表面の間の空気の熱抵抗の和となる。このことから黒マルチシートと砂層表面の間の 10 ㎜程度の空気の熱抵抗は 0.05K ㎡/W となることが分かる。

3 まとめ

・大阪府四条畷市の下田原農場にて砂層に着目した保温手法を用いた実験を行い、積算温度、作物の重量、消費電力、温度推移によりその保温効果を定量的に示した。黒マルチシートの有無により最大 3.25℃温度差が生じた。

・室内実験で黒マルチシートの有無によって 0.05 K ㎡/W 熱抵抗にた差が生じた。

Table 4　Experimental condition

	Laboratory experiment	Greenhouse experiment
Heating amount(W)	250	250
Plant	×	○
Moisture content(%)	0	25

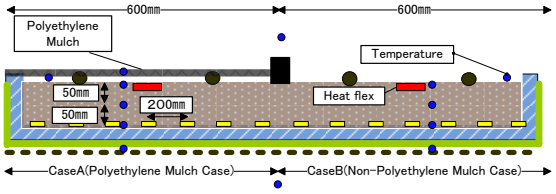


Figure 13　Sand bed

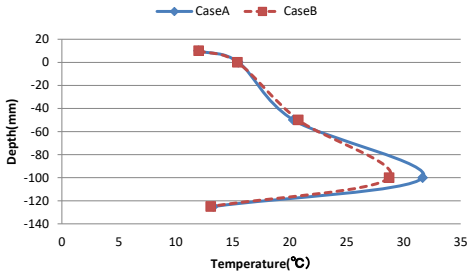


Figure 14　Temperature distribution

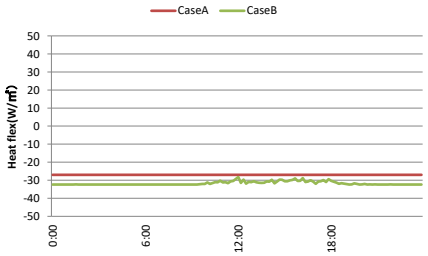


Figure 15　Heat flex

$$R = \frac{\Delta T}{Q}$$ Eq. 1 Heat flex equation

Q:Heat flex(W/㎡)　　ΔT: Temperature difference(K)

R: Thermal resistance(K ㎡/ W)

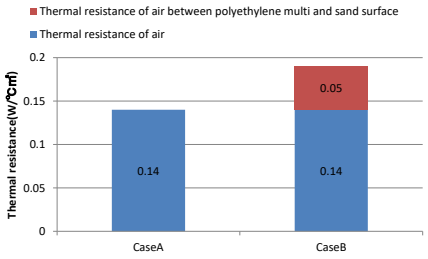


Figure 16　Thermal resistance

参考文献

1) 笠島佳明ら「冬期における農業用ビニルハウスの効率的な暖房方式に関する研究（第 2 報）高床式砂ベッドの加温と保温による葉采類生育促進効果の実証と寒冷地への適用可能性の検討」第 45 回空気調和・衛生工学会近畿支部学術研発表会論文集　2016 年 3 月

2)木村駿介ら「農作物成長促進のためのビニルハウスの効率的な暖房方式に関する研究（第 2 報）高床式砂ベッドの加温と保温による葉菜類生育促進効果」　平成 28 年度空気調和衛生工学会大会　2016 年 9 月

冬期における農業用ビニルハウスの効率的な暖房方式に関する研究

（第 4 報）数値計算による高床式砂ベッドの鉛直断面温度分布の推定と加温保温手法の比較

Research on efficient heating system for a plastic greenhouse in winter
- Comparisons of heating and insulating method on the basis of vertical section temperature distribution by numerical calculation -

○田中　千尋（大阪市立大学）　木村　駿介（大阪市立大学）
鍋島　美奈子（大阪市立大学）　西岡　真稔（大阪市立大学）
大橋　良之（東レ建設株式会社）　岡本　治（茂広組）
前田　一隆（グリーンファーム株式会社）

Chihiro TANAKA[*1]　Shunsuke KIMURA[*1]　Minako NABESHIMA[*1]　Masatoshi NISHIOKA[*1]
Yoshiyuki OOHASHI[*2]　Osamu OKAMOTO[*3]　Kazutaka MAEDA[*4]
[*1] Osaka City University　[*2] TORAY Construction Co., Ltd.
[*3] Sigehirogumi Co., Ltd.　[*4] Green FARM Co., Ltd.

Recently it is known that high floored sand culture that can cultivate in easy work and high productivity. This study shows that comparisons of heating and insulating methods on the basis of vertical section temperature distribution. A steady two-dimension equation of heat conduction analysis is carried out. Parameters are confirmed by an indoor experiment on sand temperature without vegetation. As a result, it is shown that inside insulation is more effective than outside insulation which makes heat bridges in the frame of sand bed.

はじめに

現在､農業分野では農地面積の減少や農業所得の減少、農業所得者の高齢化等の課題があり、高い生産性や施工性､外部環境による影響が小さい農法が求められている。そこで、このような課題を解決する農法として農業用ビニルハウスでの高床式砂栽培が注目されている。高床式砂栽培農業は連作障害が少なく生産性が高い、軽作業で栽培可能などの利点がある一方、培地である砂ベッドの層厚が薄く、熱容量が小さいため砂層は周辺空気の影響を受けやすいという欠点がある。そのためハウス内温度が低下すると砂層の温度も低下し、作物の成長が阻害される。そこで本報では高床式砂栽培農業に適した暖房方式として、砂層を直接加温する方法について検討する。

第 2 報では下田原農場で断熱材、温床線、ヒートパイプ、被覆資材を用いた加温・保温手法を用いて実験的検証を行った。結果として収穫日数は砂層温度に依存し、砂層を加温する効果が明らかになった。しかし実測で加温・保温手法の比較を行うには結果までに時間がかかってしまい、同条件での比較が困難となる。

そこで本報は実測により入手した入力条件をもとに数値計算を行い、砂層の鉛直断面温度分布を把握し、加温・保温条件を変更した数値シミュレーションを行い、鉛直断面温度分布の比較を行うことを目的とする。

1 高床式砂ベッドにおける実測

1.1 実験概要

大阪市立大学工学部D棟実験室内において高床式砂ベッドを用いて、シミュレーションに用いるモデルの入力条件の測定及びに砂層の鉛直断面温度の測定を行った。実測は植物を用いない簡易的な状態で、農場で用いている高床式砂ベッドを用いて砂層を直接加温・保温して行った。加温方法としては砂ベッド底面に 200mm 間隔で設置した温床線、保温方法は部材の外側に設置する外側断熱材と、内側に設置する内側断熱材である。測定項目は砂層温度、空気温度、消費電力量、熱伝導率、体積含水率である。測器設置位置を Figure 1、Figure 2 に示す。

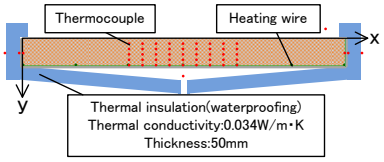


Figure 1　Sectional view of outside insulation(Term1,2)

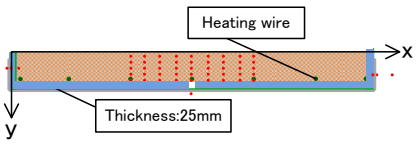


Figure 2　Sectional view of inside insulation(Term3,4)

砂層の温度を Table 1 に示す 4 つの Term で比較した。Term1 は風乾状態の砂を用い、厚さ 50mm の断熱材を砂ベッド部材の外側に設置した(外側断熱材)。Term2 は潅水により含水させた砂を用い、厚さ 50mm の外側断熱材を設置した。Term3 は風乾状態の砂を用い、厚さ 25mm の断熱材を砂ベッド部材の内側に設置した(内側断熱材)。Term4 は潅水により含水させた砂を用い、厚さ 25mm の内側断熱材を設置した。実測は 1 つのベッドを用いて順に行った。温床線は温度制御せず、発熱し砂層温度が大凡定常となった時の温度分布を比較する。各 Term の実験を行った時の砂ベッド上面空気温度を Table 2 に示す。

また各 Term において熱伝導率の測定を行った。風乾状態である Term1、Term3 はサーマルプローブ法により熱伝導率を算出した。含水状態である Term2、Term4 は体積含水率を測定し、Formula1 より熱伝導率を測定した。体積含水率は砂層に 6 つの体積既知の塩化ビニル管を設置し、そこに含まれる含水した砂の重量と、炉乾燥させた砂の重量の平均により求めた。

1.2 結果と考察

消費電力量は全ての Term で 270Wh であった。また、熱伝導率は風乾状態(Term1、Term3)でλ_d＝0.228(W/(m・K))、含水状態で外側断熱時(Term2)λ_d＝1.54(W/(m・K))、内側断熱時(Term4)λ_d＝1.56(W/(m・K))であった。内側断熱時は外側断熱時よりも排水しにくいと考えたが、断熱材に溝があり排水しやすくなっているため、含水率にあまり差はなかった。Figure 3～Figure 6 に各 Term の定常時の温度分布を示す。また Figure 7 に砂ベッド上部の空気温度と下部の空気温度を含んだ温度分布を示す。これらにより風乾状態の Term1、Term3 と比較して含水状態の Term2、Term4 は砂ベッド表面と底面の温度差が小さくなった。差が小さくなったのは含水したことにより熱伝導率が大きくなり、砂層の熱抵抗が小さくなったことが原因であると考えられる。また常時加熱を行っているので、含水状態の Term2、Term4 では砂ベッド表面からの蒸発が発生し、潜熱によって砂ベッド表面の温度が低下していると考えられる。

Figure 8 に各 Term の砂層温度(x=500mm)と砂ベッド上部の空気温度の差を示す。内側断熱を行った Term3、Term4 では、y=60、80mm の位置で温度差が大きくなっている。外側断熱である Term1 と内側断熱である Term3 の熱流を算出すると温床線の全熱流 125W/m²のうち Term1 は 26W/m²、Term3 は 73W/m²が上向き熱流として砂層を温めるのに使われており、残りは下向きや横向きに熱が逃げていることが分かった。これにより熱利用の観点からは、外側断熱を行った時より内側断熱を行った時の方が温床線からの発熱が有効に使われていることが明らかになった。

$$\lambda = 0.228 + 0.5\theta^{\frac{1}{3}} \qquad \text{Formula1}$$

λ : Thermal conductivity (W/(m・K))

θ : Volume moisture content (%)

Table 1 Detail of terms

terms	condition	Insulation	
		Thickness (mm)	position
1	Air-dry	50	Outside
2	Hydrous	50	Outside
3	Air-dry	25	Inside
4	Hydrous	25	Inside

Table 2 Air temperature(℃)

Term1	Term2	Term3	Term4
19.5	16.3	10.1	12.4

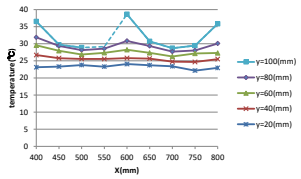


Figure 3 sand temp. in term1

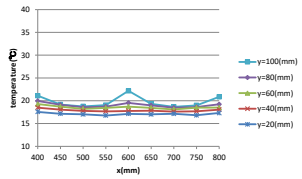


Figure 4 sand temp. in term2

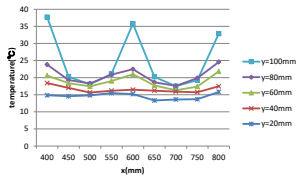


Figure 5 sand temp. in term3

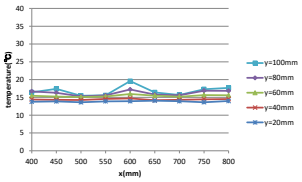


Figure 6sand temp. in term4

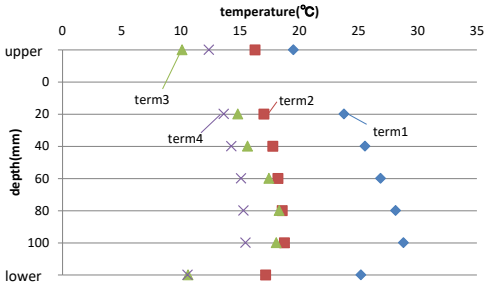


Figure 7 temperature(including upper and lower)

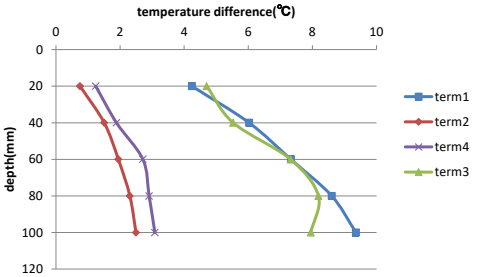


Figure 8 temperature difference

2 シミュレーション概要

本研究では植栽を省略した簡易的な風乾状態の砂ベッドモデルを用いて定常二次元熱伝導方程式により鉛直断面温度分布を算出し、加温・保温手法を変更したときの砂層温度により、加温・保温手法を比較する。

2.1 定常二次元熱伝導方程式

定常二次元熱伝導方程式は Formula2 に与えられる。発熱を行う点(温床線)は x、y 方向に等間隔メッシュ$\Delta x, \Delta y$で離散化した中心差分近似として Formula3 に表される。特異点として砂ベッドモデルにおける四隅は壁面に沿う算術平均を用いた。境界条件は熱伝達(対流+放射)を用いた。本研究において共通に用いるパラメータを Table 3 に示す。

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{Q_v}{\lambda}=0 \qquad \text{Formula2}$$

$$T_{i,j}=\frac{1}{2(\Delta x^2+\Delta y^2)}\begin{Bmatrix}(T_{i+1,j}+T_{i-1,j})\Delta y^2\\+(T_{i,j+1}+T_{i,j-1})\Delta x^2\\+\Delta x^2\Delta y^2\dfrac{Q_v}{\lambda}\end{Bmatrix} \qquad \text{Formula3}$$

T : Temperature(℃)
Q_v : Heat density (W/㎥)
Δx : Mesh width in x direction(m)
Δy : Mesh width in y direction(m)

Table 3 Common parameters in this research

T_{st}	: Air temperature(℃)	
α_c	: Convection heat transfer coefficient (W/(m・K))	=6.0
α_r	: Radiant heat transfer coefficient(W/(m・K))	=5.0
λ_d	: Thermal conductivity(sand)(W/(m・K))	=0.228
λ_f	: Thermal conductivity(Element)(W/(m・K))	=50
λ_t	: Thermal conductivity(insulation) (W/(m・K))	=0.034
R_a	: Thermal resistance((m・K)/W)	=0.075
Δx	: Mesh width in x direction(m)	=0.01
Δy	: Mesh width in y direction(m)	=0.01

2.2 精度確認

シミュレーションと実測の砂層温度における精度を確認するため、実測 Term1、Term3 の砂層温度を推定した。部材や断熱材の厚みを考慮しメッシュ間隔$\Delta x, \Delta y$ =0.01m とし、簡易モデルを作成した。Figure 9 に Term1 の簡易モデルを、Figure 10 に Term2 の簡易モデルを示す。簡易モデル化にあたって Term1 においてベッド部材と断熱材の間の中空層は矩形とし、底面の断熱材は水勾配を考慮せず水平とした。Formula4、Formula5 に発熱密度及び熱流束の算出式を示す。Term1 におけるシミュレーション結果の x=400～800(mm)における温度分布を Figure 11 に、比較として Term1 の実測結果を Figure 12 に示す。実測と比べてシミュレーション結果は全体的に温度が高くなっていることが分かる。本研究では作物の根の位置を基準とし、y＝40mm において数値予測問題の精度評価指標である平均二乗誤差(RMSE)を算出すると Term1 では 3.2K、Term3 では 3.5K となった。誤差が大きくなったのは簡易モデル化において、発熱量は実際の温床線断面積 7.85×10^{-7}(㎡)に対して、シミュレーションにおける発熱面積が 1×10^{-4}(㎡)であり、127 倍大きいことなどが考えられる。誤差は大きくなっているが、鉛直断面における水平方向の温度分布の確認を行うとした時に各 y 値における温度分布をみると、実測と同じ分布形になっていることからこの式を用いて本研究を進める。

2.3 加温・保温手法の効果

Table 4 に示す 4 つの Case でシミュレーションを行った。全 Case に共通の条件を Table 5 に示す。境界条件においては、砂ベッド上面は砂層を考慮、下面及び側面は断熱材を考慮した熱伝達(対流+放射)とした。

Case1 は温床線を 200mm 間隔で設置し、厚さ 50mm の外側断熱材を用いた。Case2 は温床線を 100mm 間隔で設置し、厚さ 50mm の外側断熱材を用いた。Case3 は温床線を 100mm 間隔で設置し、厚さ 20mm の外側断熱材を用いた。Case4 は温床線を 100mm 間隔で設置し、厚さ

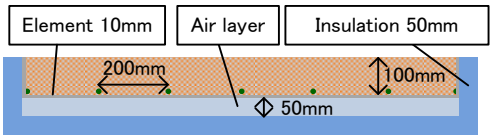


Figure 9 Simple model(Term1)

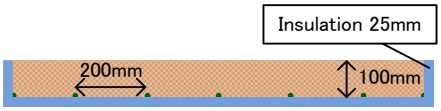


Figure 10 Simple model(Term2)

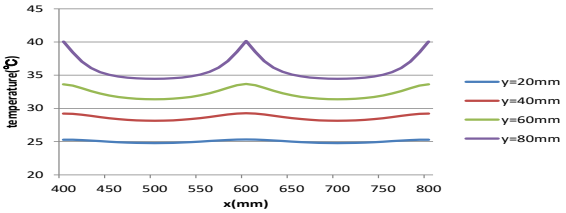


Figure 11 Calculated result

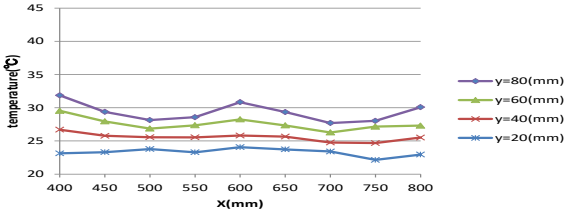


Figure 12 Experimental result

20mm の内側断熱材を用いた。Case1 と Case2 で温床線の設置間隔について、Case2 と Case3 で断熱材の厚みについて、Case3 と Case4 で断熱材の設置位置について比較した。

各 Case の y=40mm の砂層における平均温度及び標準偏差を Table 6 に示す。また、断熱材や部材を含む y=40mm の温度分布推定結果を Figure 13 に示す。Figure 13 より、外側断熱を行った Case1～Case3 では熱伝導率の高い砂ベッドのフレーム部分が熱橋になり最も温度が高くなっているのが分かる。内側断熱を行った Case4 では熱橋が発生しておらず、外側断熱を行った時よりも砂層の平均温度は約 2.0℃高くなり、標準偏差は約 0.5 小さくなった。これらより外側断熱を行った時は断熱材の内側に含まれるフレーム部材により、砂層を効率よく加温できていないことが分かった。

また外側断熱を行い加温・保温条件を変更した Case1～Case3 の y=40mm における砂層温度を Figure 14 に示す。温床線の設置間隔を半分にした Case では砂層の平均温度が 0.5℃高くなり、標準偏差は約 1.0 小さくなった。また断熱材を 30mm 薄くした Case では砂層の平均温度は 0.7℃小さくなり、標準偏差は 0.3 小さくなった。

3 まとめ

- 実測により、内側断熱を行うと外側断熱の約 3 倍の熱流で砂層を加温していることが分かった。
- 実測とシミュレーションの RMSE は外側断熱時 3.2K、内側断熱時 3.5K となった。
- シミュレーションにより、内側断熱を行うと外側断熱よりも砂層温度は 2.2℃高くなった。
- これらより外側断熱よりも内側断熱の方が効率よく砂層を加温できることが確認された。

4 今後の課題

- 本研究では RMSE が 3.4K と高くなってしまったので、砂層温度の鉛直分布や水平分布を考えた際、より精度の高いシミュレーションを行う必要がある。
- 風乾状態のシミュレーションを行ったが、含水状態や非定常のシミュレーションを行うことで、より実用的な温度分布の検討を行う必要がある。

参考文献

1) 稲葉直美ほか：冬期における農業用ビニルハウスの効率的な暖房方式に関する研究(第 1 報)高床式砂ベッドの加温と保温効果の実験的検証　空気調和・衛生工学会大会学術発表会,2015 年 3 月
2) 笠島佳明ほか：冬期における農業用ビニルハウスの効率的な暖房方式に関する研究(第 2 報)高床式砂ベッドの加温と保温による葉菜類生育促進の実証と寒冷地への適用可能性の検討　空気調和・衛生工学会大会学術発表会,2016 年 3 月
3) 富村寿夫ら(2010)『エクセルとマウスでできる熱流体のシミュレーション　第 2 版』丸善出版株式会社

$$Q_v = q * \frac{1}{L} * \frac{1}{d^2\pi} * \frac{d^2\pi}{\Delta x \Delta y} \quad \text{Formula4}$$

$$q_w = \frac{q}{area\ of\ sand\ bed(1.8 * 1.2)} \quad \text{Formula5}$$

q : Power consumption (Wh)
L : Length of heat wire (m)
d : Radius of heat wire (m)

Table 4　Detail of Cases

Case	Distance of heating wire (mm)	Insulation		Heat flux (W/m²)
		Thickness (mm)	position	
1	200	50	Outside	231.5
2	100	50	Outside	231.5
3	100	20	Outside	231.5
4	100	20	Inside	231.5

Table 5　Common parameters in this simulation

T_{st}	: Air temperature(℃)	=5.0
q_w	: Heat flux(W/㎡)	=231.5

Table 6　result of simulation

Case	1	2	3	4
Average Temperature(℃)	22.3	22.8	22.1	24.3
Standard deviation	2.2	1.3	1.0	0.6

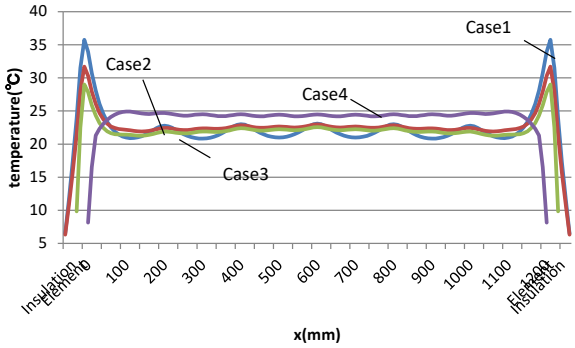


Figure 13　section temperature(y=40mm)

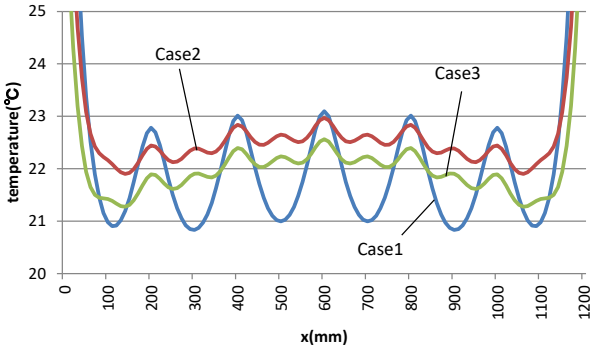


Figure 14　section temperature of sand layer (y=40mm)

木製外装を施したRC建造物の断熱性能に関する長期評価
Long-Term Evaluation on Thermal Insulation Performance of RC Building with Wooden Exterior

○塚本　博希（大阪府立大学）　　荘保　伸一（越井木材工業株式会社）
木下　進一（大阪府立大学）　　吉田　篤正（大阪府立大学）
Hiroki TSUKAMOTO *[1]　Shinichi SHOHO *[2]　Shinichi KINOSHITA*[1]　Atsumasa YOSHIDA*[1]
*[1] Osaka Prefecture University　*[2] Koshii & Co,Ltd

In this research, long-term evaluations of heat insulation and energy saving for RC building where the whole outer wall was covered with wooding exterior was performed. For Yonezawa city library in Yamagata prefecure, the thermal performance was was evaluated through the measurement of local meteorological elements, the temperature and the heat flux of the outer wall and the temperature profile of the indoor hall.

はじめに

近年，周辺域に比べて都市域の気温が上昇するヒートアイランド現象が深刻化している．都市域の気温が上昇し，それに伴って空調の使用頻度が増加しさらに悪化するという悪循環が生じる．そこで，低熱伝導率で断熱性の高い木材で建物を被覆することで，空調負荷の軽減，夜間の大気熱負荷抑制等の効果につながり，ヒートアイランドへの対策として期待されている．また，エネルギー消費の節約は地球温暖化への対策にもなる．これまで大阪府立大学構内のウッドデッキや大阪木材会館の木質化された壁面の熱負荷削減の評価[1)]，つくばでの実際の建物を想定したモデル棟を用いた空調負荷削減の評価[2)]といった，木材被覆の建物の省エネルギー化に対する有効性を示したデータが蓄積されてきた．そして，米沢市の図書館では全面的に木製外装が採用されて，建物全体が木質化された．つくばのモデル棟測定では一辺 3mの直方体形状であったのに対し，米沢図書館は縦，横ともに約 50m，高さ 20mという大きさである．そのような建築物に対する木製外装の断熱性能を評価するために，現地において直接，長期実証測定を行い，コンクリート(以下RC)建築物の木質化における建物の省エネルギー効果を検証する．

1. ＲＣ建造物に対する木製外装の断熱効果

木製外装の断熱効果の評価のために，山形県米沢市にある外壁全体に木製外装を施した図書館と RC 建造物との比較のために北側に隣接する米沢文化会館で長期測定を行った. 本研究ではそのうちの 6 月から 10 月の測定データの評価を行った.　Fig.1 に図書館の建物形状および寸法を示す.

Fig.1 Looks of culture center(upper left), library(Bottom left), inside of library(right)

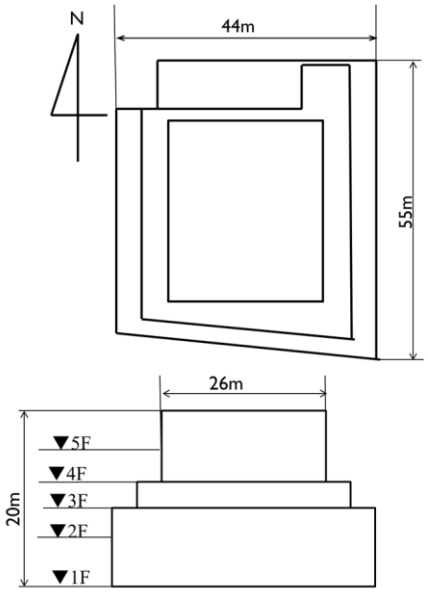


Fig.2 Schematic drawing of library building

2.1　センサー類の設置

T 型熱電対を用いて，図書館 4 階の西，南，東面と文化会館 2 階の東面のそれぞれ壁面中央の表面温度を測定した．また，熱流計を用いて各面の表面熱流束を測定した．その設置位置を Fig.2 に示す．他の測定項目は風速，風向，全天日射・大気放射，紫外，温度，湿度を屋上に気象ステーションを設置し測定した．また，館内の 2, 3, 4, 5 階の温度，湿度を測定した．各面の温度分布を測定するためにサーモカメラで壁面全体を撮影した．

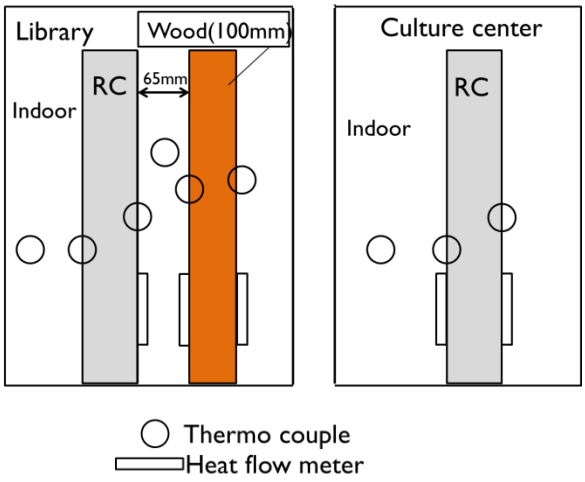


Fig.3 Installation position of thermocouples and heat flow meters

3.　測定結果

6 月から 10 月の気象測定の結果を Fig.3，Fig.4，Fig.5 に示す．Fig.3 には気温・相対湿度・黒球温度の日平均を示す．また Fig.4 には日射，赤外放射，紫外放射の一日の積算量を示す．Fig.5 には風速の日平均を示す．気温，黒球温度は 8 月初旬に最も高くなり， 10 月の終わりに最も低くなっていた．日射もその傾向にほぼ対応しており 8 月から 10 月にかけて下がっていた．

これらの結果から各月の晴天日を判別して選び，4 時間ごとの積算熱流量を出した．例として 9 月 25 日の図書館東面の表面温度の推移を Fig.7 に示す．内側にいくほど，波形の山が小さく右に移動しており，断熱されていることがわかる．また，図書館の各面と文化会館東面の 4 時間ごとの単位面積当たりの積算熱流量を，図書館内部に入る熱流を正として，Fig.8 から 10 に示す．比較のために，図書館東面と文化会館東面のグラフは一つにした．RC 建造物である文化会館の東面の RC 壁面と図書館東面の木製外装面の積算熱流量を比較するとそれぞれのグラフから，昼間には 10 倍近くの差があり，夜間においても 5 倍近くの差がある．これは木材の熱容量がコンクリートに比べて小さいことに起因しており，文化会館で計測しているのは東面だけだが，この傾向は各方面でも同様であると予想できる．また，気温が低かった 10 月のデータにおいても同様の結果が見られていることから，気温が下がっても木材およびその下の空気層の断熱効果により，熱移動が抑制されていることが分かる．また，一日の積算熱流量を算出した各面のグラフを Fig. 11 から 13 に示す．木製外装の熱流量の出入りの差はほぼないが RC 壁面では若干吸熱が上回っている．文化会館のグラフを見ると木製外装の断熱性能がここでも示せる．ここで，サーモカメラで撮影した図書館の表面の温度分布を Fig.14,15 に示す．ガラス面に比べると木製外装面の表面温度は高いことがわかる．ガラス面での熱貫流も今後，検証の必要がある．

また，文化会館の RC 壁面では大きく吸熱している．文化会館のグラフと図書館の各面のグラフを比較すると，ここでも木製外装の断熱効果は明らかであった．

図書館の各階の室内温度の推移を Fig.16 に示す．室温差を見ていくと，気温が高い 8 月から気温が下がっていくにつれて差は小さくなっていく．これは室内の空気は下から上に流れさせており，上下の室温差は壁での熱貫流量と関連づくと考えられる．

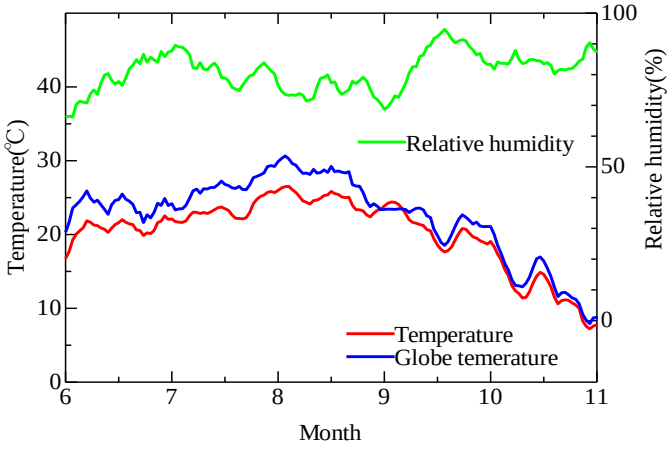


Fig.4 Averaged temperature, globe temperature and humidity for a day

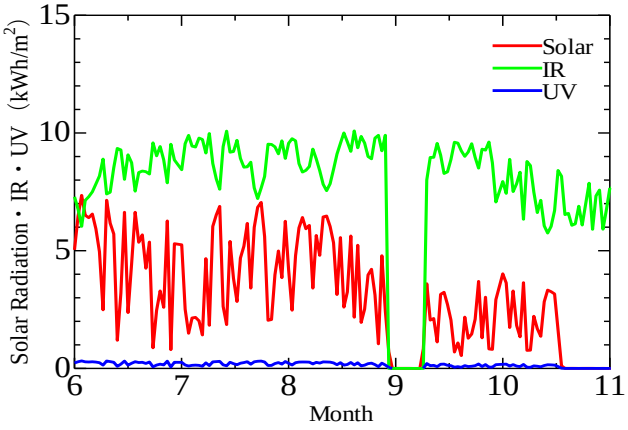


Fig.5　Solar radiation, IR, UV

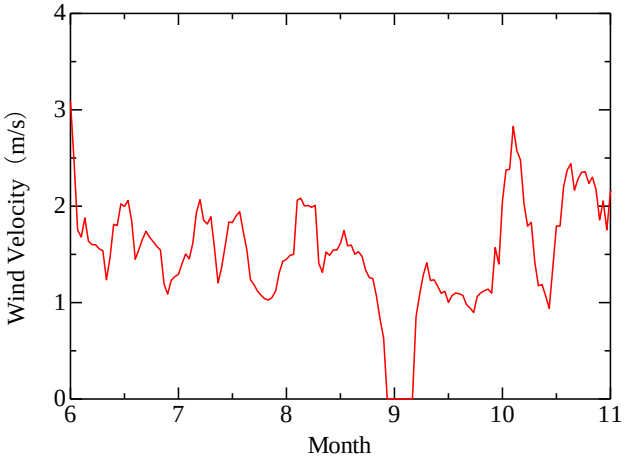


Fig.6 Averaged wind velocity

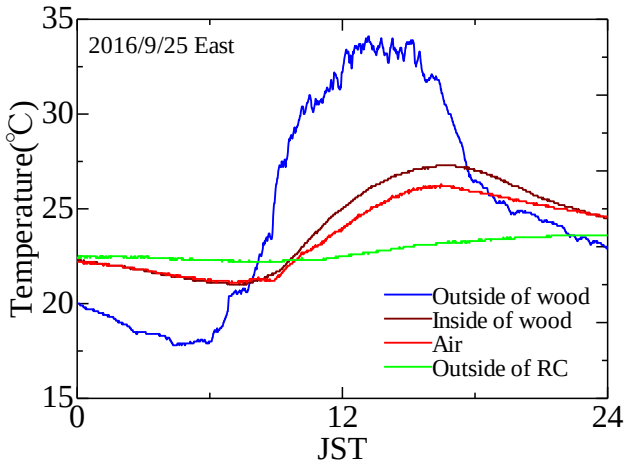


Fig.7 Surface temperature(east)

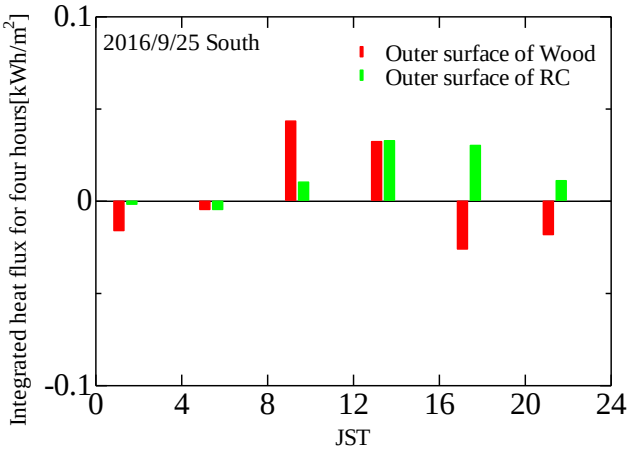


Fig.8 Integrated heat flux for four hours(south)

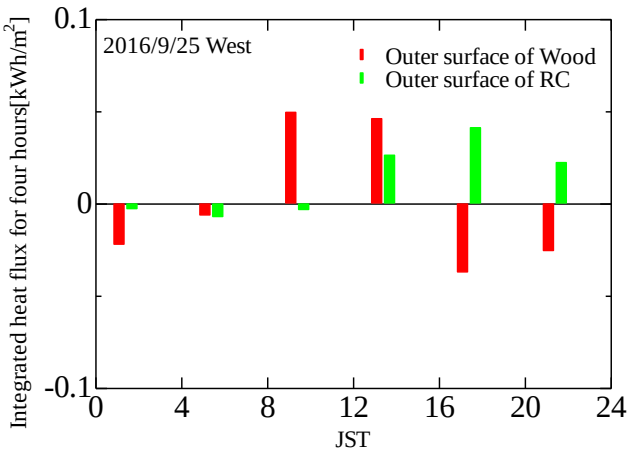


Fig.9 Integrated heat flux for four hours(west)

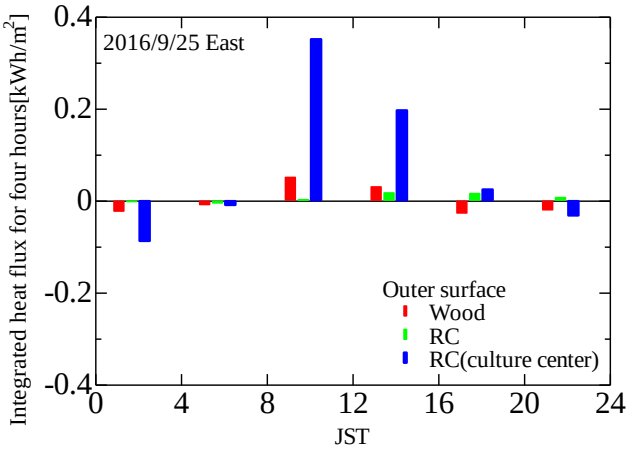


Fig.10 Integrated heat flux for four hours
(East of library and culture center)

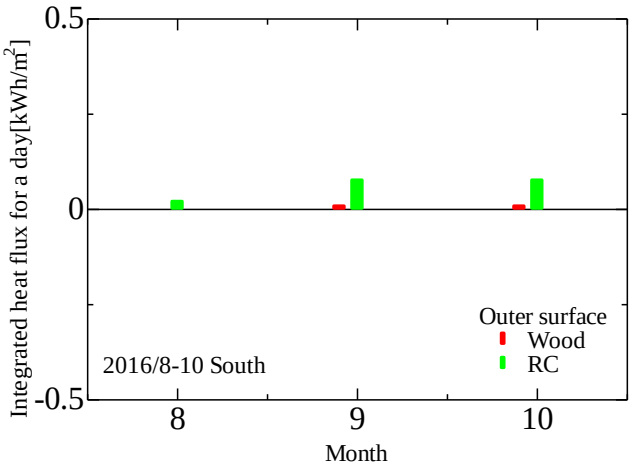


Fig.11 Integrated heat flux for 24 hours(south)

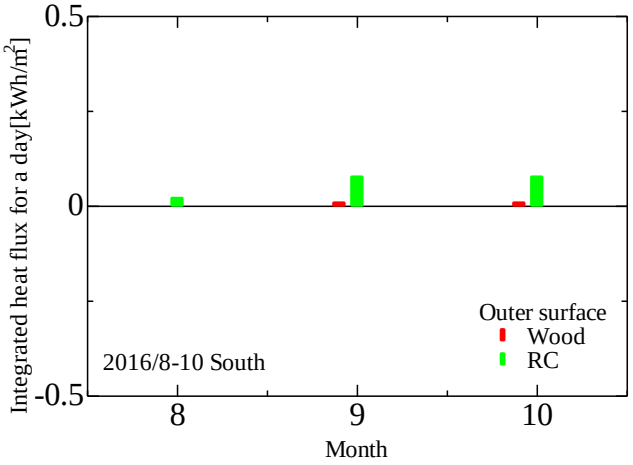


Fig.12 Integrated heat flux for 24 hours(west)

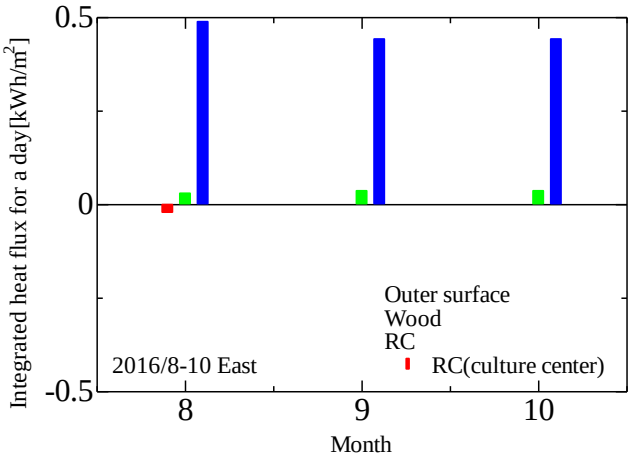
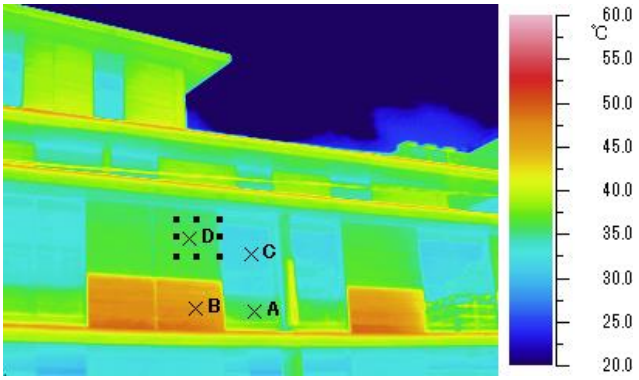
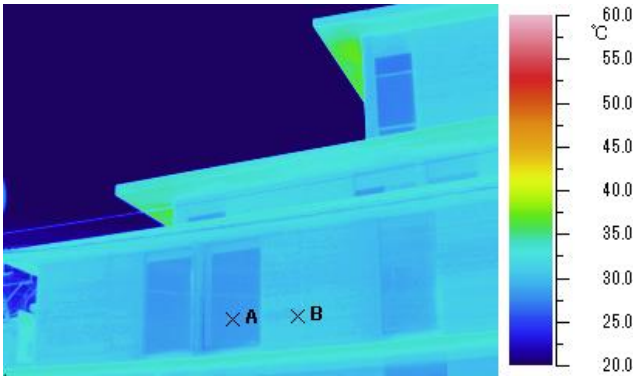


Fig.13 Integrated heat flux for 24 hours
(East surface of library and culture center)



A:35.5℃ B:45.7℃ C:31.6℃ D:36.42℃

Fig.14 Temperature distribution(day time)



A:28.4℃ B:30.51℃

Fig.15 Temperature distribution(shadow)

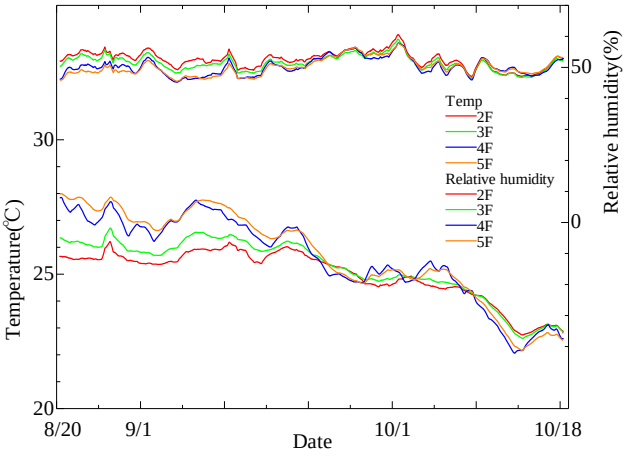


Fig.16 Room temperature of the library

4. まとめ

RC 建造物に対する木製外装の断熱効果が米沢図書館のような大きさの建造物においても確かめられた．また，実際に利用されている建物であるということも重要である．今後は冬季における断熱性能の検証をしていきたい．また雪の影響も評価していく必要がある．

参考文献

1) 荘保伸一, "熱処理木材を使った木製外装による建物内外の熱負荷抑制の評価" 大阪府立大学平成 25 年度博士論文，2016.
2) 内海泰斗，“木製外装による建物内外への熱負荷抑制効果に関する研究，”大阪府立大学平成 25 年度修士論文，2014.

B-4

高性能ファサードシステムの熱性能評価
Thermal Performance Evaluation of High Quality Façade Systems

○相 馬　真 子（竹中工務店）　　粕 谷　敦（竹中工務店）　　中 川　浩 明（竹中工務店）
Masako SOMA *1 Atsushi KASUYA *1 Hiroaki NAKAGAWA *1
*1Takenaka Corporation

In this study, we evaluated thermal performance of facade systems which balanced great securing visibility with solar shading performance in the high-rise building planned in Osaka city. We report specifications of glass and natural ventilation effectiveness by opening area on its top and bottom in high-rise area. About lower floors, we report the result of thermal performance comparison between single façade system and air-flow window.

はじめに

ガラスファサード建築において、窓まわりの熱環境を向上する目的や環境負荷低減のために、エアフローウィンドウ（以降 AFW）やダブルスキン（以降 DS）、Low-E ガラスの採用などがあり、これらの高性能ファサードシステムが近年多く導入されてきている。

本報では、大阪市内に計画している高層建築の眺望性確保と日射遮蔽性能を両立した高性能ファサードシステムの熱性能評価について検討した結果を報告する。

1． 高性能ファサードシステム概要

Fig.1、2 に、大阪市内に計画しているオフィスビルの建物概念図とファサード断面を示す。計画建物は低層部と高層部から成り、低層部はコミュニケーションスペースや会議エリアが多く配置されるワークプレイスで構成されると共に、階高が必要となる諸室が配され、高層部は一般的なオフィスエリアとして構成されている。低層部では人が流動的に出入りする時間帯が多いのに比べ、高層では滞在時間が多く、デスクワークを主とした使用用途となっている。これらの与条件やデザインの観点から、階高の高い低層部は、上部に直達日射を遮蔽する庇と外部簾に Low-E ガラスを組合せ、下部に一般的な Low-E ガラスよりも日射遮蔽性能が高い高性能 Low-E ガラスに電動ブラインドの組合せとしている。高層部は、単層 DS（フロートガラス+電動ブラインド+高性能 Low-E ガラス）のファサードで構成され、層間にプレキャストコンクリートによる外部庇を配することで、外部側の窓面積を低減し、

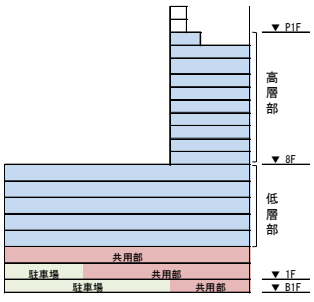
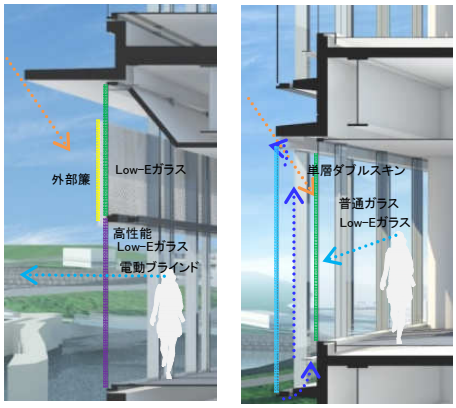


Fig.1 Building Diagram



低層　　高層
Fig.2 Façade Section

熱負荷の抑制に寄与することを意図している。階高の異なるファサードに対して、眺望性・意匠性を確保し、低層、高層共に熱負荷を低減できるように計画している。

2． 計算概要・計算条件

Table.1、2 に窓ガラスとブラインドの熱特性値と基準条件を示す。ケーススタディにあたり比較項目以外の条件は基準条件で固定している。

Table.1 Member Heat Characteristic

	部材	日射反射率 [%]	日射透過率 [%]	日射吸収率 [%]	日射熱取得率 [-]	熱貫流率 [W/m2/K]
AG1	LOW-E複層（8mm＋中空12mm＋8mm）クリア	17.7	49.6	32.7	0.58	1.8
AG2	LOW-E複層（8mm＋中空12mm＋8mm）シルバー	22.1	45.8	32.1	0.54	1.8
AG3	高性能LOW-E複層（8mm＋中空12mm＋8mm）	33.4	20.0	46.6	0.26	1.6
AG4	複層（8mm＋中空12mm+8mm）	11.4	63.7	24.9	0.73	2.8
AG5	単板（FL15）	6.3	69.1	24.6	0.78	5.6
AG6	単板（FL8）	6.9	79.1	14.0	0.84	5.8
BL	ブラインド	28.0	22.0	50.0	－	－

Table.2 Basement Cases

	外気温度[℃]	室内温度[℃]	通気層の高さ[m]	鉛直面日射量[W/m2]
夏季	36	26	3.65	850
冬季	5	22	3.65	100

2．1 高層ファサード

高層ファサードは、ブラインドの有無やガラス種など主要な要因による熱性能効果の把握とともに、DS 内の上部と下部の開口面積による通風効果を明らかにするた

め、数値解析により検討を行った。今回の建物では、単層 DS を採用のため、通風の効果は、1 層分である。Table.3 に計算条件示す。

Table.3 Calculation Cases

case	外ガラス	ブラインド	内ガラス	上部開口	下部開口
case1	AG5	なし	AG5	–	–
case2	AG5	あり	AG5	–	–
case3	AG5	あり	AG4	–	–
case4	AG5	あり	AG1	–	–
case5	AG5	あり	AG2	–	–
case6	AG5	あり	AG3	–	–

2．2 低層ファサード

低層ファサードは、普通複層ガラスや AFW と比較した場合の熱性能効果を示すために、CFD 解析により室内熱環境の比較を行った。Fig.3 に検討ファサードと計算条件を示す。窓ガラス面の境界条件として数値計算により得られた表面温度を与えて計算を行った。庇と簾により日射遮蔽効果を想定した上部のガラスは、簡易的にモデル化するため、直達日射の影響を受けない設定とし、下部のガラスは直達日射を見込んで熱収支式を解いた。AFW は、10 分割の層に分けて表面温度を算出し境界条件として与えることで、室内の気流性状を再現できるようにした。解析対象は、建物の柱スパン 1 区画を対象とし、寸法　7.2m×7.2m×4.5（CH:3.5）m の室で、解析条件を Table.4 に示す。

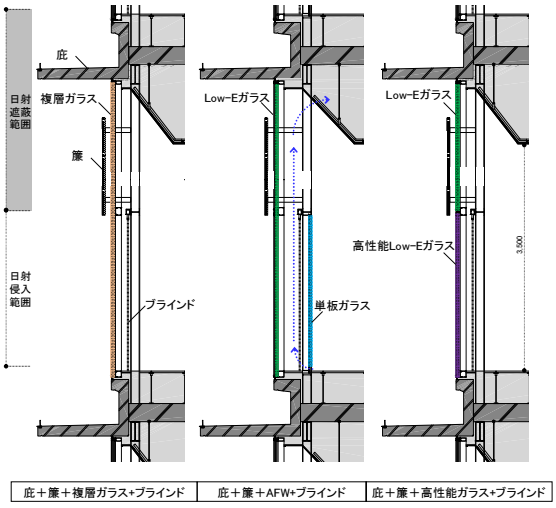


Fig.3 Simulation Façades

Table.4 Analysis Cases

使用コード	Flow Designer 13
乱流モデル	高レイノルズ数型 k-ε モデル
計算アルゴリズム	SIMPLE（定常）
解析領域	7.2m×7.2m×4.5m
外気温度	36℃（夏）、5℃（冬）
室内温度	26℃（夏）、22℃（冬）
相対湿度	55%（夏）、40%（冬）
発熱量	照明10W/m2、人+機器15W/m2（夏）

※ガラス・ブラインド表面温度固定
※冬季は発熱なしとして解析

3． 計算結果及び考察

3．1 高層ファサード

Table.3 の条件で行った熱貫流率、日射遮蔽係数の結果を Fig.4 に示す。夏季において、case1 と case2 を比較すると、case2 の方が熱貫流率、日射遮蔽係数が小さい

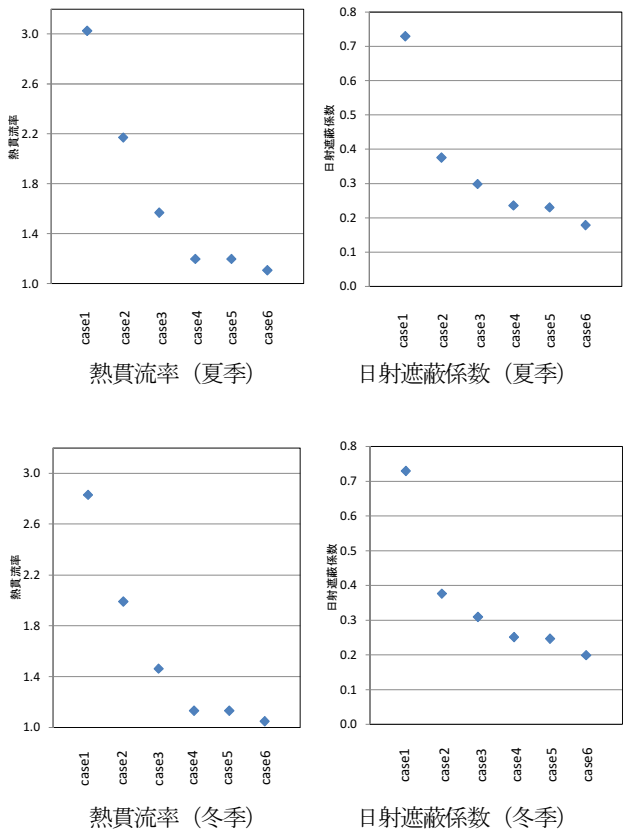


Fig.4 Overall Coefficient of Heat Transfer and Shading Coefficient

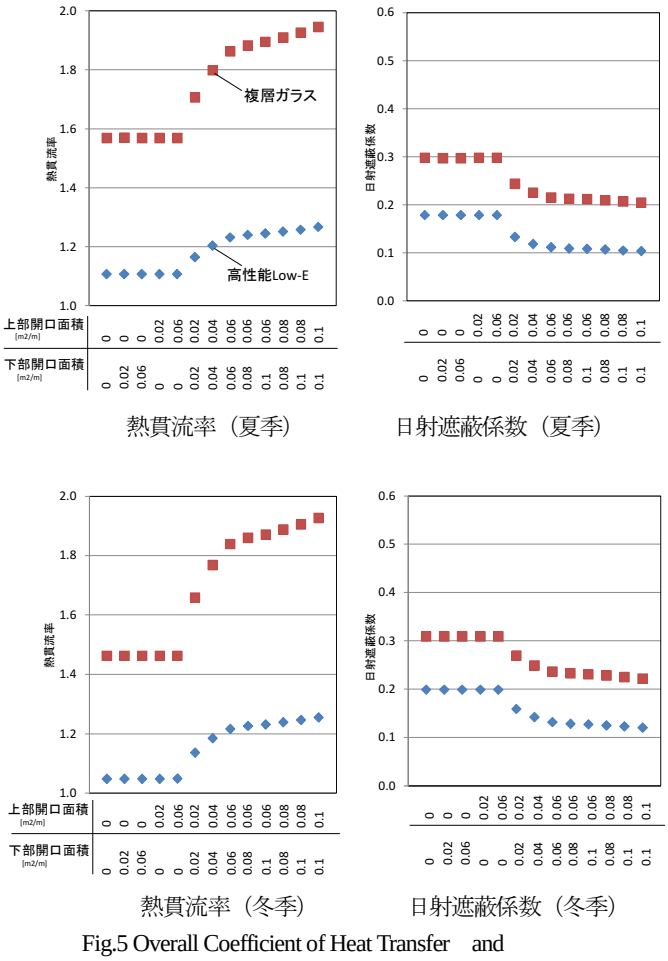


Fig.5 Overall Coefficient of Heat Transfer and Shading Coefficient（Efficient of Natural Ventilation）

値となり、ブラインドの効果は大きいことがわかる。また、DS の内ガラスを透明単板ガラスより Low-E や高性能 Low-E にすることで、熱貫流率、日射遮蔽係数が小さくなり、窓面からの熱負荷低減効果が大きいことがわかる。一方、冬季においては、夏季と同様にガラス性能を上げていくことで熱貫流率、日射遮蔽係数が小さくなることが示された。

DS 上下開口面積を変化させた場合の熱貫流率、日射遮蔽係数を Fig.5 に示す。夏季、冬季において、上下開口なし、下部開口のみ、上部開口のみの場合を比較すると、片面開口では、熱貫流率、日射遮蔽係数ともに開口なしとほぼ同じ値となった。通風による自然換気の効果について、上下開口のうち、どちらか一方でも閉鎖すると、換気効果が少なくなり、熱負荷低減効果は小さいことがうかがえる。夏季においては、開口面積が大きくなるほど DS 内の自然換気が促進され、日射遮蔽係数が小さくなり、室内への熱負荷低減効果が期待できると考えられる。一方、冬季においては、開口面積を大きくするほど日射遮蔽係数が小さくなっている。開口面積が大きくなるほど、熱貫流率の影響は高性能 Low-E ガラスよりも複層ガラスで大きくなり、高性能 Low-E ガラスの方が熱貫流率の増加は抑えられる傾向にあった。

日射量と開口面積を変化させた場合の検討結果を Fig.6 に示す。約 300W/m2 以上の日射量になると、それぞれの開口面積において日射遮蔽係数はほとんど差異がない。しかし、開口面積が大きいほど日射量との関係は大きいことがわかる。

DS 内ガラス表面温度分布を Fig.7 に示す。夏季において、開口なしの場合では、DS 内ガラス表面温度が一定であるが、開口ありの場合の DS 内表面温度については下部より上部の温度が高く、自然換気による煙突効果の影響と考えられる。内ガラス内表面温度は、開口なしに比べてありの方が室内の設定温度に近い値となっており、日射遮蔽効果が期待できると考えられる。

冬季においては、開口なしでは、DS 内表面温度が室内温度に近い値となり、開口ありの場合では、単層の上部に行くほど室内温度に近くなっていることがわかる。

季節に応じて DS 内の中空層を有効に機能するためには、DS の上下開口部を開閉できるような機構が必要になる。これらの結果から、今後、実建物のコストやメンテナンス面も考慮しながら、計画段階において採用等を検討していくことが大切であると考えられる。

3．2 低層ファサード

Fig.8 に夏季と冬季における CFD 解析結果を示す。但し、ブラインドについては、面として入力しているため、ブラインドからの漏れ空気については、本解析では、考慮されていない。夏季において、複層ガラスの場合、窓面付近での温度上昇がみられる。AFW の場合、室内へ

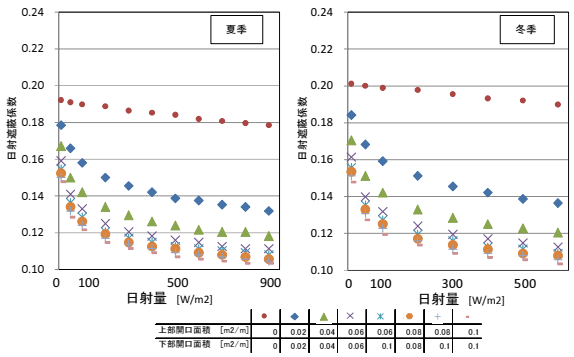
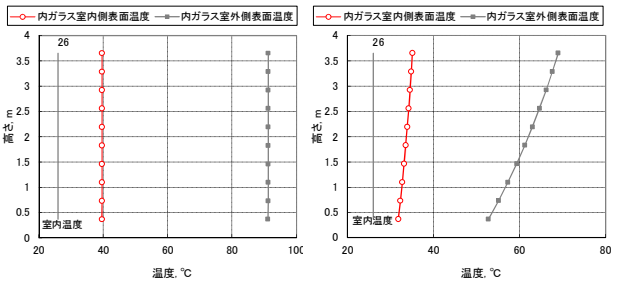
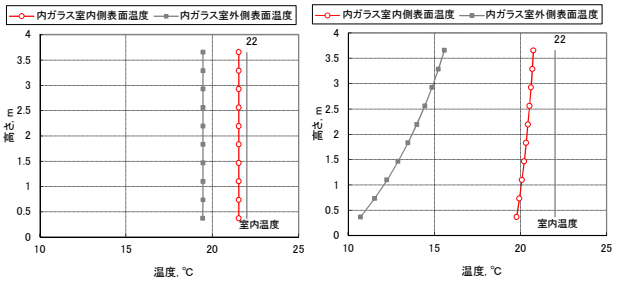


Fig.6 Shading Coefficient changed the solar radiation



開口なし（夏季）　　上部開口 0.06 下部開口 0.1（夏季）



開口なし（冬季）　　上部開口 0.06 下部開口 0.1（冬季）

Fig.7 Vertical Temperature of Double Skins

の還気のため、中空層の上部から室内へ熱が漏出し、天井付近の温度が少し上昇している。また、空間全体にその影響がみられる。一方、高性能 Low-E ガラスの場合は、ブラインドとガラス間の熱だまりは大きいが、室内への影響は小さい。PMV について、AFW の場合は、室内への熱の流出の影響により、PMV は窓面近傍において、0.5～0.6 となっている。複層ガラス と高性能 Low-E ガラスにおいては、居住域空間の PMV は概ね 0.5 以下であることが確認された。

冬季においては、複層ガラスと高性能 Low-E について、境界条件としての表面温度の差は約2度あるが、PMV としての室内への影響度合いには大きな差はみられない。AFW については、下部より室内空気を吸込むことと夏季と同様に室上部での空気の乱れにより、PMV の分布には乱れが生じている。本解析では、窓面の影響をみるために、室内の発熱を見込んでいないため、PMV はマイナスの値となっている。

4. まとめ

実建物における高性能ファサードシステムの熱性能評価を行い、窓面からの熱負荷低減効果を明らかにした。今後、年間熱負荷削減効果の把握、庇・簾形状の再現や庇プレキャストコンクリート躯体の蓄熱効果による影響度合いの確認のための詳細検討が課題である。

参 考 文 献

1) 郡公子：ペリメータレス空調のための窓システムの評価に関する研究（日本建築学会計画系論文集、pp. 7-11、2001）

2) 郡公子、石野久彌、長井達夫、村上周三：ダブルスキン、エアフローウィンドウの熱性能式の提案（空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp. 1335-1338、2012）

3) 郡公子、石野久彌、鈴木大輝：ダブルスキンファサードの熱負荷への効果解析、（空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp. 273-276、2014）

4) 矢川明弘、大田望：窓際温熱環境を指標とした建築ファサード熱性能設定手法の研究　その 1　窓際 PMV の推定手法とファサード熱性能（日本建築学会大会学術講演梗概集、pp. 997-998、2016）

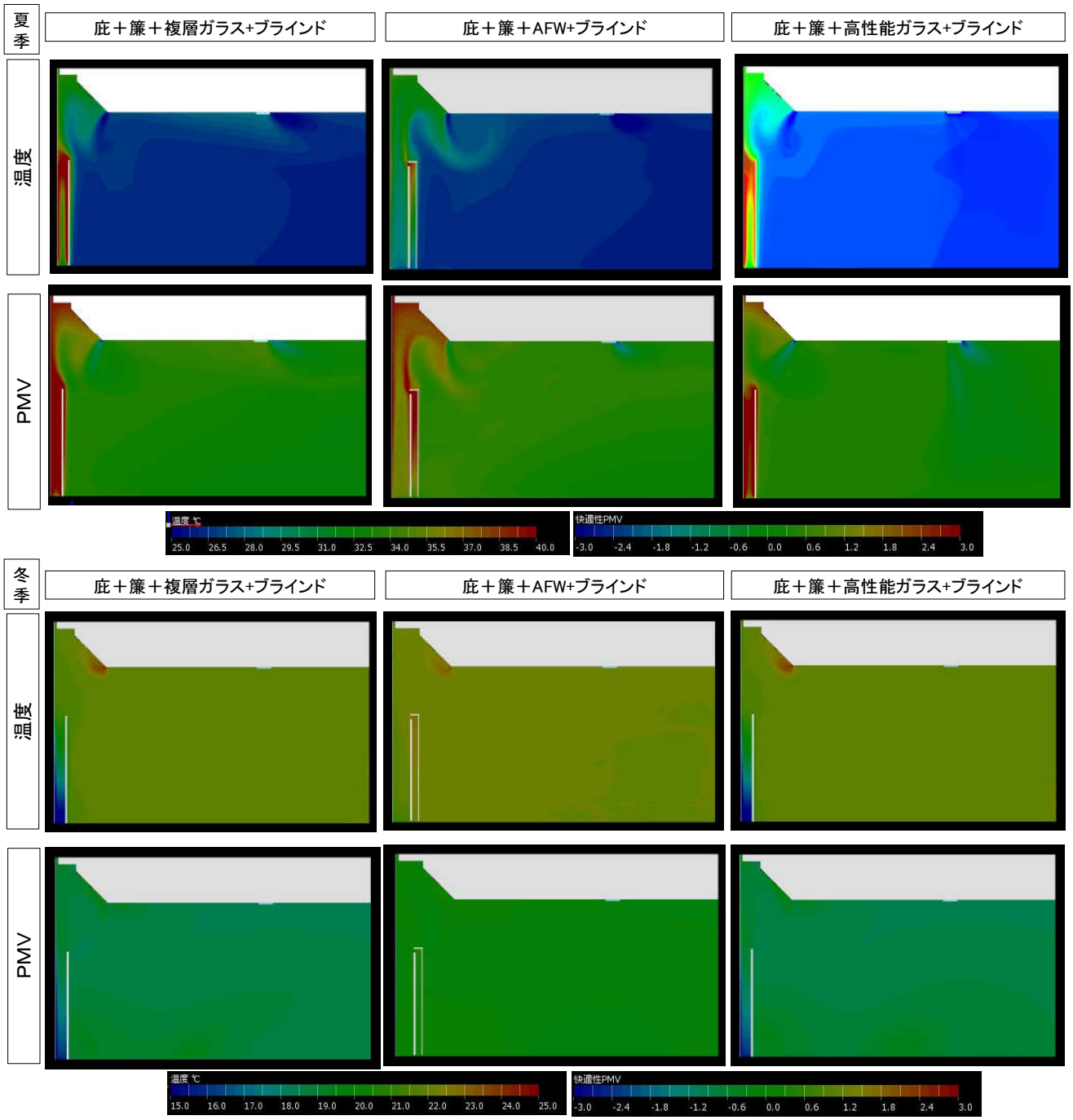


Fig.8 Thermal Performance and PMV

PCM(潜熱蓄熱材)すだれを用いた防災用テントの熱環境改善に関する研究
—模型実験による基礎的検討—
Study on Improvement of Thermal Environment of Disaster Tent with PCM bamboo blind.
— Basic Study by Model Experiment —

○奥田　尚史（大阪電通信大学）　　添田　晴生（大阪電通信大学）
Hisashi OKUDA*[1]　Haruo SOEDA*[1]
*[1] Osaka Electro-Communication University

In this paper, The cardboard tent models with Plastic bamboo blind made of straw and PCM bamboo blind were heated by using infrared lamps. PCM bamboo blind is the Plastic bamboo blind with Micro Encapsulated PCM (MEPCM). After completion of heating, the air temperature inside the model with PCM bamboo blind kept 1℃ or more higher than the air temperature inside the model with only cardboard for 45 minutes. The air temperature inside the model with Plastic bamboo blind on PCM bamboo blind kept it for 72 minutes.

1.　はじめに

地震などの災害発生後に安全を確保する為、一時的に緊急避難が必要となり、多くの人々は公共施設に避難する。しかし、プライバシーの確保が困難である為、しばしばテントや車が用いられる。防災用テントの熱環境に関する研究としては段ボールをテントとして用いた研究[1]もある。また、文献[2]より、テントなどの膜構造建築は一般的に 1mm 厚にも満たない塩化ビニル膜やフッ素樹脂膜を使用している為、断熱性が悪く、外気温の影響を大きく受けてしまう。そのため、室温の温度差が一日で20℃以上になることもあり、寒暖差の影響により、健康被害も出ている。その解決策として、マイクロカプセルPCM(MEPCM)[3][4]を用いることを検討したが、テントと同様に持ち運びやすさや収納を行える必要がある。そこで、蓄熱ブラインドの研究[5]を参考に、ブラインドでは持ち運びしにくいと考え、我々は日本に古くからあるすだれに注目し、MEPCM をすだれに充填した PCM すだれを製作した。また、テントを模擬した段ボールを用いて室内の熱環境を改善に関する検討を行った。

2.　実験方法および条件

Fig. 1 Picture of experimental apparatus

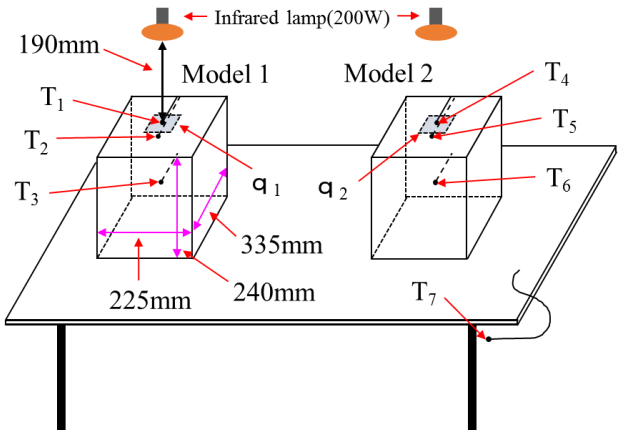


Fig. 2 Schematic diagrams of experimental apparatus

本研究では、PCM すだれを用いてテント室内の熱環境を改善することを目的として、段ボールをテント模型として、実験を行った。Fig. 1 に実験装置の写真、Fig. 2 に実験装置の概略を示す。

実験の方法として、段ボール(奥行 335mm,幅 225mm, 高さ 240mm)を 2 つ用意し、それぞれ模型 1,2 とした。段ボール上部表面の中心から上に 190mm の位置に赤外線電球(200W)の先端がくるように設置した。T 型熱電対を段ボールの表面中心 T_1,T_4、裏面中心 T_2,T_5、内部中心 T_3,T_6 に設置し実験をしている部屋の室温を測定するため、熱放射の影響を受けないよう机の下に T_7 を設置した。また、段ボール上部裏面に熱電対をはさむ形で、熱流計 q_1,q_2 を設置した。実験をする部屋の空調は家庭用ルームエアコンで 22℃に設定している。加熱時間は約 3 時間である。

Table. 1 に実験のケースを示す。PCM すだれとすだれ

は段ボールの上表面に設置し,Case3 は段ボールの上表面に PCM すだれ、その上にすだれを設置している。

Table. 1 Experimental Cases

	Model 1	Model 2
Case1	―	PCM bamboo blind
Case2	―	Plastic bamboo blind
Case3	―	Plastic bamboo blind on PCM bamboo blind

Fig. 3 に実物写真、Fig. 4 にレーザー顕微鏡での拡大写真を示す。粒子径 25～40μm、PCM の融解温度 34.1℃、凝固温度 37.9℃、潜熱量 195kJ/kg の MEPCM を用いた。

Fig. 3 MEPCM

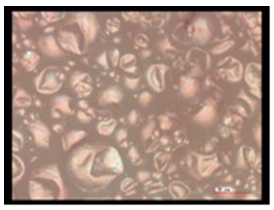


Fig. 4 MEPCM by microscope

Fig. 5 にストローで製作したすだれ、Fig. 6 にストロー内に MEPCM を充填した PCM すだれを示す。すだれは長さ 320mm,直径 6.5mm のストローを用いており、宮路ら[6]の研究を参考に室内空間の大きさに対する PCM 質量の割合を求め、ストロー1 本に対して、3.1g の MEPCM を入れた。それを 30 本すだれ状につなげて製作した。PCM すだれと比較するため、PCM の入っていないすだれも製作した。

Fig. 5 Plastic bamboo blind

Fig. 6　PCM bamboo blind

3.　実験結果

3. 1.　Case1 の実験結果

Case1 における模型 1(なし)と模型 2(PCM すだれ)の模型上表面と裏面の温度測定結果を Fig. 7 に、内部中心温度測定結果を Fig. 8 に、段ボール上表面の裏面における熱流束の測定結果を Fig. 9 に、加熱開始から 2 時間後の熱画像を Fig. 10, Fig. 11 にそれぞれ示す。

加熱開始から約 15 分後、PCM すだれを用いた段ボールの表面温度は PCM が融解することにより段ボールのみに比べ、最大で 22℃低く、模型中心温度は、最大 2.5℃低く、熱流束は約 100W/m^2 低くなっている。加熱終了後の約 3 時間 10 分～30 分の間は PCM が凝固して潜熱を放出しているため、段ボールの表面温度が 30～35℃を維持し、模型中心温度では段ボールのみに比べて最大で 1.3℃高く、熱流束は約 30W/m^2 高くなっている。加熱定常時の段ボール表面温度は、PCM すだれの方が段ボールのみに比べ、最大 3. 5℃高かった。これは、PCM すだれが棒状であるため、赤外線電球から出る熱放射の当たる表面積が増えたためだと考えられる。また、Fig. 8 から、加熱終了後、PCM すだれが段ボールのみに比べて内部中心の温度を 1℃以上高く維持する時間は 45 分間であった。

3. 2.　Case2 の実験結果

Case2 における模型 1(なし)と模型 2(すだれ)の模型上表面と裏面の温度測定結果を Fig. 12 に、内部中心の温度測定結果を Fig. 13 に、段ボール上表面の裏面における熱流束を Fig. 14 に、加熱開始から 2 時間後の熱画像を Fig. 15, Fig. 16 にそれぞれ示す。

すだれを用いた段ボール表面、模型中心温度は加熱開始後、加熱終了後は PCM すだれとは違い PCM による潜熱の効果がないため、段ボールのみとほぼ同じ温度変動をしている。しかし、段ボールのみよりもすだれを用いた場合、加熱定常時の表面温度は約 15～16℃高く、内部中心温度は最大で 1.8℃高い結果となった。またこの時の熱流束は段ボールのみに比べ、すだれを用いた段ボールが約 70 W/m^2 高かった。これは、今回すだれに用いた材料であるストローが透明管であり、熱放射が模型表面に集熱されたため、すだれを用いた方の温度が高くなったと考えられる。

3. 3.　Case3 の実験結果

Case3 における模型 1(なし)と模型 2(PCM すだれとすだれ)の模型上表面と裏面の温度測定結果を Fig. 17 に、内部中心の温度測定結果を Fig. 18 に、段ボール上表面の裏面における熱流束の測定結果を Fig. 19 に、加熱開始から 2 時間後の熱画像を Fig. 20,Fig. 21 にそれぞれ示す。

PCM すだれとすだれを用いた段ボールの表面温度は加熱開始から約 15 分後、PCM が融解することにより段ボールのみに比べ、最大 27℃低く、模型中心温度は、最大 3.1℃低く、熱流束は約 115W/m^2 低くなっている。加熱終了後、約 3 時間 10 分～4 時の間は PCM が凝固して潜熱を放出しているため、段ボール表面温度が 30～35℃を維持し、模型中心温度では段ボールのみに比べて最大 0.9℃高く、熱流束は約 45W/m^2 高くなっている。また、加熱終了後、PCM すだれとすだれが段ボールのみに比べて内部中心温度を 1℃以上高く維持する時間は 72 分間で、PCM すだれのみより、27 分伸びている。これは、すだれを置いたことにより、PCM すだれの上表面が断熱されたためではないかと考えられる。

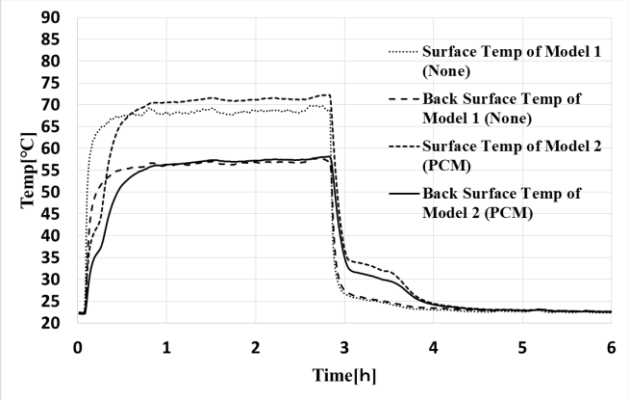


Fig. 7 Comparison of top surface and back surface temperature of cardboard in case 1

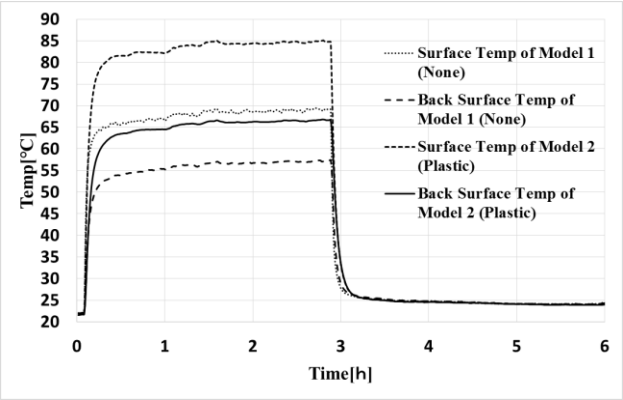


Fig. 12 Comparison of top surface and back surface temperature of cardboard in case 2

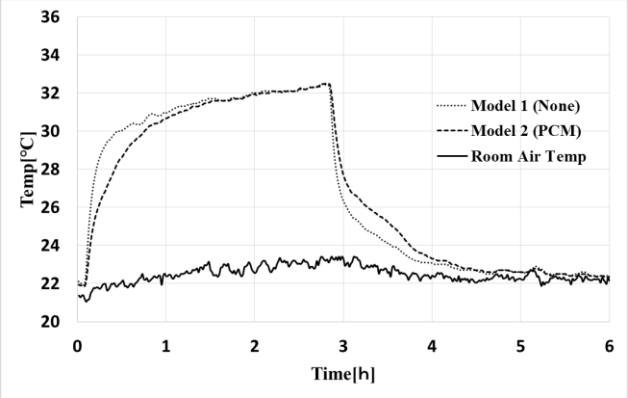


Fig. 8 Comparison of air temperature inside the cardboard in case 1

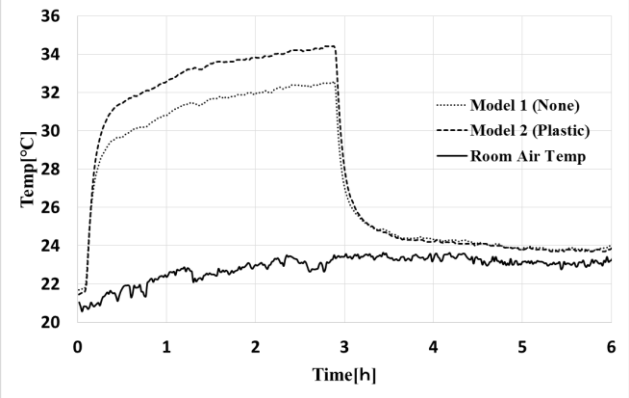


Fig. 13 Comparison of air temperature inside the cardboard in case 2

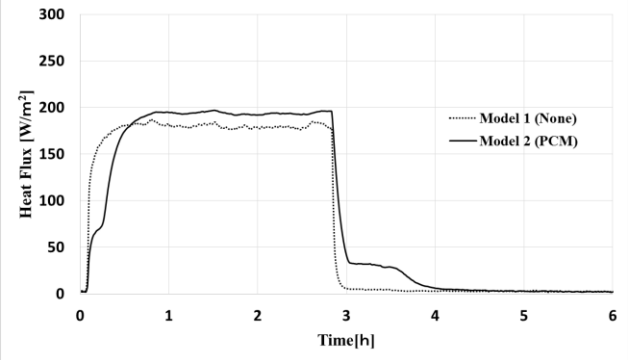


Fig. 9 Comparison of heat flux in case 1

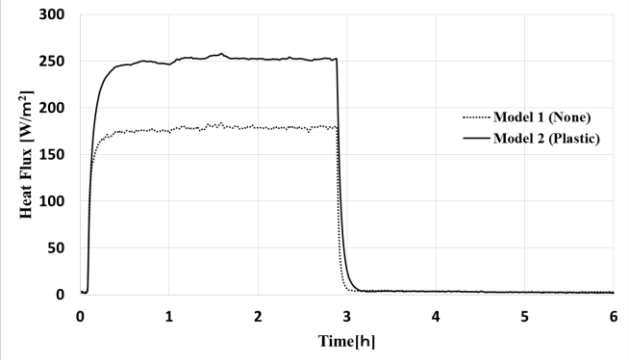


Fig. 14 Comparison of heat flux in case 2

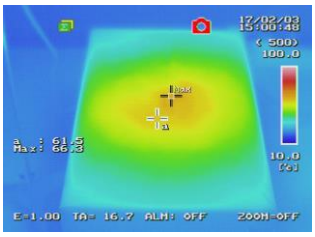


Fig. 10 Thermal image of cardboard (Model 1) in Case 1

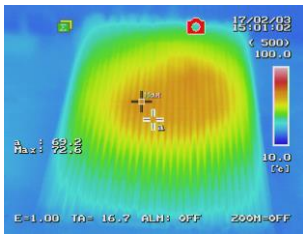


Fig. 11 Thermal image of PCM (Model 2) in Case1

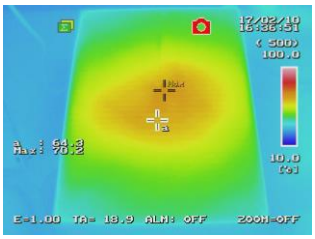


Fig. 15 Thermal image of cardboard (Model 1) in Case 2

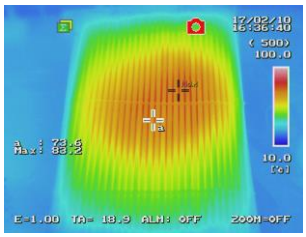


Fig. 16 Thermal image of Plastic (Model 2) in Case 2

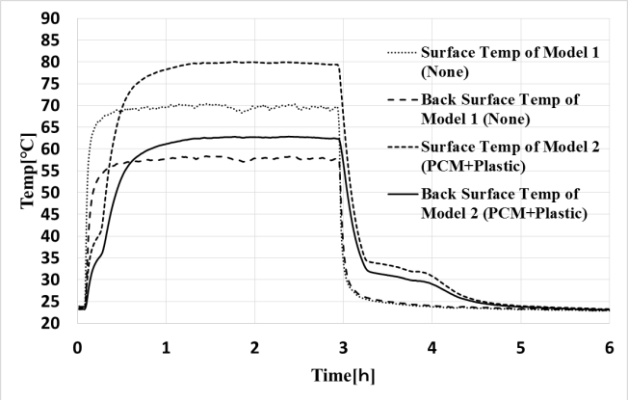


Fig. 17 Comparison of top surface and back surface temperature of cardboard in case 3

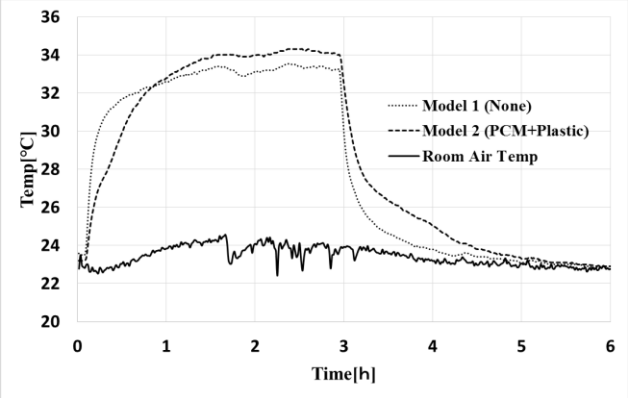


Fig. 18 Comparison of air temperature inside the cardboard in case 3

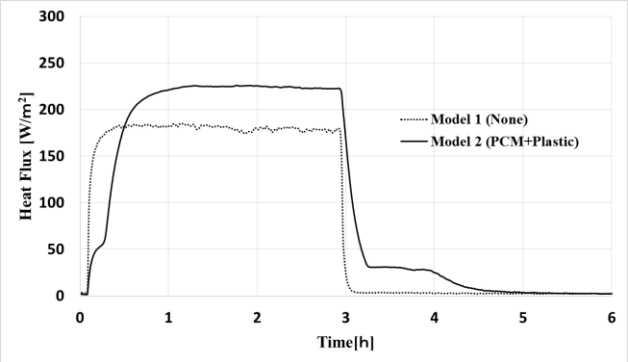


Fig. 19 Comparison of heat flux in case 3

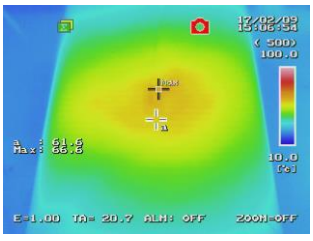


Fig. 20 Thermal image of cardboard (Model 1) in Case 3

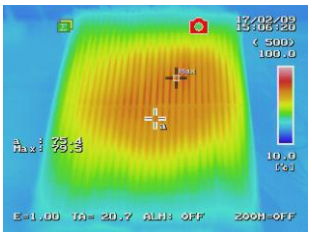


Fig. 21 Thermal image of PCM+Plastic (Model 2) in Case 3

4. まとめ

本研究では、ストローで製作した PCM すだれとすだれを用いて段ボールのテント模型を赤外線電球で加熱し、テント室内の熱環境改善に関する基礎的検討を行った。

内部中心温度の測定結果から PCM すだれを用いた場合が加熱開始数十分間と加熱終了後に、PCM の融解と凝固により潜熱が吸放熱され、段ボールのみに比べて温度変動が緩やかになった。また、PCM すだれが、段ボールのみより内部中心温度を 1℃以上高く維持する時間は 45 分間であったが、PCM すだれの表面上にすだれを設置することにより、72 分間になり、 PCM すだれのみより 27 分間延びた。よって、PCM すだれとすだれは冬期に有効である。

今後はアルミ等での熱遮蔽と PCM すだれの併用を考え、夏期に有効である PCM すだれを検討する。また、今回得られたデータをもとに、シミュレーションを行い、実物のテントで検証することを考えている。

参 考 文 献

[1] 中谷岳史，柴田良一，青木哲，野村丈靖，佐々木康寿，山崎真理子：ダンボール製仮設住宅の居住性に関する被験者実験，日本木材学会中部支部大会講演要旨集，No. 19，pp70-71，2009. 10

[2] 佐野武仁：膜構造建築に用いる塩化ビニル膜と四フッ化エチレン樹脂膜の光特性と熱特性，空気調和・衛生工学，Vol. 76, No. 4, pp341-351，2002. 04

[3] 添田晴生，中田亮生，高岡大造：PCM を利用した室内熱環境調整に関する研究　第 3 報―夏期及び冬期における PCM 壁ボードの熱的性能評価，空気調和・衛生工学会論文集，No. 203, pp. 1-11, 2014-2

[4] 添田晴生，升谷保博，大須賀公一，栗栖正充，土井智晴，金田忠裕，鄭 心知，杉本博史，東 輝明：レスキュー機器と技能の評価を目的とした標準ロボティックダミーの開発　第 9 報：潜熱蓄熱材(PCM)を用いた体温模擬に関する検討，計測自動制御学会第 5 回システムインテグレーション部門学術講演会(SI2004)論文集，pp. 68-69，2004

[5] 草間友花，石戸谷裕二，三浦誠，宇佐美大将：潜熱蓄熱材を適用した蓄熱ブラインドによる日射利用空調システムに関する研究 第 2 報―融点及び形態の異なる蓄熱材を充填した蓄熱ブラインドの熱特性，空気調和・衛生工学会論文集，No. 224，pp1-8，2015. 11

[6] 宮路凱，高村秀紀，山羽基：夏期における PCM を用いた排熱促進効果に関する研究，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，第 2 巻，pp205-208，2016. 9

折板状反射面の反射特性の測定

Measurements on Folded Plate Wall Reflection Characteristics

○古 林　薫（大阪市立大学）　　西 岡　真 稔（大阪市立大学）
鍋 島　美 奈 子（大阪市立大学）
Kaoru FURUBAYASHI[*1]　Masatoshi NISHIOKA[*1]　Minako NABESHIMA[*1]
[*1] Osaka City University

Reflectors which have directional sensitivity of a target is produced to reduce absorbed solar radiation in urban in the daytime of summer as a method for controlling heat island phenomenon. The purpose of this study is to show BRDF of folded plate wall which is one of a reflector, and the effect of controlling island phenomenon when the reflector is set on street canyons by conducting model experiment. As the result of this sutdy, the effect of controlling heat island phenomenon is widely different by reflectance properties of folded plate wall and angle between reflectors when folded plate wall is applied in urban.

1. はじめに

都市部でヒートアイランド現象が顕在化しており、その原因の一つに、都市に密集する建物や舗装道路が日射や長波放射を吸収し、蓄えた熱を大気に放出することが挙げられる。これに対する抑制策として、建物外皮を高反射化することで、建物において吸収される日射を低減する対策が普及しつつある。代表的な方法に高反射率塗料を用いる方法があるが、塗料は拡散反射性を持つため、建物測壁面に用いると、Figure 1 のように反射日射が周辺への光害・熱害となる恐れがある。

そこで、建物外皮を高反射化させることに加え、日射を上方へ反射すれば、都市内で吸収される日射を低減できる（Figure 2）。近年、このような反射指向性を有する反射体（以下指向性反射体）が開発されている。

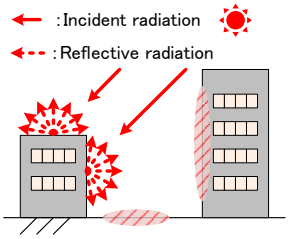


Figure 1 Diffuse reflection

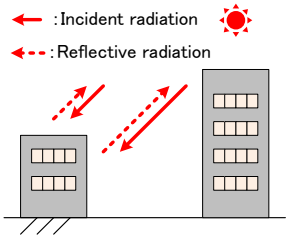


Figure 2 Upward reflection

著者らはこれまで、鏡面反射により指向性を発現する反射体に着目して研究を行ってきたが、拡散反射を利用した場合にも指向性は発現することが知られている[1]。

本報では、拡散面と鏡面を利用して、夏季には上向き反射を増やし、冬季には下向き反射を減らして吸収率を高める効果が期待される反射面の組み合わせを検討し、BRDF 測定を行った。

2. 折板状反射体の試作

2.1 凹凸のプロポーション

本報では、異なる 2 種類の折板状反射体を試作した。以下では、2 枚の反射面のプロポーションから、Figure 3 に示す反射体を 1 : 1 型折板状反射体（略称 1:1 型）、1 : 3 型折板状反射体（略称 1:3 型）と呼ぶこととする。それぞれの反射面寸法の詳細を Figure 4 に示す。

1:1 型のプロポーションは、反射体開口部に垂直に入射する光に対して再帰反射量が最も大きくなるように設定されている。1:3 型のプロポーションは、反射体を真南向き壁面に設置した際に、Figure 4 中の反射面 I が夏季南中時の平均太陽高度（71 度）に対して正対するよう設計されている。[2]

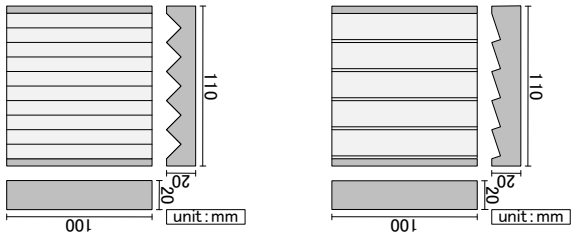


Figure 3 Folded plate reflector
(left-1:1-Type、right-1:3-Type)

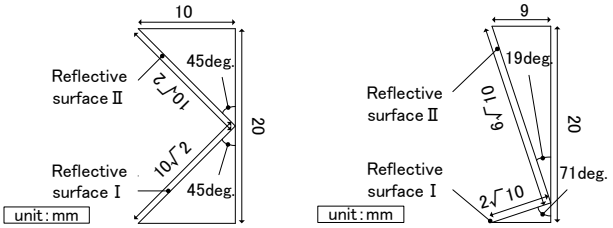


Figure 4　Unit dimensions
(left-1:1-Type、right-1:3-Type)

2.2 反射面の素材

本報では、各反射体の反射面Ⅰ・Ⅱを Table 1 に示す素材で構成したものを研究対象とした。

White は厚み 1.0mm の白色紙（muse・キャンソンボード CA-335）を厚み 1.0mm のアルミ板に貼付して用いた。Black は厚み 0.3mm の黒色紙（eo 社・光吸収シート）を厚み 1.0mm のアルミ板に貼付して用いた。Mirror は入射光を鏡面反射させる特性を持ち、厚み 0.6mm のアルミ輝面（ACA 社・ProtectAL）を用いた。

Glass は一般的なフロートガラスと反射特性が類似する厚み 3.0mm の透明アクリル板を用いた。Glass の日射透過率は 92.6%である（JIS K 7361-1 で規定）。また Glass の裏面には透過光を吸収させるため、Black と同一の黒色紙を貼付した。

反射体を実用する場合には、反射面には外装材を用いるが、本報では以上の素材で実験的に試作を行った。なお、紙類はいずれも拡散反射性を示す。

分光光度計（島津製作所・UV-3600）と積分球（島津製作所・LISR-3100）により測定した素材の分光反射率を Figure 5 に示す。また分光反射率に JIS 5602 を適用して算出した素材の SCI（正反射込みの日射反射率）と SCE（正反射除去の日射反射率）を Table 2 に示す。

Table 1　Type of reflection surface

Type	Surface Ⅰ	Surface Ⅱ
(White / White)	White	White
(White / Black)	White	Black
(Mirror / Mirror)	Mirror	Mirror
(Mirror / Glass)	Mirror	Glass

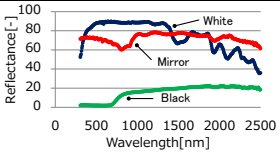


Figure 5 Spectral reflectance

Table 2　Solar reflectance

MTL.	SCI[-]	SCE[-]
White	0.85	0.85
Black	0.09	0.09
Mirror	0.71	0.06

3. BRDF 測定装置

3.1 測定概念

BRDF（双方向反射率分布関数）は、試料へ照射する光の放射照度と、その反射光の放射輝度の比を反射角ごとに表現した関数のことを指す。

BRDF の測定には変角光度計が用いられるが、本報で対象とする反射体は寸法が大きく、変角光度計では測定できない。そこで、反射体の寸法と同程度の試料に対しても BRDF の測定が可能な測定装置（以下 BRDF 測定装置）を製作した（Figure 6）。測定原理は、市販の変角光度計と同様である。固定された光源から、試料へ光を照射し、反射光の放射輝度を受光器で測定する。試料と受光器は回転ステージに設置されており、試料への入射光の角度と、試料に対する受光器の角度を任意で設定できる入射角と反射角の定義を Figure 7 に示す。

市販の変角光度計では Figure 8 に示すように、光源が照射された試料の一部分について、視角の小さい受光器で放射輝度測定を行う。本装置では Figure 9 に示すように、光源が照射された試料表面を、視角の大きい受光器を用いて放射輝度測定を行うことでより広い範囲で平均的な BRDF 測定ができるといった特徴がある。

光源としては、LED 光源（DOLAN-JENNER・MI-LED ファイバー光源）と、テレセントリックレンズ（eo 社・テレセントリックバックライトイルミネーター）を組み合わせて使用し、平行光線に近い光を発生させる。受光器としては、遮光筒式放射輝度計を用いた。

3.2 遮光筒式放射輝度計

遮光筒式放射輝度計（以下放射輝度計）は、受光器と遮光筒から構成される。受光器の前に遮光筒を装着することで、受光器の視角を絞り、入射光の立体角を定めることで、立体角内の平均放射輝度を測定する。

放射輝度計の受光器としては、放射照度計（デルタオーム社・LP 471 RAD）を用いることとし、遮光筒は放射照度計と同じ外径を有するものを用いることとした。放射輝度計の視角は 26.1 度として、立体角の算出に用いた。なお、視角は受光器センサー部の中心から開口部を見たときの開き角と定義する。

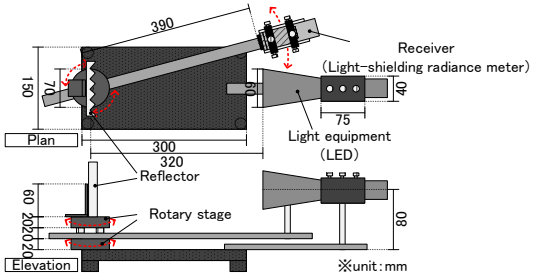


Figure 6 Equipment to measure BRDF

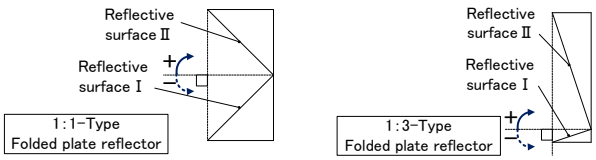


Figure 7　Incidence angle and Reflection angle

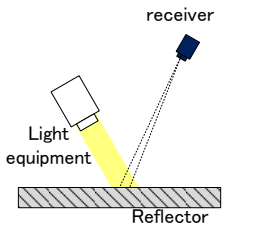


Figure 8　Viewing angle (small)

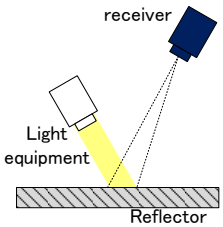


Figure 9 Viewing angle (large)

4. 折板状反射体の BRDF 測定

4.1 実験概要

消灯した室内にて、BRDF 測定装置を用いた折板状反射体の BRDF 測定を行った。測定対象試料は、各折板状反射体の反射面を Table 1 のパターンで組み合わせた 8 種類に、評価基準として反射体開口部と同じ寸法の白色平板（以下 Plate（White））を加え、9 種類とした。Plate（White）は、厚み 1.0mm のアルミ板に White と同一の白色紙を貼付してある。測定条件は Table 3 に示し、試料の BRDF は式（1）より算出した。

$$BRDF = \frac{L}{E_{illuminate}} = \frac{E_{receiver}}{E_{illuminate}\omega} \qquad (1)$$

$BRDF$：BRDF of reflector [1/sr]

L：Radiance of reflector [W/（sr・m²）]

$E_{illuminate}$：Irradiance of illuminate [W/m²]

$E_{receiver}$：Measurements of receiver [W/m²]

ω：Solid angle of receiver [sr]

4.2 実験結果

4.2.1　拡散反射主体の試料の比較

Plate（White）と反射体（White/White）・（White/Black）の BRDF を比較した。なお、（White/Black）は Figure 10 に示すように、太陽高度が高い夏季には（White/White）と同様に高い反射率を示し、太陽高度が低い冬季には反射面Ⅱ（Black）により吸収率を高めることを狙いとした反射体である。

（1）Plate（White）と反射体（White/White）

1：1 型（White/White）は、Figure 11・Figure 13 より入射角 30 度・70 度でともに、反射角負側において、Plate（White）より小さい BRDF が得られ、下向き反射を低減する効果が確認された。さらに反射角正側において、Plate（White）より大きい BRDF が得られ、上向き反射を増大させる効果が確認された。

1：3 型（White/White）は、Figure 14 より入射角 70 度においては 1：1 型（White/White）と同様に下向き反射を低減し、上向き反射を増大させる効果が確認された。Figure 12 より入射角 30 度においては Plate（White）と結果と比較して大きな変化は見られなかった。

（2）反射体（White/White）と（White/Black）

1：1 型（White/Black）は、Figure 11 より入射角 30 度で、反射角負側において、（White/White）より小さい BRDF が得られた。これは（White/White）の反射面Ⅱ（White）で下向きに反射していた光が、（White/Black）では反射面Ⅱ（Black）で吸収されたことによるものと考えられる。また、Figure 13 より入射角 70 度では、（White/White）の結果に近い BRDF が得られ、狙い通りの効果が得られていると言えよう。

1：3 型（White/Black）においても、Figure 12・Figure 14 より 1：1 型と同様の傾向を示し、かつ、1：1 型より反射面Ⅱの寸法が大きいため吸収される光が多くなり、反射角負側における BRDF の低減はより顕著となった。

Table 3　Measurement condition

Incidence angle α(deg.)	30 ・ 70
Reflection angle range(deg.)	-70 ～ +70
Reflection angle interval(deg.)	10

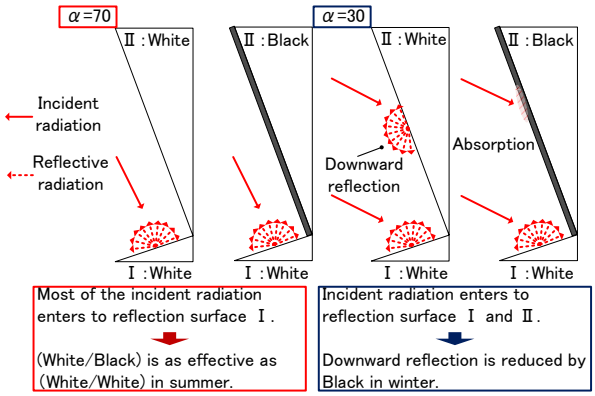


Figure 10　Reflection on　(White/Black)　eg. Type-1：3

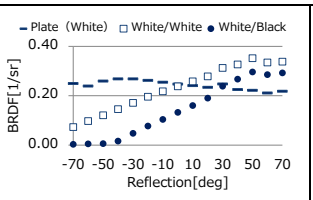


Figure 11 Type-1：1 (α = 30)

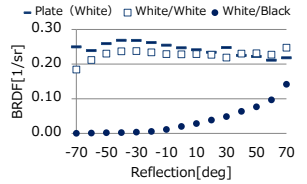


Figure 12 Type-1：3 (α = 30)

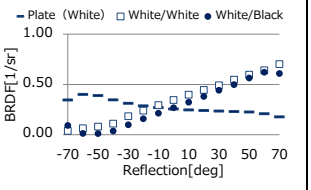


Figure 13 Type-1：1 (α = 70)

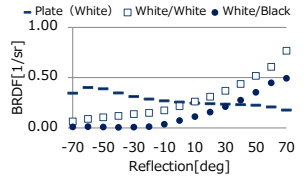


Figure 14 Type-1：3 (α = 70)

BRDF of Plate（White），(White/White) and (White/Black)

4.2.2　鏡面反射主体の試料の比較

反射体（Mirror/Mirror）と（Mirror/Glass）の BRDF を比較した。（Mirror/Mirror）において想定される反射の様子を Figure 15 に示す。なお、（Mirror/Glass）は太陽高度が高い夏季には（Mirror/Mirror）と同様に高い反射率を示し、太陽高度が低い冬季には反射面Ⅱ（Glass）で入射光を透過させることで吸収率を高めることを狙いとした反射体である。（Mirror/Glass）において想定される反射の様子を Figure 16 に示す。

（1）1：1 型（Mirror/Mirror）と（Mirror/Glass）

Figure 17 より入射角 30 度において、(Mirror/Mirror)では、反射角 30 度と 60 度に BRDF のピークが測定された。Figure 15 より、反射角 30 度の反射光は反射回数が 2 回であり、反射角 60 度の反射光は反射回数が 1 回であるため、反射回数が多い反射角 30 度の BRDF は反射角 60 度の BRDF より小さくなったと考えられる。

(Mirror/Glass)では、2 つの BRDF のピークのうち、反射角 30 度のピークのみが消滅した。これは Glass 面への入射光が透過したことによるものと考えられる。反射角 60 度では、反射面Ⅰ（Mirror）における 1 回反射が主体となり、反射面Ⅱ（Glass）の影響はほとんどないためである。

Figure 19 より入射角 70 度では、両反射体ともに反射角 20 度と 30 度で BRDF のピークが測定された。これは、入射角 70 度では反射面Ⅰ（Mirror）における 1 回反射が主体となり、反射面Ⅱ（Glass）の影響はほとんどないためである。

（2）1：3 型（Mirror/ Mirror）と（Mirror/Glass）

入射角 30 度において、(Mirror/Mirror)では、反射角-70 度と 30 度に BRDF のピークが測定された。BRDF の大小関係については、上述したとおり反射回数の違いによるものと考えられる。(Mirror/Glass)では、2 つとも BRDF のピークが消滅したことから反射面Ⅱ(Glass)への入射光は透過したと考えられる。

入射角 70 度において、両反射体ともに反射角 50 度から 70 度にかけて BRDF が大きくなる結果が得られたことから、反射面Ⅱ（Glass）は Mirror と同じく入射光を鏡面反射したと考えられる。

以上から折板構造をとる壁面において、反射面を鏡面とガラスを用いることで、夏季には上向き反射を増大し、冬季にはガラス面において日射を透過させることで下向き反射を低減する効果が得られると言えよう。

5. まとめ

1) 拡散反射性を有する平滑な建物壁面を、折板構造にすることで、上向き反射を増大し、下向き反射を低減する効果が得られることを示した。
2) 拡散反射性を有する折板構造の反射面を、高反射面と吸収面で組み合わせると、夏季には上向き反射を増大し、冬季には下向き反射を低減して吸収率を高める効果が得られることを示した。
3) 鏡面を用いた反射体では、反射面をガラスと組み合わせることで、夏季には上向き反射を大きくし、冬季には日射を内部へ透過する結果が得られた。

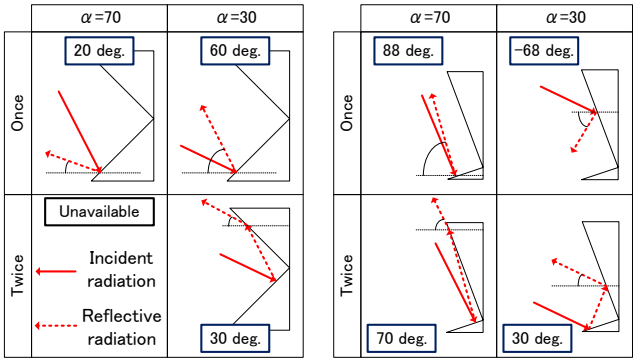


Figure 15 Number of reflections on （Mirror/Mirror）
(left－Type-1：1 , right－Type-1：3)

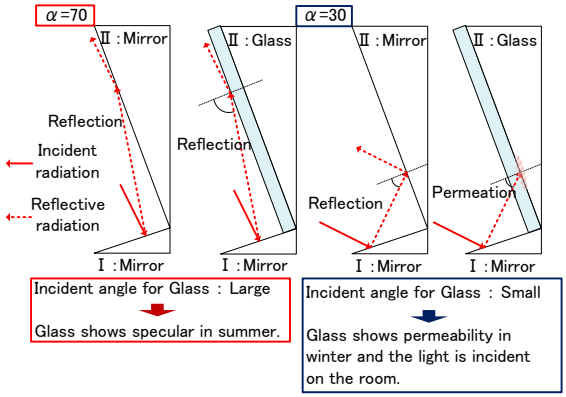


Figure 16 Reflection on （Mirror/Glass）e.g.Type-1：3

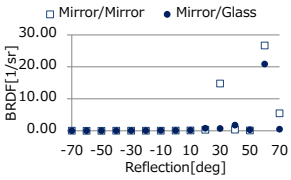


Figure 17 Type-1：1 (α = 30)

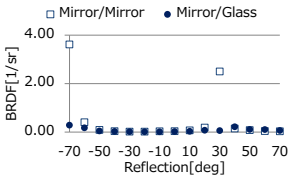


Figure 18 Type-1：3 (α = 30)

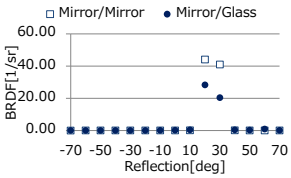


Figure 19 Type-1：1 (α = 70)

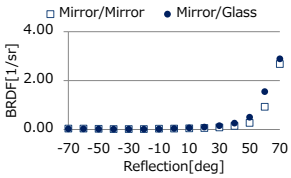


Figure 20 Type-1：3 (α = 70)

BRDF of （Mirror/Mirror）and（Mirror/Glass）

【参考文献】

[1] 酒井英樹（2014）『表面凹凸構造による再帰反射発現の原理とその設計』ヒートアイランド学会　pp.62-63

[2]西岡真稔（2012）『建物外皮の高反射化を目的とする指向性反射体の研究―コーナーキューブ型反射体の数値シミュレーション―』第 33 回日本熱物性シンポジウム講演論文集　pp.152-154

A-76

水冷媒放射空調システム用パネルの性能評価手法に関する研究
（その 1）環境試験室を用いた波型パネルの放熱特性の計測
Evaluation of Radiant Ceiling Panel using Water Medium
(Part 1)Thermal Performance Mesurement of Corrugated Panel in Environmental Test Chamber

○竹内　慎　（大阪大学）　山中　俊夫　（大阪大学）
桃井　良尚　（大阪大学）　甲谷　寿史　（大阪大学）
相良　和伸　（大阪大学）　氏原　正志　（株式会社ササクラ）
Shin TAKEUCHI[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Yoshihisa MOMOI[*1]
Hisashi KOTANI[*1] Kazunobu SAGARA[*1] Masashi UJIHARA[*2]
[*1] Osaka University [*2] SASAKURA ENGINEERING CO.,LTD.

While radiation cooling and heating are spreading widely, radiation panel manufacturers have developed various panels. However, the detailed performance measurements have not been conducted sufficiently and the performance evaluation method has not been established yet. In this study, the purpose is to measure the performance of panels with various surface shapes, which are used in ceiling radiation air conditioning system. In this paper, the results of thermal performance Measurement of corrugated panel in environmental test chamber is reported.

1. はじめに

近年、オフィスビルの断熱化が進み、室内負荷の最大要因であったペリメータゾーンの熱はほぼ処理できるようになってきている。このような経緯から、インテリアゾーンの快適性が近年高く求められている。そこで、注目されているのが、放射空調である。放射空調は、従来の対流式のものとは一線を画し、天井、床、壁などの温度を室内より高く、または低くすることで、放射による熱のやりとりを行うため、気流感がない、室内の温度分布が小さい、室内設定温度の緩和が可能などの特徴を有している。放射空調の普及が進む中で、放射パネルメーカーは、各々さまざまなパネルを開発してきたが、各社ともに必ずしも十分な性能評価が行われてはおらず、その 1 つの原因として、日本では汎用的な性能評価手法が確立されていないことが挙げられる。石井ら [1] はヨーロッパで放射パネルの評価手法として規定されている EN14240[2] を参考にして、環境試験室実験を行い、表面がフラットな天井放射パネルの熱性能について検証した。また、新村ら [3] は、放射パネルの放射熱伝達量の簡易測定法を提案し、その妥当性を確認した。本研究では、水式天井放射空調システムに用いる放射パネルについて、パンチングや波型など、様々な表面形状を有するパネルの性能実測を行い、比較し、その表面付近で起きている熱伝達現象を把握し、放射パネルの放熱特性を評価する手法を確立することを目的としている。本報では、EN14240 の試験室を小規模化した環境試験室を用いて、表面形状が波型の放射パネルについて、熱負荷条件、床・壁面温度、気流場などの様々な実験条件のもとで、パネルの放熱特性を把握した結果を報告する。

2. 実験概要

2.1 環境試験室概要

実験は株式会社ササクラが有する環境試験室を用いて行った。環境試験室平面図を Fig.1、東西断面図を Fig.2 に示す。放射パネル部分の高さは床上 1990mm、床面積は 5.8 ㎡である。今回の実験で用いた波型の放射パネルの概要を Fig.3 に示す。環境試験室内の天井・床・壁の中には温度制御可能な水管が通っており、外部からの熱の流出入を制御することができる。(以下、天井・床・壁の中の温度を壁面温度と省略する) 環境試験室内には、室負荷を模擬した装置 2 台が斜めに配置されており、その内部には 20W、40W、60W の電球が鉛直方向に一つずつ装着され、最大負荷 120W/ 台の発熱が可能である。また、環境試験室の周囲温度は、環境試験室の壁面温度に近づくように設定した。

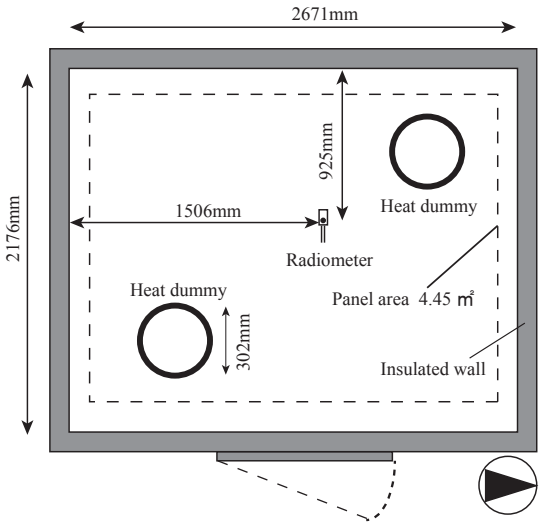


Fig.1 Plan of test chamber

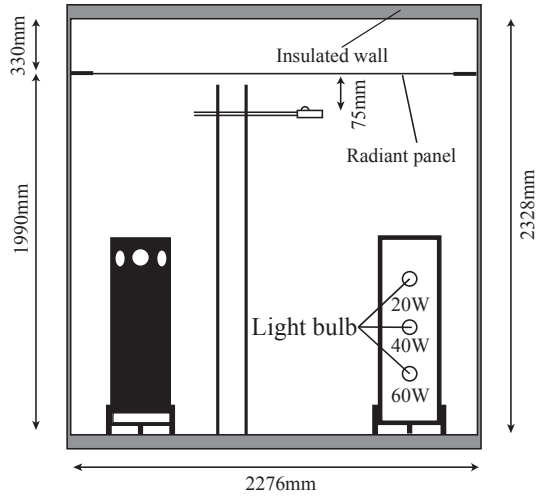


Fig.2 Cross section of test chamber

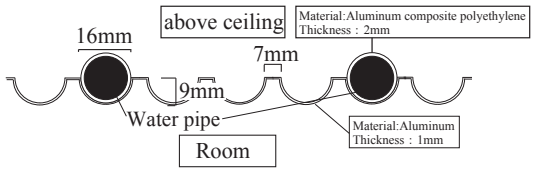


Fig.3 Detail of corrugated panel

2.2 実験条件

実験は、熱負荷量、熱負荷位置、壁面温度、強制対流の有無のパラメータを変化させたときの放射パネルの放熱特性の変化の把握を目的として測定を行った。パネルの放熱特性の変化とは、パネル放熱量の変化、放射・対流比の変化を指す。

実験条件を Table 1 に示す。基準条件は、室内空気温度が 25℃になるように、パネル送水往き温度 18℃、送水流量 4.3L/min、室内負荷 222W、壁送水温度 25℃とした。熱負荷体は、室内の隅に 2 つ設置した。　負荷中心配置条件では、熱負荷体を室中心付近に 2 つ配置した。壁面吸熱・壁面発熱条件では、壁送水温度によって壁面温度を変化させ、パネルに対する放射熱量を変化させた。負荷小条件では、熱負荷体の発熱量を 60W ほど小さくして、また、それに伴って室内空気温度が低くなるため、壁面からの熱損失を防ぐために壁面温度を 23℃とした。強制対流条件では、試験室の隅に扇風機 (10W 発熱 / 台) を 2 台設置し、強制対流を起こした。

2.3　測定項目

測定項目を Table 2 に示す。測定間隔は全ての項目において 30 秒とした。

(1) 温度

各面の温度、空気温など、各部の温度を T 型熱電対で測定した。面の表面に取り付けた熱電対は全て、アルミテープを上から貼り付け、さらにその上からサージカルテープを張り付け、表面仕上げを近似させた。天井、床、壁の表面温度について、予備実験より温度分布が見られたため、1 面につき中央点を含め、

Table 1 Experimental condition

Condition	Panel water temperature	Panel water flow rate	Wall temperature	Heat load	Layout
Standard	18℃	4.3L/min	25℃	222W	Basic Center load
Center load					dummy
Chilled wall			23℃		
Heated wall			27℃		Convection
Low load			23℃	160W	Fan
Convection			25℃	242W	

Table 2 Mesurement item

Mesurement	Point	Device	Amount
Room air temperature[℃]	Center of room (+10mm,1100mm,1700mm)	T type thermocouple	3points
Globe temperature[℃]	Center of room (+1100mm)	Glove thermometer (Nihon-keiki、JC-3503)	1point
Air temperature above ceiling[℃]	Above ceiling	T type thermocouple	1point
Surface temperature of wall, floor and upper slab[℃]	5points distributed arrangementon each side		30points
Panel surface temperature[℃]	Room side of panel surface		6points
Panel water temperature[℃]	-	Resistance temperature detector (Nihon-densoku、φ1.6)	2points
Upper and lower radiative heat transfer asmount[W/㎡]	70mm below panel surface	Long and short wave radiometer (Eiko-seiki、MR-60)	2points
Heat flux of wall, floor and upper slab[W/㎡]	center of each side	Heat flow sensor (Eto-denki、M55A)	6points
Panel water flow rate[L/min]	-	Flowmeter (Aichi-tokei、NW50-PTN)	1points

5 点での測定を行い、温度分布の把握を行った。放射パネルについても温度分布があることが予想されたため、送水管の上流・下流、送水管の直下とそれ以外などを考慮して、計 6 点で測定を行った。

(2) 熱流

天井・床・壁からの熱損失を把握するために各面、中心 1 点、計 6 点に熱流センサーを取り付けた。

(3) 放射量

放射パネルから鉛直下 75 ㎜の位置に長短波放射計を設置した。放射計は放射パネル面中央に設置することが望ましいと考えられるが、中央にはパネル同士のつなぎ目があったため、中央より北方向に 10mm ほど移動した位置に設置した。

(4) 放射率

放射率は測定が行えていないことから、便宜的に全ての面について 0.95 と仮定して、計算を行った。

3. 実験結果

3.1 環境試験室の性能

環境試験室には高い断熱性と温度の安定性が求められる。環境試験室の安定性について、基準条件時の定常状態になるまでの試験室内の各部の温度変化を Fig.4 に示す。また、各実験条件時の環境試験室の熱損失について、Fig.5 に示す。試験室外から試験室内へ流入する熱を正としている。各面の熱損失は、壁面中央で測定した熱流束に各面の面積をかけたものとしている。Fig.5 のパネル水管放熱量と熱収支の関係を Fig.6 に示す。Fig.4 を見ると、試験室の運転を開始してから、おおよそ 5 ～ 6 時間程度で試験室内環境が安定していることが分かる。実験中にパネル送水

温度が急激に変わり、それに伴いパネル表面平均温度も変化していることが見て取れる。この温度変動の理由については、今のところ明確にできていない。Fig.5 を見ると、いずれの条件についても室内熱負荷量に対して、パネル水管による吸熱量が大きく、それにより環境試験室内の熱収支が取れていないことが分かる。壁面の熱損失は、負荷小の条件以外では、室外への熱の放出による。しかし、上スラブ面についてはいずれの実験条件についても、試験室外から天井裏への熱の流入が分かる。Fig.6 を見るとパネル放熱量の絶対値が大きくなるほど、熱収支として合わない量が増えていることが分かる。熱収支が 0 よりかけ離れているのは、壁面の熱流分布が大きな要因であることが推測される。

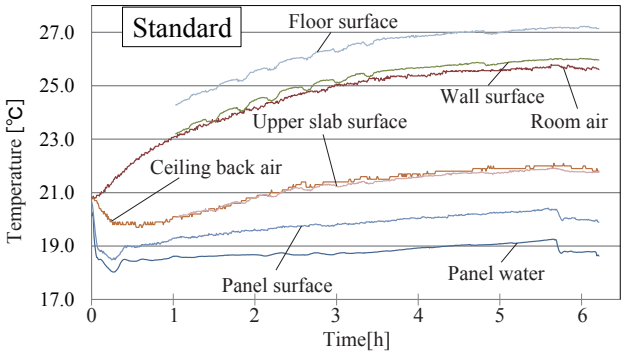


Fig. 4 Temporal change of temperature in room (Standard)

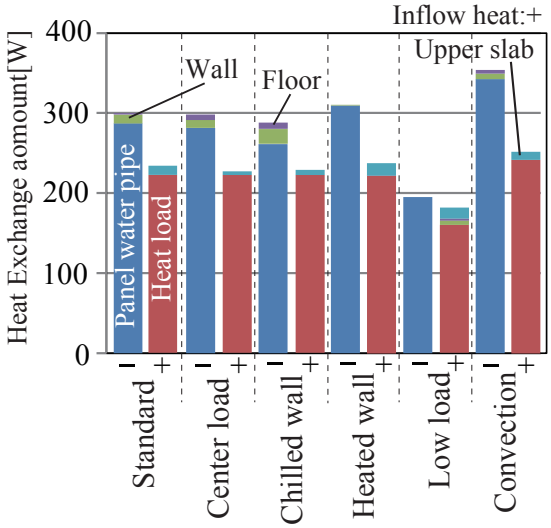


Fig. 5 Heat blance at steady state

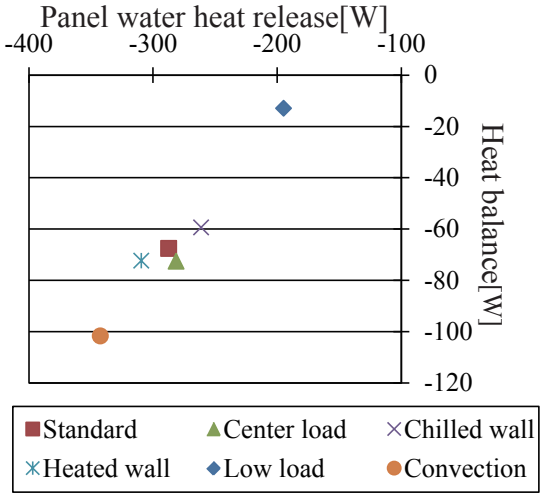


Fig. 6 Relationship between panel water pipe heat release and heat balance

3. 2 基準条件の室内の熱バランス

基準条件の定常状態における試験室内の状態を Fig.7 に示す。Fig.7 を見ると、壁・床・上スラブ面、いずれの面についても若干の温度分布があることが分かる。他より温度が高くなっているのは、熱負荷体との距離が近いことが影響していると考えられる。また、室内空気温を見ると、1.7m のものだけやや温度が低くなっており、パネルによって冷やされた空気の降下によるものと考えることができる。

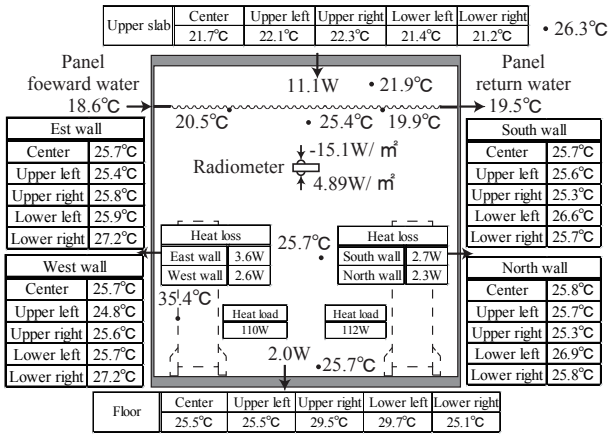


Fig. 7 Indoor condition at steady state(Standard)

3. 3 条件変化

各条件の変化を Table 3 に示す。室内鉛直平均空気温度は、室内の 0.1m、1.1m、1.7m における空気温を平均したものである。壁・床平均温度は、全壁温度と床温度の平均温度である。Δt は、室内鉛直平均空気温度とパネル送水平均温度（パネル往き温度とパネル還り温度の平均温度）の差である。パネル表面平均温度は、パネル面で測った 6 点の平均温度である。計算パネル表面温度は、上面放射熱伝達量、放射計のドーム温度を用いて、(Eq. 1) ～ (Eq. 3) より算出した。放射計のドームに対する放射パネルの形態係数は 0.996 であったため、今回の計算では形態係数は考慮せず 1 とした。

$$Qu = \varepsilon\sigma(Tp^4 - Tdu^4) \quad \text{(Eq.1)}$$

$$Tp = \sqrt[4]{\frac{Qu}{\varepsilon\sigma} + Tdu^4} \quad \text{(Eq.2)}$$

$$\theta p' = Tp - 243 \quad \text{(Eq.3)}$$

Qu :Upper radiative heat transfer amount[W/ ㎡]
Tdu: Absolute temperature of radiometer upper doom[K]
Tp : Caluculated absolute temperature of panel surface[K]
θp : Caluculated panel surface temperature[℃]

Table 3 Change in each condition

Condition	Average temperature of room air[℃]	Average temperature of wall and floor[℃]	Temperature difference between panel water	Upper radiative heat transfer amount[W/㎡]	Lower radiative heat transfer amount[W/㎡]
Standard	25.5	25.2	6.5	-15.1	4.9
Center load	25.7	25.0	7.0	-14.3	3.6
Chilled wall	24.7	24.2	6.1	-14.3	4.2
Heated wall	25.8	25.4	7.1	-16.3	5.2
Low load	22.6	22.3	4.1	-10.2	2.1
Convection	25.4	25.3	6.2	-13.3	3.5

Condition	Average temperature of panel surface θp[℃]	Caluculated temperature of panel surface θ'p[℃]	Radiometer upper doom temperature[℃]	Radiometer lower doom temperature[℃]	Temperature difference between θp and 1.7m height air θp - θi[℃]	Temperature difference between θp and Radiometer lower MRT θp - MRT1[℃]
Standard	20.2	22.3	25.0	24.7	5.3	5.4
Center load	19.8	22.3	24.8	24.6	6.1	5.4
Chilled wall	19.7	21.7	24.3	24.0	5.0	4.9
Heated wall	20.1	22.3	25.2	24.9	5.7	5.8
Low load	19.2	20.5	22.3	22.1	3.3	3.3
Convection	20.7	22.7	25.1	24.8	4.5	4.7

同様に、放射計の下ドームが受ける放射熱伝達熱量より、放射計の下から天井パネルへの放射温度 MRT(Table 3 中では、MRT_1 と表記) を (Eq.4) ～ (Eq.6) より算出することができる。

$$Q_l = \varepsilon\sigma(T_{MRT}^4 - T_{dl}^4) \quad \text{(Eq.4)}$$

$$T_{MRT} = \sqrt[4]{\frac{Q_l}{\varepsilon\sigma} + T_{dl}^4} \quad \text{(Eq.5)}$$

$$MRT_1 = T_{MRT} - 243 \quad \text{(Eq.6)}$$

Q_l : Lower radiative heat transfer amount[W/ ㎡]
T_{dl}: Absolute temperature of radiometer lower doom[K]
T_{MRT}: Absolute temperature of radiometer lower MRT[K]
MRT_1 : Radiometer lower MRT[℃]

こうして得た MRT_1 とパネル表面平均温度 θp の温度差は、パネルの放射熱伝達に関係する温度差である。また、θp とパネル付近の空気温、つまり床上 1.7m の空気温 θi との温度差は、パネルの放射熱伝達に関係している。

Table 3 を見ると、実際に測定したパネル表面平均温度より、上面放射熱伝達量から算出した計算パネル表面温度の方が 2℃ほど高くなっている。この原因としては、放射パネルの表面が光沢を有しているため、そのパネル表面の表皮反射成分が測定値に加わっていることによると考えられる。

(1) 負荷中心配置条件

基準条件に比べ、θp - θi が大きくなっていることが確認できる。これは、熱負荷体を室中心に集中させることで、大きな上昇気流が生まれ、対流成分が多くなったことが推測される。

(2) 壁面温度変化条件

壁面温度を 2℃下げた条件では θp - θi、θp - MRT_1 ともに基準条件より小さくなっており、壁面温度を 2℃上げた条件ではいずれも大きくなっている。壁面温度を変化させることで、パネルが受ける放射熱量が変化し、それが影響を与えていることが推測される。

(3) 負荷小条件

負荷を 60W ほど小さくした条件では、θp - θi、θp - MRT_1 ともに基準条件よりかなり小さくなっていることが確認できる。

(4) 強制対流条件

室内に扇風機を 2 台置き、強制対流を起こした条件では、パネルの対流熱伝達に関係する θp - θi に大きな変化があると予想されたが、基準条件より小さくなっており、変化も小さいことが確認できる。

4. おわりに

本報では、水式天井放射空調用の波型パネルについて、放熱特性を把握するために環境試験室を用いて実験をして行った。EN14240 で定められた実験室を小規模化した放射パネル性能検証用の環境試験室は定常状態まで 5 ～ 6 時間かかり、また試験室内の熱収支が合致しないことより、制御性に関して改良の余地があることが分かった。また、実験条件により、パネルの性能が変化することが確認された。しかし、パネル温度の実測値と計算値に大きな差異が確認されたため、パネルの反射特性について測定する予定である。それに加え、波型放射パネルが敷設された実務室での実測を今後行い、試験室での結果と比較していく予定である。

【謝辞】
本研究は大阪大学と（株）ササクラの共同研究によるものであり、実験にご協力いただいた方々に心より感謝申し上げます。

【参考文献】
1) 石井義章 , 加藤駿 , 宮下陽 , 山北聡 , 岩田博樹 , 田辺新一: 環境試験室実験における天井放射パネル熱性能の把握 , 空気調和・衛生工学会学術講演論文集 , 第 3 巻 , pp. 57–60, 2015. 9
2)EN14240.2004.Ventilation for building-Chilled ceiling-Testing and rating, European Committee for Standardization, Brussels, Belgium
3) 新村浩一 , 水出喜太郎 , 後藤悠 , 福森幹太 , 土屋茂樹 : 放射熱伝達量の簡易測定法に関する研究 , 空気調和・衛生工学会学術講演論文集 , 第 3 巻 , pp. 293–296, 2016. 9

A-77

汚れ及び塗膜劣化が高反射率塗料の反射率経時変化に及ぼす影響に関する研究
Study on the influence of dirt and coating deterioration on aging of solar reflectance on high reflectance paint

○田 邊 潤 一 郎（神戸大学）　竹 林 英 樹（神戸大学）
青 山 泰 三（株式会社カネカ）　園 田 健（株式会社カネカ）
Junichiro TANABE*1　Hideki TAKEBAYASHI*1　Taizo AOYAMA*2　Takeshi SONODA*2
*1 Kobe University　*2 KANEKA CORPORATION

It has been recognized that solar reflectance on the roof coated with high reflectivity paint (HRP) is reduced by dirt. We continuously measure solar reflectance on the roof coated by HRP with and without self-cleaning function for more than 2 years. Solar reflectance on self-cleaning paint is reduced 0.5%/month for 2 years by dirt. Solar reflectance on conventional paint is reduced 4%/month for 4 months after coating. Then, it is recovered to the similar value on self-cleaning paint for 2 years by coating deterioration. Self-cleaning function with little decrease in solar reflectance is effective for obtaining the heat island mitigation effect and the energy-saving effect continuously.

1．はじめに

日射を反射させることで建築物表面の高温化を抑制する高反射率塗料は,ヒートアイランド対策技術の一つとして普及しつつある.高反射率塗料の性能は日射反射率により規定されるが,従来の塗料の場合,日射反射率が塗装後 2,3 年で初期値より大きく低下する事例が報告されている.本研究では高反射率塗料の日射反射率を連続的に測定し,短期間，長期間での反射率変動の実態を分析した.

2. 高反射率塗料と日射反射率測定の概要

2.1 高反射率塗料の概要

高反射率塗料とは，太陽光に含まれる近赤外領域の光を高いレベルで反射することにより、塗膜ならびに被塗物の温度上昇を抑えることが出来る機能性塗料の 1 つである.

低汚染性とは塗膜表面の架橋密度を高め，親水性の塗膜にすることにより，油成分を含んだ汚れ物質が雨水によって浮き上がり,押し流されることで洗浄効果が現れ,汚れを落とす性質である．図 1 に本研究で用いた低汚染型塗料の概要を示す．結合剤にアルコキシル基含有アクリル樹脂エマルションの基剤と，アルキルシリケートおよび加水分解・縮合触媒を含有する低汚染性付与剤で構成される水系 2 液型アクリルシリコン樹脂が用いられている.

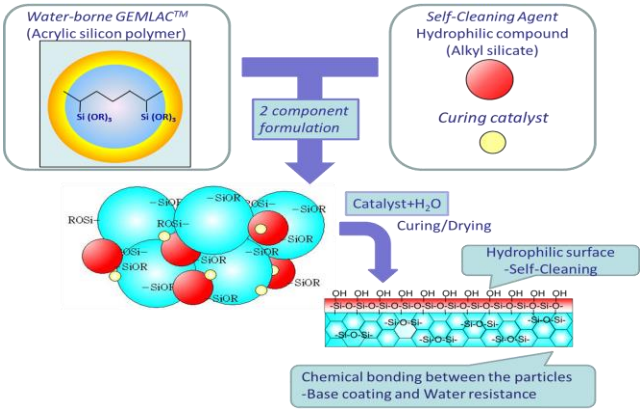


Fig.1 Outline of self-cleaning paint

2.2 日射反射率連続測定の概要

測定は，神戸市灘区の神戸大学工学部キャンパス内の建築システム実験室棟屋上で行った．1 階建ての平屋で,屋上面高さ 6.2m，北，東，西側に建物があり，南側の道路を挟んで樹木が存在するが,屋上面に影は生じない.塗装後の屋上写真を図 2 に示す．屋根形状は波状折板屋根である．屋根形状が平板でない場合，日射反射率は形状の影響を受け，多重反射(吸収)により，平板の場合より小さくなる．波状材料の屋根形状に応じた日射反射率を，屋根形状(寸法)，太陽位置より算出した．今回測定した波状材料の屋根形状の場合，平板屋根と比較して約 6%低下すると算出された．[1)]

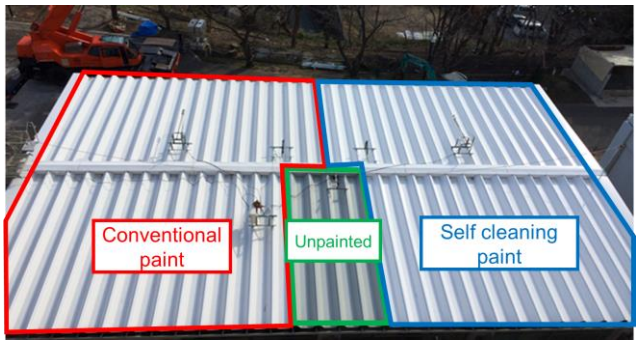


Fig.2 Roof coated with high reflectivity paint with and without self-cleaning function

2.3 標準板を用いた日射反射率の測定（二点校正法）

共に日射反射率が既知の白色標準板と黒色標準板を対象面に設置して日射反射率を測定し，標準板を取り除いて対象面の日射反射率を測定した[2)]．これらの測定結果には対象面以外（測定対象の周辺部）からの反射日射の影響が含まれる．既知の標準板を設置した場合の測定結果を用いてこの影響を除外し，対象面のみの日射反射率を推定した．標準板を用いた日射反射率の算出式を以下に示す．

$$R_A = \frac{R_W - R_B}{\rho_W - \rho_B}\rho_A + \frac{R_B\rho_W - R_W\rho_B}{\rho_W - \rho_B} \qquad (式1)$$

ここで，R_Aは対象面の日射反射率の測定結果，R_Wは白色標準板を設置した場合の測定結果，R_Bは黒色標準板を設置した場合の測定結果，ρ_Aは対象面の日射反射率の校正結果，ρ_Wは白色標準板の既知の日射反射率，ρ_Bは黒色標準板の既知の日射反射率である．上式の第一項は形態係数を表し，第二項は測定場所周囲の影響を表す．幾何的な関係を示す形態係数は，理論上は同じ値となる．測定場所周囲の日射反射率は経時変化により変動する．低汚染型塗料塗装部，従来型塗料塗装部，塗り残し部の3カ所において，春秋分，夏至，冬至付近で年4回測定を実施した．

3. 日射反射率の経時変化の測定結果と分析

3.1 日射反射率の測定結果

放射収支計により，低汚染型塗料塗装部，従来型塗料塗装部の日射反射率を2014年5月10日から1分間隔で連続的に測定した．なお，2014年6月3日～2014年7月2日は測定機器の接続不良で低汚染型塗料塗装部のデータは欠測である．

低汚染型塗料と従来型塗料の10～14時で平均した日平均日射反射率（屋根形状による反射率補正後）（2014年5月10日～2017年1月17日）を図3に示す．別途測定した低汚染型塗料，従来型塗料の日射反射率初期値は87.5%と87.7%である．低汚染型塗料の日射反射率は塗装後2年間下降し続けた．従来型塗料の日射反射率は塗装後4ヶ月で急激に低下し，その後上昇した．現地での観察より台風上陸時に対象面に障害物(木の枝や葉など)が降下して日射反射率が低下し，障害物や汚れが除去されて回復する様子も確認された．

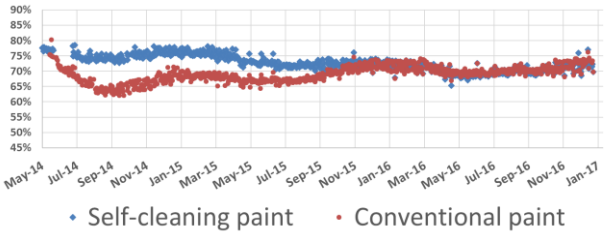


Fig.3 Daily average solar reflectance on self-cleaning paint (10-14)

3.2 標準板を用いた日射反射率の測定結果

標準板を用いた日射反射率の測定を2014年7月25日（夏至付近），2014年10月7日（秋分付近），2014年12月22日（冬至付近）2015年3月31日（春分付近），2015年8月9日（夏至付近），2015年10月9日（秋分付近），2016年1月15日（冬至付近），2016年3月28日（春分付近），の8回実施した．低汚染型塗料，従来型塗料の日射反射率の連続測定結果に標準板による校正結果を適用した結果を図4に示す．用いた校正式は以下の通りである．

・低汚染型塗料

2014年冬至：$R_A = 0.630 \times \rho_A + 0.235$　（式2）

・従来型塗料

2014年冬至：$R_A = 0.654 \times \rho_A + 0.217$　（式3）

標準板を用いた日射反射率の校正式（式1）を，低汚染型塗料，従来型塗料へ適用した際の誤差を考察した．形態係数（式1の右辺第一項）は0.60と算出される．標準板を用いた日射反射率の校正式の形態係数は0.61～0.67であった．このとき，標準板に1cm四方の隙間が開いている場合の形態係数は0.61である．また，放射収支計の下端から表面までの距離を高さとして計算した場合の形態係数は0.66である．以上より，誤差の生じた理由は，標準板の設置位置，測定対象面から測定機器までの距離の取り方が原因であると考えられる．

測定場所周囲の影響（式1の右辺第二項）は，塗装直後の2014年夏至は低汚染型塗料と従来型塗料の周囲の影響は同等であるが，時間の経過とともに反射率低下の影響が反映される．

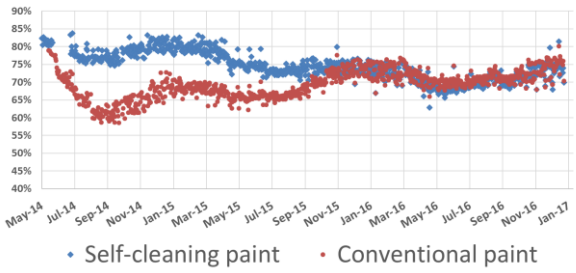


Fig.4 Solar reflectance applied the calibration formula based on the measurement results in the winter solstice 2014

4. 太陽高度，汚れ，塗膜劣化が日射反射率に及ぼす影響の分析

4.1 太陽高度の影響

日射反射率の測定結果の 1 次近似直線と測定結果の差より太陽高度の影響を抽出し，その特徴を分析した．低汚染型塗料の日射反射率の測定結果と 1 次近似直線の差とその三角関数近似を図 5 に示す．近似直線との差を三角関数で近似すると

$$y = 0.0334\sin(\omega t + 0.026) \qquad (式\ 4)$$

となる(R=0. 67)．太陽高度の高い夏季に小さく，冬季に大きい．1 年目と 2 年目でほぼ同じ年変化をしている．

4.2 汚れと塗膜劣化の影響

太陽高度による影響を取り除いたデータを用いて，汚れと塗膜劣化が日射反射率の時刻変化に及ぼす影響を分析した．

太陽高度による影響を取り除いた低汚染型塗料の日射反射率と 1 次近似直線を図 6 に示す．近似式は

$$y = -0.000145x + 0.814 \quad (R=0.90) \qquad (式\ 5)$$

である．汚れの影響により 0. 5%/月のペースで日射反射率が低下した．太陽高度による影響を取り除いた従来型塗料の日射反射率と 1 次近似直線を図 7 に示す．塗装後 4 ヶ月までと 4 ヶ月以降に分けて近似した．近似式は，塗装後 4 ヶ月後までは

$$y = -0.00136x + 0.791 \quad (R=0.94) \qquad (式\ 6),$$

塗装後 4 ヶ月以降は

$$y = 0.000129x + 0.625 \quad (R=0.80) \qquad (式\ 7)$$

である．汚れの影響により塗装後 4 ヶ月間までは 4%/月のペースで日射反射率が低下し，塗膜劣化の影響により塗装後 4 ヶ月以降は 0. 4%/月のペースで日射反射率が上昇した．

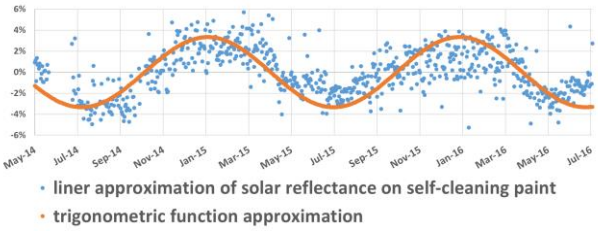


Fig.5 Difference from linear approximation of solar reflectance on self-cleaning paint and its trigonometric function approximation

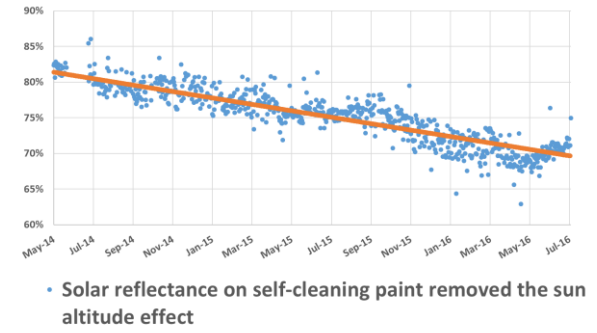


Fig.6 Solar reflectance and its linear approximation on self-cleaning paint removed the sun altitude effect

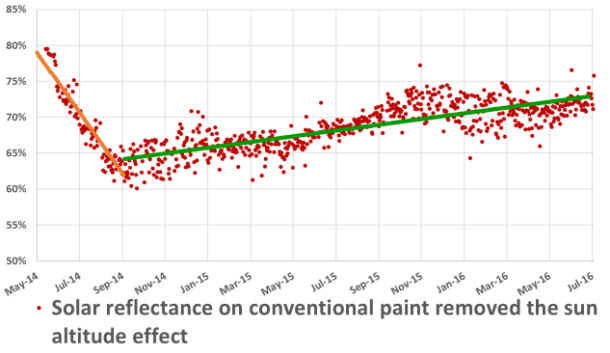


Fig.7 Solar reflectance and its linear approximation on conventional paint removed the sun altitude effect

4.3 他地域における日射反射率の時刻変化の予測

太陽高度と太陽高度の影響による日射反射率の変動との関係と 1 次近似直線を図 8 に示す．1 次近似直線は

$$y = -0.00109x + 0.0564 \quad (R=0.73) \qquad (式\ 8)$$

である．

既往研究では，太陽高度が高い場合は太陽高度による影響はなく日射反射率が一定になることが確認されている[3]が，本研究では，年間の連続データを用いて，季節変動による項を抽出し，太陽高度との関係を考察した．その結果，年間を通した周期変動が確認され，太陽高度が高い場合に日射反射率が低く測定されると考察された．

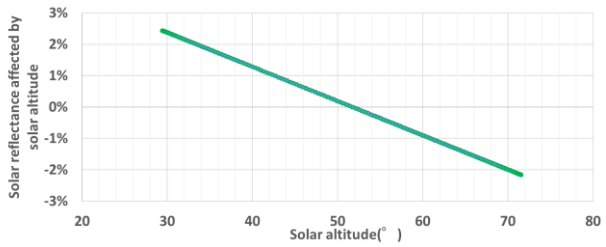


Fig.8 Solar reflectance affected by sun altitude

図 9 に低汚染型塗料と従来型塗料の日射反射率の測定結果と式 5～8 を用いた日射反射率の予測結果を示す．それぞれの相関係数は R=0.88，R=0.88 である．

神戸と低緯度地域のシンガポール（北緯：1.22°，東経：103.55°）における太陽高度を図 10 に示す．平均時間は各都市の南中時刻（神戸：12 時，シンガポール：14 時）前後の 4 時間とした．シンガポールの太陽高度は年間を通して 60～74°で推移する．

神戸，シンガポールにおける太陽高度による日射反射率の補正を図 11 に示す．太陽高度が年間を通して高いシンガポールでは，神戸の日射反射率より低く測定される．

神戸，シンガポールにおける低汚染型塗料，従来型塗料の日射反射率の予測結果を図 12，13 に示す．シンガポールは太陽高度の影響により，低汚染型塗料，従来型塗料共に夏至前後の 2 か月を除いて神戸より日射反射率が低く測定される．

5. 結論

低汚染型塗料の汚れによる日射反射率の低下は塗装後経過日数により説明された．従来型塗料の汚れによる日射反射率の低下は塗装後 4 ヶ月までは塗装後経過日数により説明され，4 ヵ月後以降は経過日数とともに日射反射率は上昇した．

謝 辞

神戸大学建築システム実験棟屋上での測定の機会を提供頂き，塗装，測定に協力頂いた藤谷秀雄教授ほか関係の皆様に謝意を表します．

参 考 文 献

1) 田邊潤一郎，竹林英樹，園田健，青山泰三，暴露実験による高反射率塗料の日射反射率経時変化に関する研究，学術講演梗概集 2015(環境工学 I)，723-724，2015

2) JSTM J 6151，現場における陸屋根の日射反射率の測定方法，2014. 9

3) 村田泰孝，酒井幸司，三木勝夫，石原修，高反射率塗装による吸収日射低減効果に関する研究 ： 第 1 報屋外での日射反射率測定の精度向上に関する検討． 日本太陽エネルギー学会，Vol. 38, No. 3, 59-66, 2012

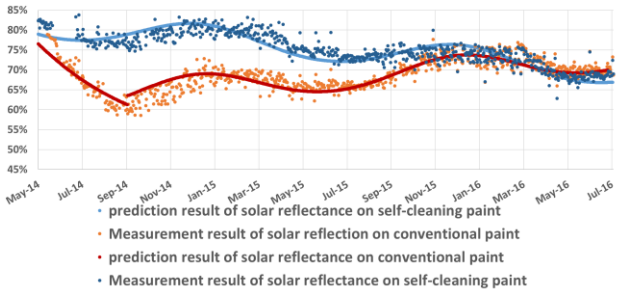


Fig.9 Measurement and prediction result of solar reflectance on self-cleaning paint and conventional paint

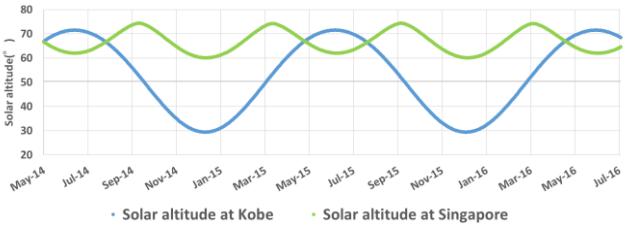


Fig.10 Solar altitude at Kobe and Singapore

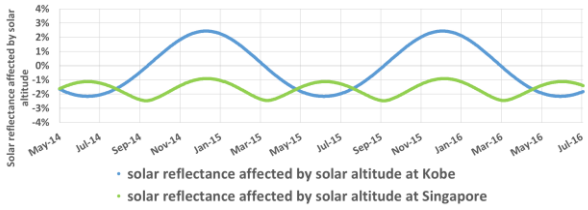


Fig.11 Correction of solar reflectance by sun altitude at Kobe and Singapore

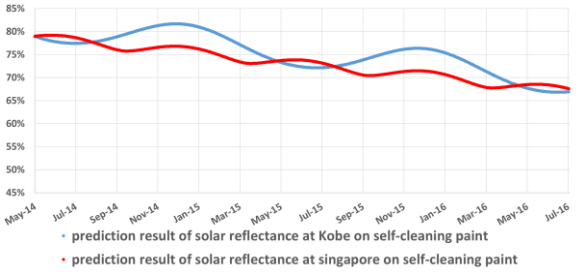


Fig.12 Prediction result of solar reflectance on self-cleaning paint at Kobe and Singapore

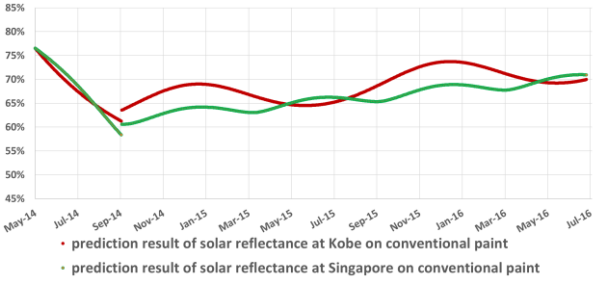


Fig.13 Prediction result of solar reflectance on conventional paint at Kobe and Singapore

住宅都市ガス・水道使用データに基づく用途別給湯需要の推定
Estimation of Hot Water Demands in Each Use on Domestic City Gas and Water Consumption Data

○上 林　由 果（大阪大学）　　濱 田　和 紀（大阪大学）
山 口　容 平（大阪大学）　　下 田　吉 之（大阪大学）
Yuka KAMBAYASHI*1　Kazunori HAMADA*1　Yohei YAMAGUCHI*1　Yoshiyuki SHIMODA*1
*1 Osaka University

This paper describes the actual state of hot water demands in each use. We decomposed the domestic city gas and water consumption data into some uses, and analyzed hot water consumption in each use in households classified by the amount and daily fluctuation of hot water consumption. As the result, the frequency of hot water filling and hot water amount in bath had an impact on daily fluctuation of hot water consumption per day in family. And the households, consuming large and stable amount of hot water, had a trend to take a bath regularly.

はじめに

住宅における給湯消費は家庭用エネルギー消費の約 3 分の 1 を占めるとされており、給湯部門における省エネルギー化が重要である。このような状況の下、自然冷媒ヒートポンプ給湯機やコージェネレーションシステムが登場している。これらの給湯熱源の効率は給湯消費量の日変動や時刻変動に影響を受けると考えられる。そのため、給湯設備効率を評価し、省エネ効果を明らかにするためには、世帯ごとの給湯消費量の日変動及び時刻変動を把握することが重要である。

給湯消費の実態把握を行った既往研究は多数行われている。田中ら[1]はアンケートにより、世帯構成と湯使用行為生起時刻の関係を分析している。また、前ら[2]は実測データ分析により、世帯人数と給湯消費量の日変動及び時刻変動の関係を分析している。しかしアンケート分析では日々の変動まで捉えることはできない。また実測データ分析についても住戸全体の給湯消費の分析に留まっており給湯消費量の日変動・時刻変動の要因となる給湯消費の内訳については明らかにされていない。

給湯消費は居住者の給湯行為によって発生し、給湯行為は世帯属性や気象条件等の要因によって決定する。しかし、給湯消費と居住者の行為の関係を表す用途別の給湯データは広く利用可能ではない。そこで本研究では多世帯において住戸全体の水道・都市ガス使用量の計測を行った実測データを用途分解し、分析を行った。これにより本研究では、給湯消費量の日変動及び時刻変動の要因となる世帯ごとの給湯行為習慣を把握することを目的とする。

１．データ計測・処理概要

計測概要を Table.1 に示す。対象世帯は大阪府の集合住宅の 118 世帯である。水道・都市ガス使用量及び洗面・脱衣所及びキッチンにおける分電盤の回路別電力消費量が計測されている。解像度は 1 分であるが、水道と都市ガスは 5 分積算値に変換した。電力消費は 5 分間の平均値に変換し、さらに居住者の行為に関係なく常に発生する電力消費（ベース電力）を除き、居住者の行為に伴う部屋の稼働状態を表すデータとした。Fig.1 に分析に使用した代表世帯・代表日における水道及び都市ガスの使用量データ並びに洗面・脱衣所及びキッチンにおける電力消費量データを示す。水道の消費と同時に都市ガスや電力が消費されていることが分かる。

Table.1 Characteristics of measured data

Object Area	Osaka
Measuring Period	1 Year in 2013
Target Households	118 Households
Data Items	City Gas and Water Use Power Consumption in Washroom and Kitchen
Temporal Resolution	1 Minute Interval

２．分析概要

2.1　水道・都市ガス使用データの用途分解

(1)　給湯行為の抽出

給湯用途の水道消費には都市ガス消費が伴うことを想定し、都市ガスが同時に使用される水道使用量データを給湯湯量データとした。さらに 1 回ごとの給湯行為を表す時刻別の離散データである給湯行為データとし、各離散データについて給湯行為 1 回分の湯量[L/回]、平均流量[L/min]及び開始時刻を算出した。

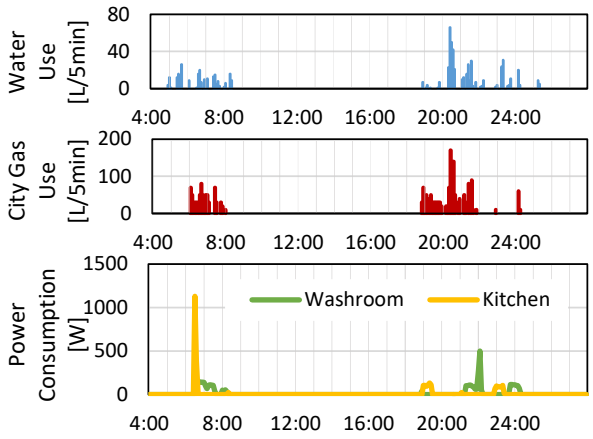


Fig.1 Energy consumption data in a household on a day (The upper diagram : Water use, The middle diagram : City gas use, The lower diagram : Power consumption)

(2) 湯はりの分離

a 湯はり分離手法

湯量と平均流量を用いたクラスタリングによって湯はり用途の給湯行為を分離した。湯はり分離手法の概要をFig.2 に示す。まず、各世帯において給湯行為 1 回分の湯量と平均流量を変数としたクラスタリングにより給湯行為をクラスタに分類する。次に分離したクラスタのうち湯はりによるものを湯はりクラスタとして抽出する。各クラスタの湯量平均値が閾値を超えるクラスタを湯はりクラスタとして取り出す。この閾値の設定方法は b で述べる。さらに湯はりクラスタに含まれる給湯行為のうち、1 回当たりの湯量が 100 L/回以上かつその日 1 回目の給湯行為を「湯はり」と判定する。また、湯はりと判定された給湯行為の開始時刻が 13 時以前の場合、その日 2 回目の給湯行為も湯はりと判定するものとした。

b 閾値の設定方法

各世帯における給湯行為 1 回分の湯量度数分布の形状が類似する世帯群ごとに閾値を決定した。後述するように湯量度数分布は 100 L/回以上の範囲においてシャワー並びに湯はりと考えられる 2 つの分布に分かれる。110 L/回以上における最頻湯量と、最頻湯量以下で度数が最小となる湯量を変数として全世帯をクラスタリングする。各クラスタに含まれる全世帯における湯量度数分布の 110 L/回以上最頻湯量以下において度数が最小となる湯量を閾値とした。

(3) 湯はり以外の給湯行為の用途分解

Fig.3 に用途分解手法の概要を示す。電力消費データにおける部屋の稼働状態から給湯が発生する部屋を洗面・脱衣所、キッチンあるいはその他と判定する。洗面・脱衣所と判定された給湯行為のうち13時以前に発生する行為は「洗顔・朝シャワー」、13 時以降の行為のうち湯量が 10 L/回以下の行為は「洗面所（小）」、これら以外を「風呂」・「シャワー」とした。ただし、風呂は湯はり後の入浴を表し、シャワーは湯はりのない日の入浴を表す。

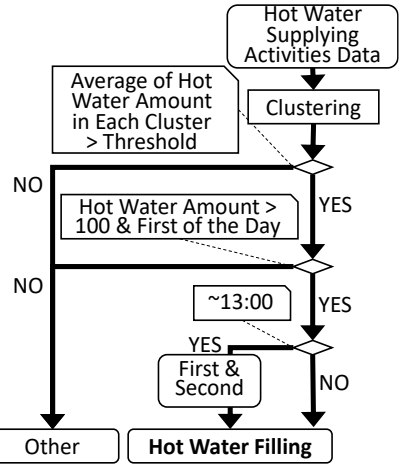


Fig.2 Use decomposition method-Hot water filling

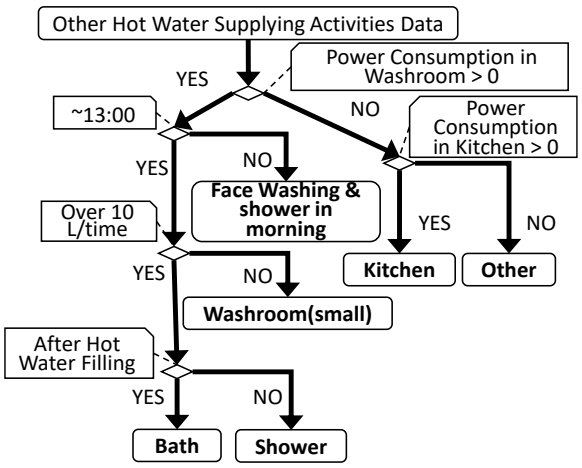


Fig.3 Use decomposition method

2. 2 湯はり分離手法適用結果

Fig.4 に代表世帯における湯量度数分布を示す。図より湯量度数分布は 100～160 L/回と 160 L/回以上の範囲において 2 つの分布に分かれている。代表世帯においては、110 L/回以上における最頻湯量 210 L/回と最頻湯量以下で度数が最小となる湯量 150 L/回を変数とし、全世帯をクラスタリングした。各クラスタに含まれる全世帯における湯量度数分布を Fig.5 に示す。代表世帯はクラスタ 2 に分類されたため、閾値を 150 L/回と設定して湯はりを分離した。

Fig.6 に代表世帯における湯はり分離結果の湯量と平均流量の関係を散布図として示す。湯量約 150 L/回以上かつ平均流量約 4 L/min 以上の給湯行為が湯はりと判定されていることがわかる。正解データを用いて精度検証を行った結果、約 90 %の正解率が得られた。

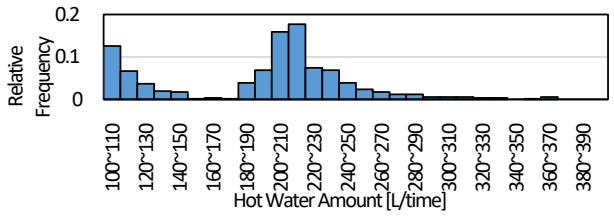


Fig.4 Distribution of hot water amount per time in a household

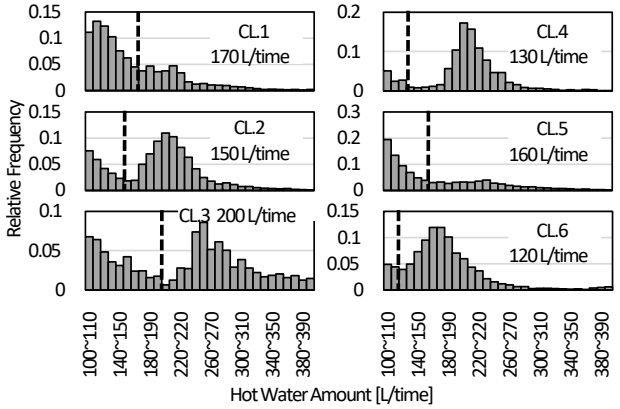


Fig.5 Distribution of hot water amount per time in each cluster of households

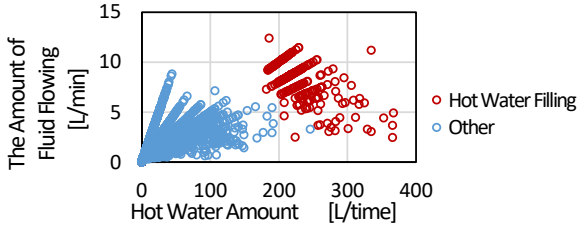


Fig.6 Scatter diagram with hot water amount and amount of fluid flowing of use decomposition result in a household

2. 3 水道・都市ガス使用データの用途分解結果

Fig.7 に用途分解結果の用途別世帯・年間平均時刻別湯量を示す。図より、7 時と 20 時にピークがある。7 時のピークは洗顔・朝シャワーといった洗面所における給湯行為、20 時のピークは台所、湯はり、風呂及びシャワーといった様々な用途の給湯行為によるものであることがわかる。

Fig.8 に用途分解結果と既往研究の住戸全体湯量に対する給湯用途別割合の世帯平均の比較結果を示す。比較する既往研究は 3~5 人世帯の 10 世帯で用途別に計測した実測調査である [3]。図の用途分解結果より、湯はり、風呂及びシャワーが全体湯量に占める割合が約 70％、台所用途が全体湯量に占める割合が約 10％である。一方、図の既往研究に示されている値では、湯はり、風呂及びシャワーが全体湯量に占める割合が約 60％、台所用途が全体湯量に占める割合が約 30％とされている。既往研究と比較して、用途分解結果の湯はり、風呂及びシャワーの割合が大きく、また台所用途の割合が小さくなった原因としては、洗面・脱衣所及びキッチンにおける給湯の同時使用が考えられる。

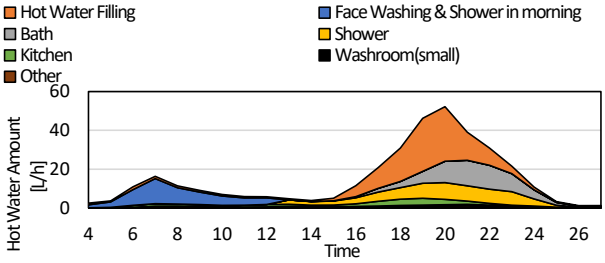


Fig.7 Hot water amount per hour of use decomposition result

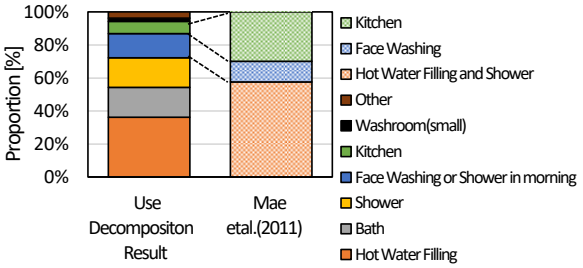


Fig.8 Proportion of use decomposition result

3. 世帯類型別用途別給湯行為分析

3. 1 分析方法

給湯消費量の平均と日変動の大きさで世帯を分類し、世帯類型ごとの給湯行為習慣を明らかにする。日偏差は 1 日当たりの給湯消費量から月平均を除いた残差の年間での標準偏差を表す [3]。Fig.9 に世帯分類方法の概要を示す。1 日当たりの給湯消費量の年間平均と日偏差の中央値を分類の閾値とし、消費量・変動量の大小を組み合わせた 4 つの世帯類型 A、B、C、D に分けた。以下では、世帯類型ごとに給湯消費量に占める割合の大きな湯はり、風呂、シャワー及び洗顔・朝シャワーについて分析する。

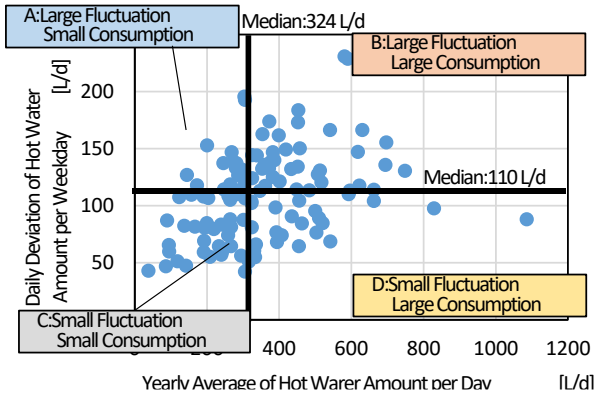


Fig.9 Method of classifying 118 households

(2) 世帯類型ごとの用途別給湯行為分析

a 湯はり頻度

Fig.10 に世帯・月平均湯はり頻度の月変化を示す。変動が小さく消費が大きい世帯類型 D で年間を通して高頻度で湯はりを行っていることがわかる。このことから消費量及び日変動には湯はり頻度が影響するとわかった。

b 洗顔・朝シャワー湯量の日変動

Fig.11 に世帯類型ごとの洗顔・朝シャワー1 日当たり湯

量の日偏差の度数分布を示す。変動が大きい世帯類型 A、B に洗顔・朝シャワー1 日当たり湯量の日偏差が大きい世帯が多いことがわかる。このことから、日変動の大きさには朝シャワーの有無が影響していると考えられる。

c　湯はりの有無と風呂・シャワー湯量の関係

湯はりの有無と風呂・シャワー1 回当たりの湯量の関係について分析した。Fig.12 世帯類型ごとの風呂及びシャワー1 回当たりの湯量の年間平均の関係を散布図として示す。湯はりの有無によって風呂・シャワー1 回当たりの湯量は異なり、その関係性は世帯ごとに異なることがわかる。特に消費が大きい世帯類型 B、D に湯はり後の風呂の湯量の方が大きい世帯が多いことが見て取れる。このことから消費が大きい世帯では浴槽へたし湯をしながら入浴する習慣があると考えられる。

d　湯はり開始時刻

給湯消費量に占める割合の大きな湯はりの開始時刻について分析した。Fig.13 に世帯類型ごとの湯はり開始時刻エントロピーの度数分布を示す。エントロピーとは変動性の大きさを表す指標であり、式(1)によって算出した[4]。

$$H_n = -\sum_{t=4}^{27} P_n(t)\log\left(P_n(t)\right) \qquad (1)$$

n は世帯番号、t は時刻を表す。また $Pn(t)$は時刻別湯はり開始確率密度であり、1 日において湯はりが開始される時刻の度数分布を表す。図より、変動が小さく消費が大きい世帯類型 D にはエントロピーが小さい世帯が多いことがわかる。また Fig.14 に世帯類型ごとの湯はり年間最頻開始時刻の度数分布を示す。世帯類型 D には 21 時までに湯はりを行う世帯が多いことがわかる。これらの結果より、世帯類型 D は湯はりを 21 時までの時刻に規則的に行う習慣をもつことがわかった。

５．まとめ

本論文では給湯消費量の日変動・時刻変動の要因となる世帯ごとの給湯行為習慣を把握することを目的として、住戸全体の水道・都市ガス使用量データを用途分解し、給湯消費量の年間平均と日変動の大きさで分類した世帯類型ごとに用途別給湯行為について分析した。分析の結果から、給湯消費量は湯はりの有無や風呂・シャワーの湯量、また湯はりや風呂・シャワーを行う時間帯によって日変動・時刻変動することがわかった。また湯はりの有無により入浴 1 回あたりの湯量が異なることもわかった。さらに変動が小さく消費が大きい世帯類型では湯はりを 21 時までの時刻に規則的に高頻度で行い、その後たし湯をしながら入浴するといった習慣があることがわかった。

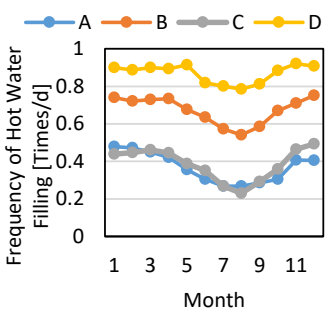


Fig.10 Frequency of hot water filling

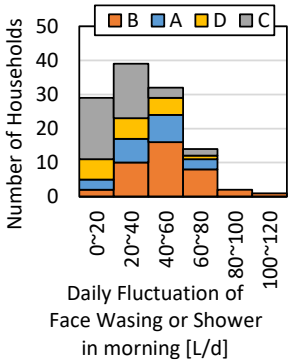


Fig.11 Distribution of daily deviation of hot water amount

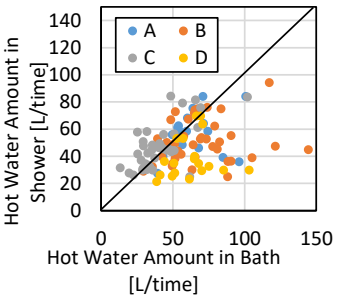


Fig.12 Scatter diagram with hot water amount in bath and shower of 118 households

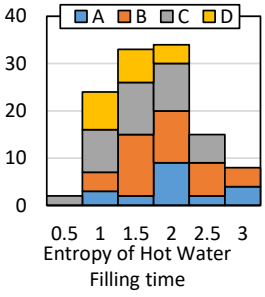


Fig.13 Distribution of entropy of hot water filling time

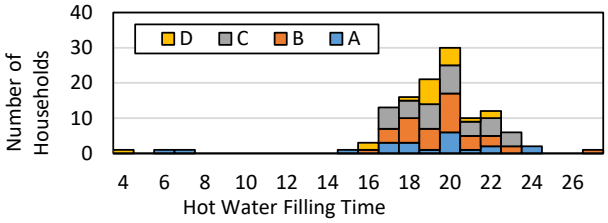


Fig.14 Distribution of hot water filling time

謝辞

本論文に示した研究成果は JST, CREST「分散協調型エネルギー管理システム構築のための理論及び基盤技術の創出と融合展開」の一環として得られた結果である。

参 考 文 献

1）田中瑠美他　住宅における水・湯使用実態に関する研究（その１）世帯構成からみた水・湯使用行為の生活時間特性　日本建築学会大会術講演梗概集（近畿）, pp.467-468, 2005 年 9 月

2）前真之他　住宅おける給湯使用の実態調査及び標準化に関する研究（その１．湯消費の平均と季節・日・時刻変動）　空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.1521-1524, 2005 年 8 月

3）前真之他　日変動と短時間出湯を考慮した実験用給湯消費モード修正 M1 の設定とガス瞬間式給湯機の効率評価に関する実験的検討　住宅のための省エネルギー手法の実験的評価に関する研究その 3　日本建築学会環境系論文集　第 76 巻　第 659 号, pp.49-57, 2011 年 1 月

4) Kwac, J., Flora J, & Rajagopal, R.　Household Energy Consumption Segmentation Using Hourly Data. *IEEE Transactions on Smart Grid*, *5*(1), pp.420-430., 2014

住宅向け実証実験に基づく デマンドレスポンス効果の定量化と要因分析

Quantifying and Analyzing the Effect of Price Signal-based Demand-Response for residential Customers

○荒 木　伸 太（大阪大学）　　古 田　賀 子（大阪大学）
山 口　容 平（大阪大学）　　下 田　吉 之（大阪大学）
Nobuhiro ARAKI　Noriko FURUTA　Yohei YAMAGUCHI　Yoshiyuki SHIMODA
Osaka University

This paper verifies the effect of critical peak pricing (CPP) Demand-Response (DR) for residential customers and finds out the capital factor which affected the reduction of electricity consumption. The quantification of DR effect is calculated using electricity consumption data measured at all circuits of a distribution board for several years. This paper focuses on the three indexes, “in-home ratio”, “operating schedule of appliances and rooms”, and “service-level provided by appliances and in rooms”. As the result, the reduction of electricity consumption by DR was observed and it continued during the treatment period.

はじめに

電力需要は電力システムの性能に大きな影響を有しており，近年電力システムの性能向上を目的とする電力需要調整が注目されている。これには，電力需給逼迫の回避や稼働費用の高い発電所の稼働回避を目的とする電力需要の削減ならびに時間シフト，太陽光発電等の再生可能エネルギーによる影響の緩和を目的とする電力需要の増減などがある。このような電力需要調整を実現する方法として，電気事業者が時刻別の電力価格を変化させることによって需要家に自発的な電力需要の変化を促す電気料金型デマンドレスポンス（以後，DR とする）がある。DR は電力需給の調整力を確保する施策として注目されており，次世代エネルギー社会システム事業において，横浜市，豊田市，京都府，北九州市の 4 地域で実証実験が行われた。これらの DR 実証実験の評価においては，DR による電力消費削減効果（以後，DR 効果とする）とそれをもたらした要因を把握することが重要である。DR 効果は，DR 実施時の電力需要と DR 実施時間帯において DR が行われなかった場合の電力需要との差分によって定義され，後者はベースラインと呼ばれる。ベースラインの設定方法には大きく二つの方法がある。一つ目の方法は，DR 実施時において DR を実施しない需要家グループを用意し，その需要家グループの電力需要平均値をベースラインとするもので，二つ目の方法は過去に観測された同一の需要家の電力需要実績よりベースラインを定める方法である。これらの方法によって DR 効果を定量化することは可能であるが，得られた DR 効果が需要家のどのような手段によってもたらされたのかを把握することはできない。これは DR 効果の推定結果の応用において欠点となりうる。DR 効果は気象条件や昼間の在宅状況などによって大きく異なると考えられる。グループ間比較ではそれらの条件をランダム化することによって考慮するものの，その影響を評価することはできない。DR 効果は，実証地域と異なる気象条件や世帯構成を持つ地域では異なるものになると考えられる。世帯の属性を考慮した DR 効果が何によってもたらされたかを把握することができれば地域別に DR 効果の補正を行うことが可能となり，DR の設計などに有用な知見が得られると考えられる。以上の背景から，本研究は豊田市 DR 実証実験に参加した世帯の住宅分電盤回路で計測された電力消費データから DR 効果を定量化し，それがもたらされた要因を明らかにすることを目的とする。以下では，1 章において分析手法を説明し，2 章では対象世帯の分析結果を示し，最後に，3 章に本論文をまとめる。

１．分析手法

1.1　DR の実施概要と評価に用いたデータ

豊田市 DR 実証実験では，2012 年より，電力需給の逼迫が予想される日における需要ピーク時の電力価格を通常の電力価格よりも割高にするクリティカル・ピーク・プライシング（CPP: Critical Peak Pricing）に基づく料金メニューが実施された。豊田市では DR を実施しない通常日（以降，非 DR 実施日とする）の電気料金が 20～30 円/kWh であるのに対し，DR 実施時では 50 円/kWh 以上と

割高に設定された。なお，各実施日により 50～110 円/kWh と，料金設定には幅を持たせている。DR の実施時間帯は冬期（12 月~2 月）と夏期（7 月~9 月）で異なっており，冬期では 9 時から 12 時，夏期では 13 時から 16 時である。DR は，冬期では最低気温の予測値が一定気温以下である平日に，夏期では最高気温の予測値が一定気温以上である平日においてランダムに実施された。実証実験期間中の非 DR 実施日および DR 実施日の日数を Table.1 に示す。ここでの非 DR 実施日とは，冬期実証，夏期実証，および夜間実証の日を除く平日とする。本研究では，豊田市 DR 実証実験に参加した戸建住宅 66 世帯のうち 20 世帯における電力消費の計測データを使用する。

Table. 1 The days of non-DR day and DR day

Year		Winter			Summer		
		Dec.	Jan.	Feb.	Jul.	Aug.	Sep.
2012	Non-DR day	20	17	13	18	18	15
	DR day	0	4	6	2	2	2
2013	Non-DR day	18	16	15	12	16	16
	DR day	3	5	4	7	0	2
2014	Non-DR day	18	18	19	20	17	16
	DR day	4	2	0	2	4	4

豊田市 DR 実証実験では，各世帯の電力消費が分電盤回路別に 1 分間隔で計測された。水道・ガスの使用量も計測されているが，分析には 1.2 節に説明するように分電盤で計測された電力消費の計測結果のみを用いた。分電盤回路の計測項目は世帯によって異なるため，Table.2 に示す 10 回路に集計した。なお，分析では計算量削減のために計測データの 5 分間平均値を用いた。

分析の対象となる 20 世帯において世帯主は全員常昼の会社員であることから，世帯主の妻の勤務形態によって世帯を定性的に分類して分析を行った。全 20 世帯のうち，6 世帯が共働き世帯で残りの 14 世帯が専業主婦の世帯である。

Table. 2 Classification to which kinds of circuits

LD	Kitchen	Bathroom	Corridor	Private room
LD-AC	Private room-AC	Washing machine	Bathroom dryer	Dish washer

1. 2　分析指標と算出方法

世帯別の電力消費は居住者の時間の使い方や部屋の使い方によって決定される回路稼働状況と，その部屋の中での機器・設備の使い方，仕様によって決定される回路稼働時電力消費の 2 つの要素から決まると考えられる。本研究では，世帯間の DR 効果の大小に影響する要因として住宅居住者の生活スケジュール，外出の有無，家電製品等の機器利用状況を考慮し，DR 効果を在宅状況の変更による効果，機器の稼働の変更による効果，機器使用時の設定やサービス水準の変更による効果の 3 つに分解する。これを実施するため，次に説明する世帯の「在宅率」と「回路稼働率」，「回路稼働時電力消費」の 3 つの指標を用いて，世帯における DR 効果がもたらされた要因を明らかにする。

上に示した 3 指標の算出方法を Fig.1 に示す。本研究では伴場らの手法 [1]を用い，電力消費が計測された各回路について，電力消費を固定需要と変動需要の二つに分離する。固定需要は機器の待機電力のように，居住者の行動に伴わない電力消費を指し，変動需要は，居住者の機器操作に伴って生じる電力消費を指す。変動需要が観測された場合に回路が稼働状態にあると判定する。以上のように回路の稼働状態を判定したのち 3 指標を以下のように算出する。

1) 分電盤回路は部屋のエアコンや照明に接続されていることから，Table.2 に示した 10 回路のうち LD，LD エアコン，個室，個室エアコンの 4 回路のいずれかが稼働している場合を「在宅」と判定し，全分析対象日数における在宅日の時刻別割合を在宅率とする。
2) 回路が稼働状態にある時を 1，そうでない時を 0 として，全分析対象日数における稼働日の時刻別割合を回路稼働率とする。
3) 回路が稼働しているときの各回路の電力消費の値，すなわち変動需要の大きさを時刻別に平均した値を回路稼働時電力消費と定義する。

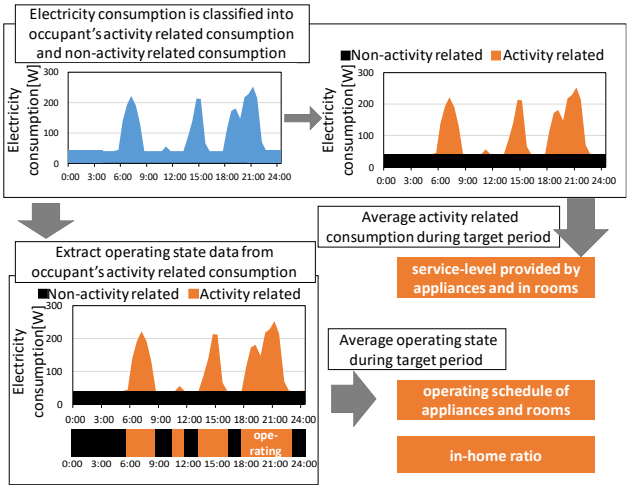


Fig. 1 Method to calculate the three indexes

1. 3　気温補正

前述のとおり，DR は気温条件が比較的厳しい日にランダムに実施される。外気温と電力消費には，夏期は気温が上昇するほど，冬期は気温が下降するほど電力消費が大きくなる関係がある。そのため，DR 実施日の電力消費は外気温の影響により，非 DR 実施日よりも大きくなると考えられる。本研究では電力消費について気温補正を行い，外気温の差異による電力消費の差異を除いたうえで，居住者の行動変容による電力消費の変化を定量化する。まず，非 DR 実施日において目的変数を DR 実施時間帯の電力消費，説明変数を DR 実施時間帯の外気温とする

単回帰を行う。得られた単回帰式に DR 実施日の DR 実施時間帯の外気温を入力して得られる電力消費と，実際に計測された DR 実施日の DR 実施時間帯の電力消費との差分を DR によって得られた電力消費の変化量として定量化した。また，回路稼働率が比較的高く，回路稼働時電力消費が外気温によって変動しやすい LD エアコン回路については上記と同様の方法により，回路稼働時電力消費に対して気温補正を行った。

2．全 20 世帯における DR 効果の要因分析

2.1　冬期 DR 効果の定量化と要因分析

(1)　DR 実施時間帯の平均電力消費

Fig.2 に DR 実施時間帯における世帯構成別平均電力消費を示す。図は 1.3 節に説明した気温補正を施した後の結果を表す。以下では非 DR 実施日と DR 実施日の差異の有無について，t 検定を行った結果も併せて説明する。非 DR 実施日の電力消費については，共働き世帯において 2013 年度に電力消費が 140W 減少し，2014 年度に 50W 増加した。専業主婦世帯の非 DR 実施日の電力消費は減少傾向にあり，2012 年度から 2014 年度まで電力消費が 150W 減少した。DR の実施によって，共働き世帯では 2012 年度，2013 年度において DR 実施日の平均電力消費が 5%水準で有意に減少したが，2014 年度では有意な変化が見られなかった。一方，専業主婦世帯では 2012 年度および 2014 年度に 5%水準で有意な変化があり，それぞれ 200W，170W 減少した。

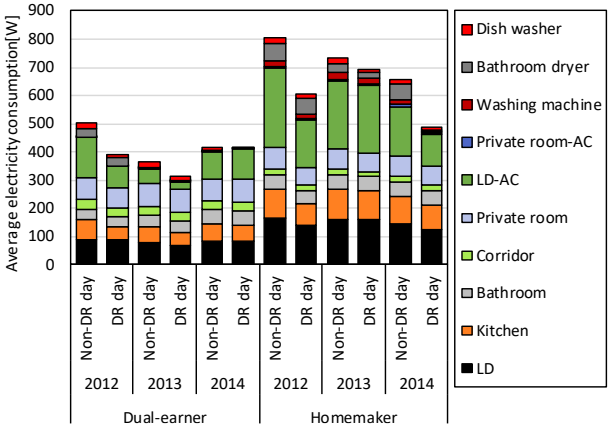


Fig. 2 Electricity consumption on DR-time in winter

(2)　DR 実施時間帯の平均在宅率

Fig.3 に非 DR 実施日と DR 実施日の DR 実施時間帯平均在宅率を示す。図ではエラーバーにより平均在宅率の 95%信頼区間を表している。非 DR 実施日と DR 実施日の在宅率の差異が各世帯においてランダムに発生し，その平均値はゼロであるとした帰無仮説の下で t 検定を行い，得られた p 値を併せて図に示している。共働き世帯では，2013 年度において DR 実施日の在宅率が 5%水準で有意に減少した。専業主婦世帯では，2012 年度において DR 実施日の在宅率が 10%水準で有意に減少した。この結果より，外出によって居住者が DR に応答したと考えられる。このように在宅率の変化は世帯構成により異なることが示唆された。

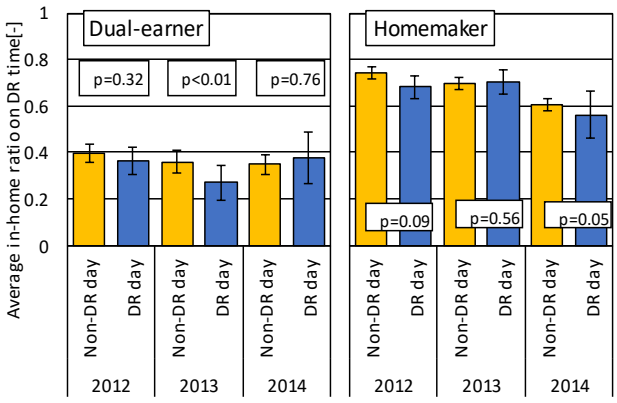


Fig. 3 Average in-home ratio on DR time in winter

(3)　DR 効果の要因分析

DR 効果の要因分析の結果を Fig.4 に示す。冬期の DR 効果は，共働き世帯においては 2012 年度に最も大きく 120W であり，2013 年度に 50W であった。専業主婦世帯では 2012 年度，2014 年度の DR 効果が比較的大きく，210W と 170W であった。これらの DR 効果は主に LD エアコン回路と浴室乾燥回路の稼働率の変化によってもたらされ，2012 年度の LD エアコン回路の電力消費が 30~40%削減された。この結果は，冬期における DR がある程度有効であることを示している。DR 効果の経年的変化については，2012 年度の冬期において，機器の使用停止や部屋の利用方法の変更などの行動変容により数世帯において大きな DR 効果が得られた。しかし，2013 年度にはこのような傾向が無くなり，2012 年の変化は節電要請などに起因する一時的なものであったと考えられる。2014 年度には，専業主婦世帯においてほとんどの世帯で回路稼働率の変化による DR 効果が得られており，節電行為の習慣化や学習効果が存在することが示唆された。

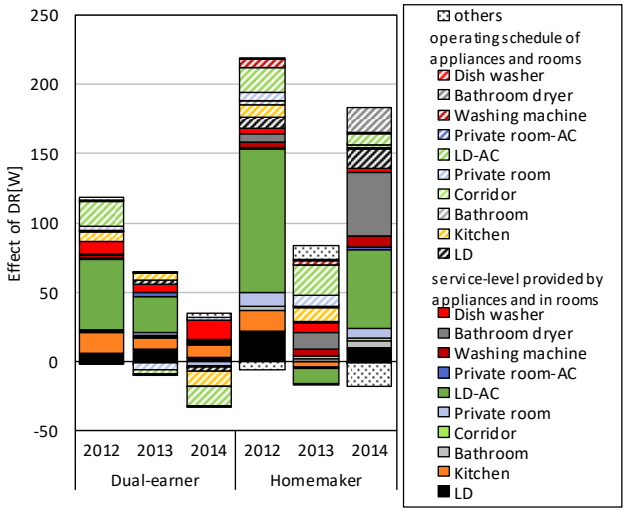


Fig.4 The effect of DR in winter

2. 2　夏期 DR 効果の定量化と要因分析

(1)　DR 実施時間帯の平均電力消費

Fig.5 に夏期の DR 実施時間帯の平均電力消費を示す。共働き世帯では，非 DR 実施日の電力消費が 2013 年度に 20W 増加し，2014 年度に 20W 減少した。専業主婦世帯では，非 DR 実施日の電力消費は増加傾向にあり 2012 年度から 2014 年度までで 100W 増加した。冬期は，非 DR 実施日と DR 実施日の平均電力消費に 5%水準で有意な差異が見られたが，夏期は専業主婦世帯において 2013 年度の電力消費が有意に増加し，そのほかは有意な差異が見られなかった。

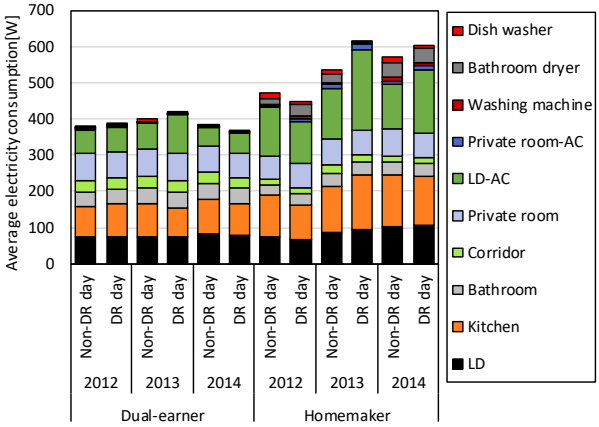


Fig.5 Electricity consumption on DR time in summer

(2)　DR 実施時間帯の平均在宅率

Fig.6 に夏期 DR 実施時間帯の平均在宅率を示す。共働き世帯では，DR の実施による有意な在宅率の変化は生じなかった。専業主婦世帯では，2012 年度において DR 実施日の在宅率が 5%水準で有意に減少し，夏期においても居住者の外出による DR への応答があったと考えられる。

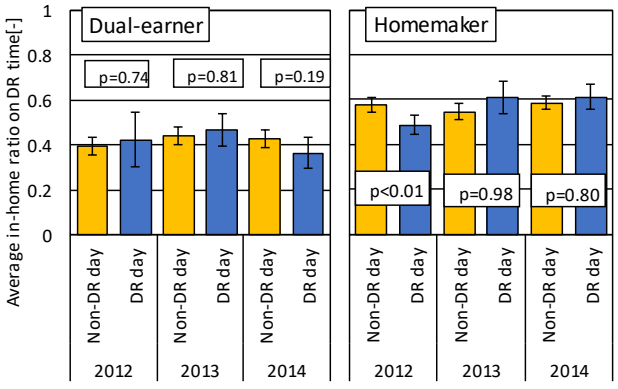


Fig. 6 Average in-home ratio on DR time in summer

(3)　DR 効果の要因分析

Fig.7 に夏期の DR 効果の要因分析の結果を示す。共働き世帯では 2014 年度において最大で 20W，専業主婦世帯では 2012 年度において最大で 40W の DR 効果が得られた。夏期においては，有意な DR 効果が得られておらず，DR は有効ではないと考えられる。冬期の DR 効果は LD エアコン回路稼働率の変化がもたらした効果が大きかったが，夏期においてはその効果が小さい。一方，キッチン回路の稼働時電力消費の変化や浴室乾燥の回路稼働率の変化がもたらした DR 効果が比較的大きい。夏期の特徴としては，13 時から 16 時という一般的には昼食を終えた時間帯において，食洗機回路の稼働率の変化による DR 効果が得られたことが挙げられる。

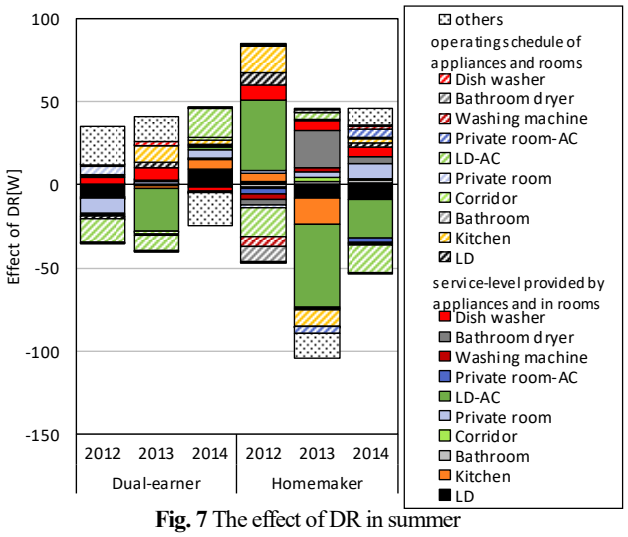


Fig. 7 The effect of DR in summer

3．まとめ

本研究では，豊田市における実証実験の DR 効果の定量化と要因分析を行った。得られた結論を以下に示す。

- DR 効果の大きさに加え，効果の要因についても季節間の違い，世帯構成の違いが生じた。
- 冬期については，共働き世帯では2012 年度に 120W，2013 年度に 50W，専業主婦世帯では 2012 年度に 210W，2014 年度に 170W の DR 効果が得られた。また，居住者がエアコンの使用抑制による DR 応答が可能であること，浴室乾燥機のように回路稼働時電力消費が大きい回路での稼働の減少が大きな DR 効果をもたらすことが示唆された。
- 夏期については，共働き世帯では 2014 年度に 20W，専業主婦世帯では 2012 年度に 40W の DR 効果が得られたが，有意な DR 効果は得られなかった。夏期はエアコンの使用を抑制することが難しいことから，DR 効果は冬期に比べ小さい。

謝辞

本論文に示した手法は JST，CREST「分散協調型エネルギー管理システム構築のための理論及び基盤技術の創出と融合展開」の一環として開発されたものである。

参 考 文 献

1)　伴場充浩・山口容平・下田吉之：住宅分電盤計測データに基づくデマンドレスポンス効果の推定，電学論 C，Vol.136, No.6，pp381-383，2016 年

業務施設の給湯エネルギー需要と業務用 HP 給湯機による電力需要調整能力の推計

Estimation of Water Heating Energy and Demand Adjustment Potential with Heat Pump Water Heater in Commercial Buildings

○池 田　耕 介（大阪大学）　宮 地　優 介（大阪大学）　金　範 埈（大阪大学）
黄　雄 明（大阪大学）　木 村　舜（大阪大学）　山 口　容 平（大阪大学）
下 田　吉 之（大阪大学）

Kosuke IKEDA*[1]　Yusuke MIYACHI*[1]　Bumjoon KIM*[1]
Yumei KOU*[1]　Shun KIMURA*[1]　Yohei YAMAGUCHI*[1]　Yoshiyuki SHIMODA*[1]
*[1] Osaka University

This study attempts to quantify the electricity demand adjustment potential with heat pump water heater by using EnergyPlus. For this aim, we develop archetype models of water heating demand focusing on hot water usage and consumption which varies with building use or scale. We calculate hourly hot water consumption of each building type and estimate hourly electric demand of heat pump water heaters in the commercial building stock of Kinki region. The result shows heat pump water heaters can generate 0.3~0.4 GW in the daytime by controlling operation hours.

はじめに

現在太陽光発電が大量に連系されることが予測されており、その場合電力需給バランスが変化して電力系統運用の経済性が低下すると考えられている。電力需給への影響を緩和する方法として、ヒートポンプ（HP）給湯機の昼間運転による需要創出が注目されている。日本冷凍空調工業会によると業務用 HP 給湯機は 2015 年時点で 35,052 台が利用されており普及が進んでいる [1]。このことから業務用の HP 給湯機も電力需要調整のポテンシャルを有すると考えられる。一方で、業務施設での湯の使われ方は建物特性によって大きく異なるため、電力需要調整を論じる上で重要な時刻別の給湯需要については十分な知見が得られていないのが現状である。

そこで、本研究では業務施設の給湯需要の実測調査を行った既往研究や文献値に基づき各建物用途・規模・業態の時刻別給湯需要をモデル化し、都市スケールのエネルギー需要推計手法として空調・機器の分野で一般的に用いられている Archetype Engineering Modeling を用いて業務施設の時刻別給湯エネルギー需要を推計する。さらに、昼間運用を行う業務用 HP 給湯機を想定し、近畿圏での業務用 HP 給湯機の電力需要調整量を推計する。

本研究は Archetype Engineering Modeling の手法に基づきエネルギー需要推計を行った。まず、エネルギー需要に影響を及ぼす要因である建物用途・規模・業態から建物ストックを類型化し、各類型を代表する建物モデル（以下、代表建物モデルとする）を作成する。代表建物モデルでは、類型を代表する建築仕様や設備仕様、建物の運用がモデル化されている。この代表建物モデルを入力条件としてエネルギー需要シミュレーションを行い、各類型の代表建物モデルのエネルギー需要原単位を算出する。さらに、類型別のエネルギー需要原単位と対象地域におけるストックの延床面積を積和し、ストック全体でのエネルギー需要を定量化する。以下ではこの手順に従って結果を報告する。

１．業務施設ストックの類型区分の設定

本研究で需要推計の対象とする建物用途は宿泊施設、医療施設、飲食店舗、事務所、商業施設、教育施設の 6 用途とした。Okamoto ら [2]は、業務施設の一次エネルギー消費原単位から業務施設の用途・規模・業態の類型区分を開発し、代表建物モデルを提案した。建物内での活動や、設備の仕様、使われ方は建物の規模・業態によって決まると考えられるため、本研究では Okamoto らの手法を参考に 6 つの建物用途に対して規模・業態による分類を行い、詳細な類型区分を定義した。宿泊施設、医療施設、事務所、商業施設では建物規模別に業態を想定し、類型を定義した。建物規模については、宿泊施設、医療施設、事務所では延床面積 200m^2、500m^2、1,000m^2、2,000m^2、5,000m^2、10,000m^2、20,000m^2、50,000m^2 を閾値として 9 つの規模区分（CL1~CL9）を設け、商業施設では延床面積 30,000 m^2 を閾値として 2 つの規模区分（標準、大型）を設けた。また、飲食店舗には規模区分を設けず、都市部、郊外の 2 つの立地区分を設け、立地と業態の組み合わせで類型を定義した。教育施設については業態として小学校、中学校、大学施設を考慮した。

2．代表建物モデルの設計

2.1 時刻別給湯需要

本研究では建物用途・規模・業態によって異なる使用湯量・使用スケジュールを時刻別給湯需要としてモデル化する。まず対象とする給湯用途を業態別に設定した。続いて設定した給湯用途iごとに給湯対象人員数N_i[人]、1 人あたり日給湯量 q_i[L/(人・日)]、日給湯量に対する時刻hの給湯量配分比率$R_{h,i}$[日/h]（以下、時刻別使用割合とする）の 3 つのパラメータを設定する。建物の時刻別給湯量は、設定した 3 つのパラメータを掛け合わせ、全ての給湯用途で積算することにより求める。以下に時刻hにおける時刻別給湯量Q_h[L/h]示す。

$$Q_h = \sum_i \left(N_i \times q_i \times R_{h,i}\right)$$

Q_h ：時刻hにおける時刻別給湯量[L/h]
N_i ：用途iの給湯対象人員数[人]
q_i ：用途iの 1 人あたり日給湯量[L/(人・日)]
$R_{h,i}$ ：用途iの時刻hにおける時刻別使用割合[日/h]

Table. 1 に本モデルで採用した類型区分と、各区分の給湯対象人員、1 人あたり日給湯量、時刻別使用割合の設定値および設定根拠を示す。給湯対象人員は代表建物モデルの延床面積より人員密度などを用いて算出した。1 人あたり日給湯量は既往研究や文献値を参照して設定した。また、既往研究で時刻別給湯需要の詳細な実測が行われている給湯用途に関しては実測調査の負荷パターンを元に時刻別使用割合を設定し、十分な知見が得られていない給湯用途に関しては時刻別給湯需要が人員密度に比例して変動すると仮定して、建築研究所によってまとめられている業務用建築物の標準室使用条件における人体発熱密度スケジュール[3]を参照して設定した。

以上の手法より導かれる時刻別給湯需要を熱源の容量算出およびエネルギー需要推計モデルの入力値に用いる。

2.2 HP 給湯機モデル

Fig. 1 に本研究における HP 給湯機の給湯システムを示す。全建物用途において 1 つの給湯機で需要を賄う中央式とし、循環配管を設けない一過式のシステムとして想定した。熱源の容量決定は、蓄熱式給湯システムの一般的な設計手法である給湯バランス図の作成によって行う。給湯バランス図とは、熱源の加熱能力と給湯負荷の収支を時刻別に計算し、貯湯槽の保有熱量と熱源の加熱量が時刻別の給湯負荷を満たすように必要貯湯槽容量を算出するものである。通常の HP システムは夜間電力を利用して運用されるため夜間と昼間の20時間程度の運転時間を想定して設計されるが、本研究では HP 給湯機による昼間の需要創出量を評価するために、10 時間運転で給湯需要を賄う機器を想定し、給湯バランス図を作成して加熱能力と貯湯槽容量を決定した。また、HP 熱源の外気温

Table. 1 Modeling parameters of hourly hot water consumption

Building Use	Scale and other attribute	Building Categories	Hot water usage	Number of users	Daily consumption [L/ (person・day)]	Hourly use ratio
Hotel	CL1~CL7 (~20,000 m²)	Commercial hotel	Guest room	Regression formula [4]	150 [5]	Research [6]
			Worker	Regression formula [4]	12.5 [5]	Occupant density [3]
			Restaurant	1.5 [m²/seat], 3 rotation	On equal terms with Restaurant	
	CL6~CL9 (5,000 m²~)	Multifunction hotel (-M)	Banquet hall	3 [m²/person] [5]	7.5 [5]	Occupant density [3]
Medical facilities	CL1~CL2 (~500 m²)	Small medical clinic	Medical care		2.0 [7](*1)	Occupant density [3]
	CL3~CL9 (500 m²~)	Medium medical clinic/ Hospital		80 [m²/bed] [8]	36.8 [9] (*2)	
			Bedroom	80 [m²/bed] [8]	68.2 [9] (*2)	Research [10]
			Kitchen	*3	17 [11]	Research [11]
Restaurant/ Café /Pub	Urban (-U)/ Suburban(-S)	Restaurant	Kitchen	1.5 [m²/seat], 1.8 rotation [12] *4	13 [7]	Occupant density [3]
		Café		1.0 [m²/seat], 5.2 rotation [12] *4	4 [7]	Occupant density [3]
		Bar		1.7 [m²/seat], 1.6 rotation [12] *4	13 [7]	Occupant density [3]
Office	CL1~CL9	General office	Rest room	0.1 [person/m²] [13]	3 [14]	Research [15]
			Office kitchenette	0.1 [person/m²] [13]	5 [14]	Research [16]
	CL8~CL9 (20,000 m²~)	Compound office (-C)	Restaurant	1.5 [m²/seat], 3 rotation	On equal terms with Restaurant	
Retail	Medium (~30,000 m²)	General merchandise facility(GMS) / Department Store	Rest Room	0.3 [person/m²] [17]	3 [14]	Occupant density [3]
	Large (30,000 m²~)		Restaurant	On equal terms with Restaurant		
			Café	On equal terms with Café		
Education buildings		Primary school	School meals	334 [person/school] [18]	10 [5]	Research [19]
		Junior high school		356 [person/school] [18]	10 [5]	Research [19]
		University	Student cafeteria	3,232 [person/university] [18]	10 [5]	Occupant density [3]

*1: L/ (m² ・ day)　*2: L/ (bed ・ day)　*3: Calculate the number of patients, doctors and nurse from the number of bed and staff assignment ratio.
*4: On weekends: 3.7 rotation (Restaurant), 10.9 rotation (Cafe), 2.7 rotation (Bar)

特性や貯湯槽の放熱量については、メーカー値を参照してそれぞれ性能曲線と熱貫流率の入力を行った。Fig. 2 に外気温に対する HP 熱源の COP のメーカー値のプロットと、モデルへの入力に用いた近似曲線を示す。

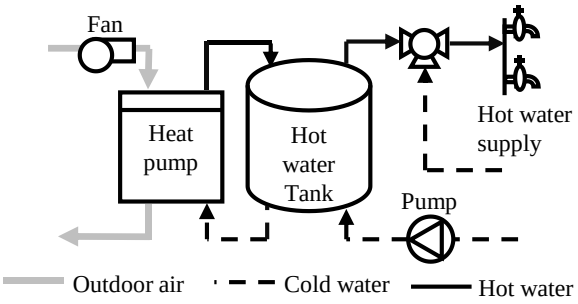


Fig. 1 Hot water supply system

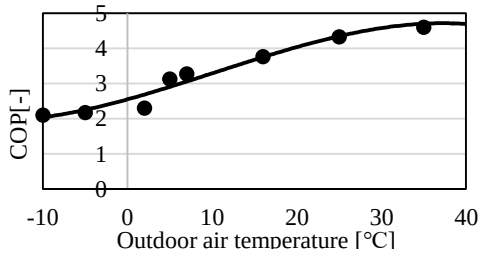


Fig. 2 Outdoor air temperature characteristics in COP

3．類型別床面積ストックの整備

近畿圏での需要推計に用いる各類型の床面積ストックには、宮地ら [20]が開発した近畿圏の業務施設ストックデータベースを用いた。Fig. 3 に宮地らが開発した近畿圏業務施設の延床面積ストックを業態別に整理したものを示す。

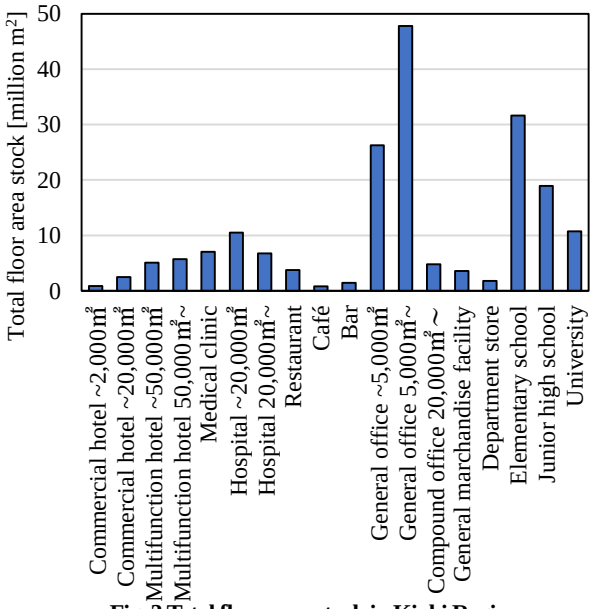


Fig. 3 Total floor area stock in Kinki Region

4．給湯エネルギー需要推計

4.1　時刻別給湯熱需要

Fig. 4 に冬期平日代表日における時刻別の給湯熱需要の算出結果を示す。給湯熱需要原単位は宿泊施設・飲食店舗で特に大きくなる。また、宿泊施設以外では規模による給湯需要の差は少ないが、業態による給湯の時刻変動の差は大きい。

4.2　HP 給湯機電力需要

作成した代表建物モデルを入力条件として、昼間運転を行う HP 給湯機の時刻別電力消費原単位の推計を類型別に行った。例として空調等の需要が最も小さくなり、

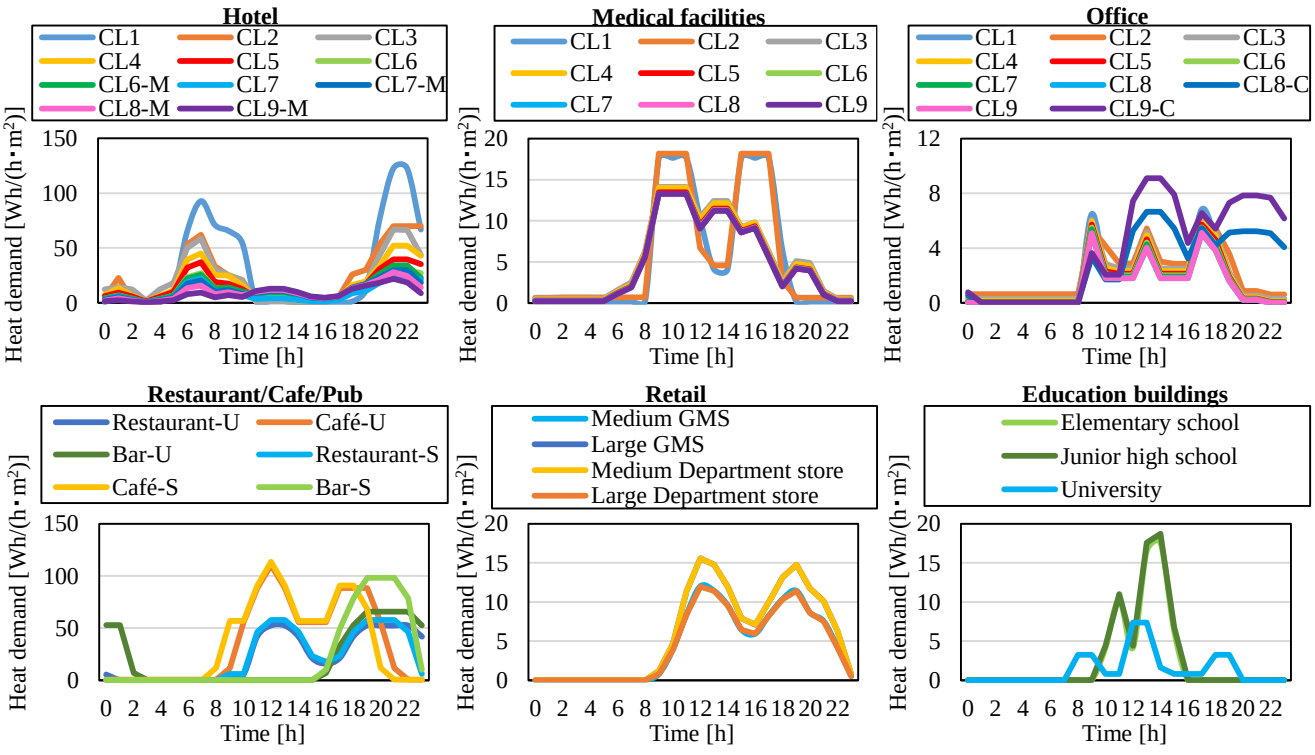


Fig. 4 Hourly hot water heat demand (winter weekday)

太陽光発電による電力需給運用に対する影響が最も大きい 5 月代表日における宿泊施設の推計結果を Fig. 5 に示す。立ち上がりから定格で運転が行われており昼間は一定の電力需要が確保されるが、機器容量を高負荷の冬期の需要に基づき算出しているため、給湯負荷の小さい中間期では午後の電力需要が小さくなる。

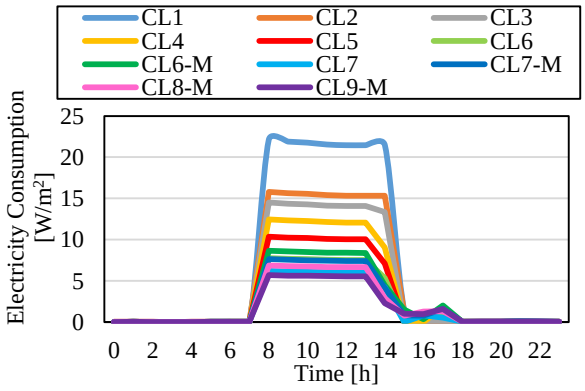


Fig. 5 Hourly electricity consumption in May (Hotel)

4. 3　近畿圏における HP 給湯機の電力需要調整能力

本研究では近畿圏の業務施設ストックに昼間運転の業務用 HP 給湯機が 100%普及したケースを想定して、近畿圏の業務施設ストックの持つ昼間の電力需要創出ポテンシャルについて推計を行った。Fig. 6 に 5 月平日代表日における近畿圏の時刻別電力需要創出量を示す。太陽光発電の発電量の多い 11~13 時で 0.3～0.4 GW の需要創出量が得られる。また、エネルギー需要は立ち上がり時間に集中しており、需要調整力を最大限活用するには業態や季節に応じた適切な運転時間の管理が必要だといえる。

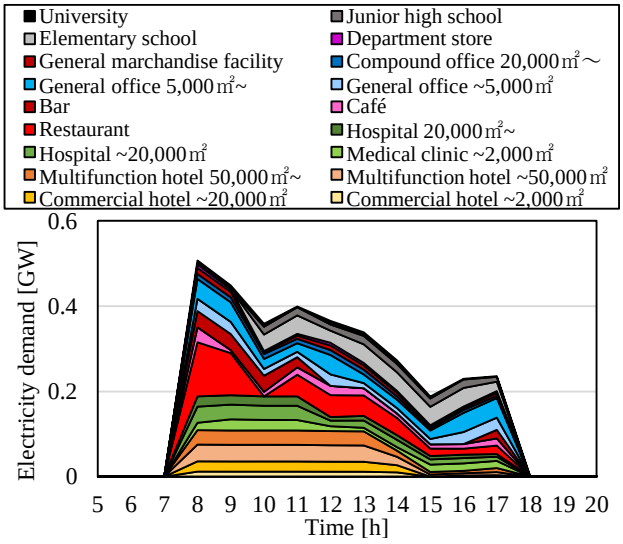


Fig. 6 Hourly electricity demand of heat pump water heater in May

5．まとめ

業務施設の給湯エネルギー需要モデルを開発し、昼間運転を行う HP 給湯機の電力需要調整ポテンシャルの推計を行った。需要創出の求められる 5 月の昼間で得られる需要創出量は 0.3~0.4 GW 程度であると明らかになった。今後は時刻別給湯需要算出に必要なデータの整備を進めるとともに、需要調整を行う機器としての HP 給湯機の最適な運用方法や容量決定手法について検討していく予定である。

謝 辞

本研究は JSPS 科研費 JP16H04463 の助成を受けたものである。ここに謝意を表します。

参 考 文 献

1) 日本冷凍空調工業会：自主統計年次データ 業務用 HP 給湯機の国内出荷台数の推移
2) Okamoto T. et al. : Application of archetype engineering modeling to estimate hourly electricity demand of commercial sector of Keihanshin metropolitan area, Japan, Proceedings of Building Simulation 2015, pp.2522~2529
3) 澤地孝男ら:務用建築物のエネルギー消費量評価手法に関する基礎的調査,国立研究開発法人 建築研究所,2016.11
4) 村川三郎ら:築物の水需要構造に関する研究 (第 2 報) ホテル・旅館の特性と使用水量の予測,空気調和・衛生工学会論文集 No.31,pp.45~58,1986.6
5) 空気調和・衛生工学会編:気調和衛生工学便覧第 13 版 6. 応用篇,2001.11.30
6) 田中篤ら:ティホテル客室における給湯・給水負荷に関する研究 —その 1 冬期の給湯・給水負荷の解析—, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文（札幌）,2005.8
7) 空気調和・衛生工学会編:気調和衛生工学便覧第 13 版 4. 給排水衛生設備設計篇,2001.11.30
8) 公益社団法人空気調和・衛生工学会:築設備集成 医療・福祉,p.13,2009.12
9) 松本敏男ら:U 病院における給湯量の時間変化,日本建築学会大会学術講演梗概集（九州）,pp.505~506,1998.9
10) 松本敏男ら:U 病院における病棟の給水給湯量の実測調査,空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集（富山）,pp.445~448,1999.9
11) 松本敏男ら:U 病院における厨房の給水給湯量の実測調査,空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集（札幌）,pp.509~512,1998.8
12) 高橋大輔ら:食店舗における来客者数と使用水量の関連分析,空気調和・衛生工学会学術講演会論文集（松江）,2003.9
13) 石野久彌ら:事務所ビルにおける在室人員・着衣量及び OA 機器発熱量調査,日本建築学会学術講演梗概集（東北）,pp.1011~1012,1991.9
14) 井上宇市ら:オフィスビルにおける水の使われ方に関する調査研究,空気調和・衛生工学会学術論文集（東京）,pp.129~132,1987.10
15) 山根祐子ら:時系列解析に基づく給水・給湯負荷の検討 その 3 事務所トイレにおける使用水量・湯量の解析,日本建築学会学術講演梗概集（東海）,pp.457~458,2003.9
16) 山根祐子ら:時系列解析に基づく給水・給湯負荷の検討 その 7 事務所湯沸し室における使用水量・湯量の解析,日本建築学会学術講演梗概集（北海道）,pp.561~562,2004.8
17) 空気調和・衛生工学会編:建築設備集成 デパート・ショッピングセンター,オーム社,2010.3.20,p.29
18) 文部科学省：H28 年度学校基本調査, 2016.12.22
19) 高田宏ら:学校給食施設におけるエネルギー消費特性の解析,日本建築学会中国史部研究報告集 第 26 巻,2003.3
20) 宮地優介、山口容平、下田吉之:国の業務建築ストックにおける空気調和設備の採用比率の推計,エネルギー・資源学会 第 33 回エネルギーシステム・経済・環境コンファレンス講演論文,2017.2

世帯の機器保有特性を考慮した家電更新による家庭部門温室効果ガス削減効果の推計

Estimation of GHG reduction effect by replacement of electric home appliances considering distribution of appliance ownership

○山 﨑 知 哉（大阪大学） 松 岡 綾 子（大阪大学） 井 上 智 樹（大阪大学）
山 口 容 平（大阪大学） 下 田 吉 之（大阪大学）
Tomoya YAMASAKI*[1] Ayako TANIGUCHI-MATSUOKA*[1] Tomoki INOUE*[1]
Yohei YAMAGUCHI*[1] Yoshiyuki SHIMODA*[1]
*[1] Osaka University

CO_2 emissions from households vary widely among households, depending on various factors. Distribution of the ownership of electric home appliances is one of the important factors that generate the dispersion of energy consumption among households. Therefore, this paper reveals the relationship between the household characteristics with the appliance ownership. Using multinomial logistic regression, this study explores witch household characteristics (e.g. number of family members, floor area) affects appliance ownership and develops the database from a questionnaire survey. Linking this database with the residential energy end-use model enables us to calculate CO_2 emission reduction by replacing of electric home appliances.

はじめに

地球温暖化対策計画[1]では、日本の温室効果ガス排出量を2030年度に2013年度比で26%削減するという目標が掲げられており、家庭部門では39%削減という高い目標となっている。2013年度の家庭部門CO_2排出量の内訳は家電・照明による排出が約50%を占めており、他の用途と比較して非常に大きな割合となっている[2]。このことから、家電・照明の分野における省エネルギー対策が急務であると言える。長期エネルギー需給見通し関連資料[3]では、この分野の省エネルギー対策としてトップランナー制度による機器ストックの省エネルギー性能の向上が提示されている。トップランナー制度とはエネルギー消費機器のうち省エネルギー法で指定される機器の省エネルギーについて、省エネルギー基準を基準設定時に商品化されている製品のうち最も省エネ性能が優れている機器の性能以上に設定するというものである。この制度により確実に省エネルギー効果を得るためには、メーカーの努力に加えて、消費者が適切に高効率機器を導入できるよう促すことが必要になると考えられる。そのためには、どのような世帯で導入効果が大きくなるのかを把握しておく必要がある。つまり、省エネ性能の低い機器ストックがどのような属性の世帯で保有されているかを明らかにし、高効率機器の導入効果が大きい世帯属性を特定することが求められる。

そこで本研究では、世帯の情報と機器保有の関係を明らかにし、各世帯の詳細な保有状況を推計する手法を提案する。さらに、開発したデータベースを入力条件として、シミュレーションモデルを用いて家電機器更新によるCO_2排出量の削減効果の推計を行う。削減効果の大きい世帯を特定すると共に、それら世帯の属性（家族構成や住宅種類）に関する知見を得ることを目的とする。

1. 研究手法

本研究ではアンケート調査を分析し、機器保有状況と世帯属性の関係を把握する。その分析方法として多項ロジスティック回帰分析を用いる。これは、目的変数が3つ以上のカテゴリーを持ち、カテゴリー間に順序がある場合に使用する回帰分析手法である。複数の説明変数を採用することが可能なため、様々な世帯特性を考慮できる。回帰分析結果と保有状況のばらつきを機器保有データベースとして整理する。また、家電更新による削減効果を推計する方法として、本研究グループが開発してきた家庭部門エネルギー需要を推計するシミュレーションモデル[4]を用いる。このモデルは家族構成や機器の仕様、居住者の行動といったエネルギー需要を決定する様々な要因を考慮できる。また、個々の世帯の入力条件をばらつかせることで、エネルギー需要のばらつきを再現することが可能である。

2. 機器保有・仕様データベースの開発

2.1 開発対象機器

本研究では冷蔵庫とテレビについてデータベースの開発を行う。

2.2 機器保有データベースの開発

データベースの開発には機器保有状況に関するアンケート調査を用いる。アンケート調査の概要を Table. 1 に示す。アンケートでは住宅に居住する人の年齢や性別、人数などの世帯属性及び、保有する機器の台数や購入した年、大きさを調査する。

Table. 1 Outline of questionnaire survey

Area		Osaka, Sakai, Ako, Kyotango
Period of the survey		Nov.18, 2013~Dec.2, 2013
Number of total samples		7650
Number of valid samples		682
Question	House	Building type, Tenure, Building structure, Floor area, Number of rooms, Age of building, Duration of residence
	Family	Relationship with householder, Gender, Age, Occupation
	Appliance	Number of appliances, Year of purchase, Size, Type
	Others	Type of water-heater and heating appliance

本研究ではアンケートを分析する手法として多項ロジスティック回帰分析を用いる。この手法は順序のある 3 つ以上のカテゴリーを同じ説明変数で説明する場合に使用する手法である。複数の説明変数を採用することが可能なため、様々な世帯特性を考慮できる。さらにカテゴリー毎の確率を算出することが可能である。例えばテレビの大きさであれば、カテゴリーは 19 型以下から 51 型以上までを 5 型ずつに分けた計 7 区分を意味する。また確率は、各区分の機器を保有する確率のことである。このように世帯毎に回帰分析結果を適用することで保有状況のばらつきを再現できる。回帰式は以下に示す通りである。i はカテゴリー数である。$i-1$ 個の式より定数項 $\alpha_1, \cdots, \alpha_{i-1}$、回帰係数 $\beta_1, \cdots, \beta_n$ を算出する。

$$\ln\left(\frac{p_1}{\sum_{k=2}^{i} p_k}\right) = \alpha_1 - \beta_1 x_1 - \cdots - \beta_n x_n \quad (1)$$

$$\ln\left(\frac{\sum_{k=1}^{2} p_k}{\sum_{l=3}^{i} p_l}\right) = \alpha_2 - \beta_1 x_1 - \cdots - \beta_n x_n \quad (2)$$

$$\cdots$$

$$\ln\left(\frac{\sum_{k=1}^{i-1} p_k}{p_i}\right) = \alpha_{i-1} - \beta_1 x_1 - \cdots - \beta_n x_n \quad (3)$$

p_k, p_l : カテゴリーの確率、x : 説明変数、n : 説明変数の数

Table. 1 の住宅、家族に関連した調査項目を説明変数候補とし、その中から多項ロジスティック回帰分析に用いる説明変数を以下の手順に従って選択する。目的変数は機器保有台数、購入経過年数、大きさとする。

1) 目的変数に対する相関係数の絶対値が 0.2 以上の説明変数を選択する。
2) 目的変数との相関係数がより大きい方の変数を選択する。

以上により選択された説明変数を用いて回帰分析を行う。

2.3 機器仕様データベースの開発

機器仕様データベースの例として、冷蔵庫の定格消費電力・待機電力を Table. 2 に示す。機器の製造年と大きさによって定格消費電力・待機電力が変化することに注目し、製造年と大きさを複数の階級に分け、それぞれの階級に対応する定格消費電力・待機電力の代表値を定める。2003 年から 2013 年に市場で販売された機器の製造年、大きさ別の定格消費電力・待機電力や年間電力消費量の情報を収集する。収集には 2003～2013 年冬版の省エネ性能カタログ [5]を用いた。テレビの種類（ブラウン管、プラズマ、液晶）については、電子情報技術産業協会が行っている民生用電子機器国内出荷統計 [6]を用いて算出した製造年毎の種類別保有割合と、推定した購入経過年数を対応させて決定する。入力条件の生成においては、機器の製造年と大きさに対応する代表値を設定し、入力条件として用いることで、機器保有に関する入力条件のばらつきを再現する。

Table. 2 Example of the efficiencies in each category

Year of purchase \ Size	~200L	201~250L	251~300L	301~350L	351~400L	401~450L	451~500L	501L~
Less than 1year	241	371	389	382	372	258	222	265
1~3year	256	409	411	393	421	285	266	353
3~5year	290	498	472	466	442	389	336	423

2.4 モデル入力条件作成のためのサンプリング

機器の保有・仕様データベースに基づくシミュレーションモデルの入力条件作成のためのサンプリングの手順を説明する。2.2 で開発した機器保有データベースに基づいて、機器保有台数、購入経過年数、大きさの各パラメータに関する累積度数分布を作成する（Fig. 1）。この累積頻度分布を用いて、各パラメータを乱数により確率的に決定する。決定した購入経過年数、大きさ等のパラメータに応じて 2.2 で開発した機器仕様データベースにより定格消費電力・待機電力を決定する。以上の手順で、世帯が保有する機器に関する入力条件にばらつきを持たせる。

		Household No1	Household No2
Explanatory variable	Area	40～60m^2	100~120m^2
	Households	4 people	4 people
	Presence of elder people	Yes	Yes

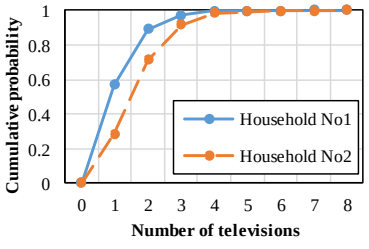


Fig. 1 Generation of input condition for the simulation

3. 家庭用エネルギーエンドユースモデル

本研究で家庭のエネルギー需要を推計する手法として家庭用エネルギーエンドユースモデル（以下、家庭モデル）を用いる[4]。本モデルではまず、居住者の 1 日の行動を決定する。次に行動に伴って機器の稼働が確率的に決定される。最後に、入力条件である定格消費電力・待機電力に基づいて機器別のエネルギー需要を推計し、その合計を世帯のエネルギー需要とする。

4. 機器保有のばらつきがエネルギー需要に与える影響

機器保有データベースを入力条件として用いた場合のエネルギー消費量のばらつきを確認する。環境省による家庭からの二酸化炭素排出量の推計に係る実態調査[7]と家庭モデルの結果を比較する。全世帯で同一の消費電力を入力した場合を共通ケース、機器保有データベースを入力条件として機器に関する入力条件をばらつかせた場合をランダムケースとする。計算スケールは近畿地方の世帯数（約 860 万世帯）を 2000 分の 1 に縮約したスケール（4273 世帯）とする。年間エネルギー消費量の世帯分布を Fig. 2 に示す。Fig. 2 より共通ケースの場合は 11~20GJ 付近に偏っているのに対して、ランダムケースでは 31GJ 以上の世帯割合も再現できている。しかし、共通ケース、ランダムケース共に、年間エネルギー消費量が 5GJ 未満の世帯を推計できていない。これはテレビに関してアンケート分析をする際に、「保有していない」と回答した 5%の世帯を考慮せずにデータベースを整備したためと考えられる。以上の結果より、開発した機器保有・仕様データベースを用いて機器保有状況をばらつかせることによって、エネルギー需要のばらつきが大きくなり、実態に近づけることができた。

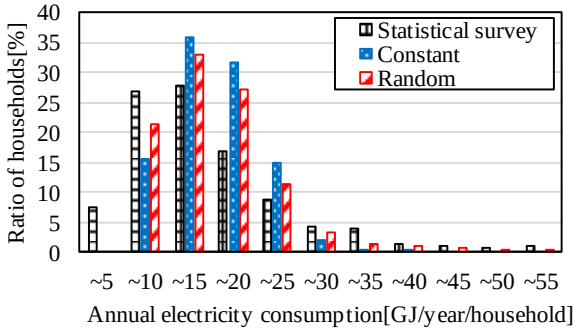


Fig. 2 Distribution of annual electricity consumption

5. 家電更新による CO_2 排出削減効果の推計

5.1 更新ケース概要

機器保有・仕様データベースを入力条件として、各世帯において冷蔵庫とテレビを更新した際の CO_2 排出削減量を推計し、削減効果の大きい世帯類型を明らかにする。エネルギー需要推計モデルを用いて近畿地方を 2000 分の 1 に縮約した 4273 世帯の削減量を推計した。機器保有データベースから推計した保有状況を用いてエネルギー需要を推計した場合を「ベースケース」とする。このベースケースと 2 つの更新ケースで世帯毎に CO_2 排出量を比較し、削減効果が大きい世帯属性を確認する。最大導入ケースは 4273 世帯すべてにおいて 2013 年のトップランナー機器へ更新するケースである。寿命更新ケースは平均使用年数を超過した機器のみを 2013 年のトップランナー機器に更新するケースである。平均使用年数は内閣府の消費動向調査[8]の結果を用いた。1992 年から 2016 年の平均使用年数は冷蔵庫が 10.7 年、テレビが 9.1 年であるため、冷蔵庫は購入経過年数が 10 年以上とした。テレビに関しては、購入経過年数 9 年を含む 7~10 年及び 10 年以上の機器を買い替えるとした。CO_2 排出係数は関西電力の 2013 年実績値である 0.516 [kg-CO_2/kWh]を用いる[9]。

5.2 合計 CO_2 削減量

4273 世帯の CO_2 排出量推計結果を約 860 万世帯に拡張し、近畿圏全体の機器ストックに対して同様の更新を行った場合の削減効果を Fig. 3 に示す。最大導入ケースにおける年間 CO_2 排出削減量は近畿圏全体で 145.7 万 t-CO_2 となった。これは関西電力管内の 2013 年における産業部門、家庭部門、業務部門の合計 CO_2 排出量 7325 万 t-CO_2 の 2.0%にあたる。一方、寿命更新ケースの削減量は 39.1 万 t-CO_2 となった。これは最大導入ケースの 27%の効果である。寿命を迎えた冷蔵庫を更新することで、最大導入ケースにおける冷蔵庫更新による効果の 32%が得られる。両ケースで冷蔵庫の削減量がテレビより大きかった理由として、冷蔵庫は常時稼働している点が挙げられる。寿命更新ケースでテレビの削減効果が特に小さいのは、2011 年の地上デジタル放送への移行に合わせてテレビの更新を既に行っていた世帯が多く、平均使用年数を超える機器が少なかったためと考えられる。

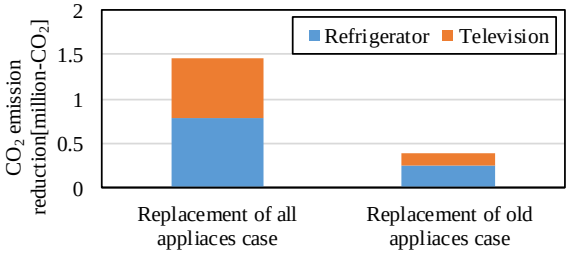


Fig. 3 Comparison of CO_2 emission reduction

最大導入ケースにおける各機器の削減量の平均値と変動係数（標準偏差÷平均値）について Table. 3 に示す。2 機器の平均削減量を比較すると冷蔵庫の方が大きい。変動係数の比較から、テレビの更新による削減量は世帯間のばらつきが小さく、多くの世帯で同程度の削減効果が得られると考えられる。各ケースにおいて世帯毎の年間

CO_2削減量を降順にしたものを Fig. 4 に示す。Fig. 4 の最大導入ケースの結果より、削減量が上位 10%の世帯における合計削減量は、冷蔵庫更新による削減量が大きな割合を占めている。寿命更新ケースでは全体の約 25%の世帯で削減効果が見られ、削減量が大きい世帯では冷蔵庫による効果が支配的であることがわかる。

Table. 3 Average CO_2 emission reduction and Coefficient of Variation by appliances

	Refrigerator	Television
Average CO_2 emission reduction[kg-CO_2]	92.3	78.1
Coefficient of Variation	1.12	0.94

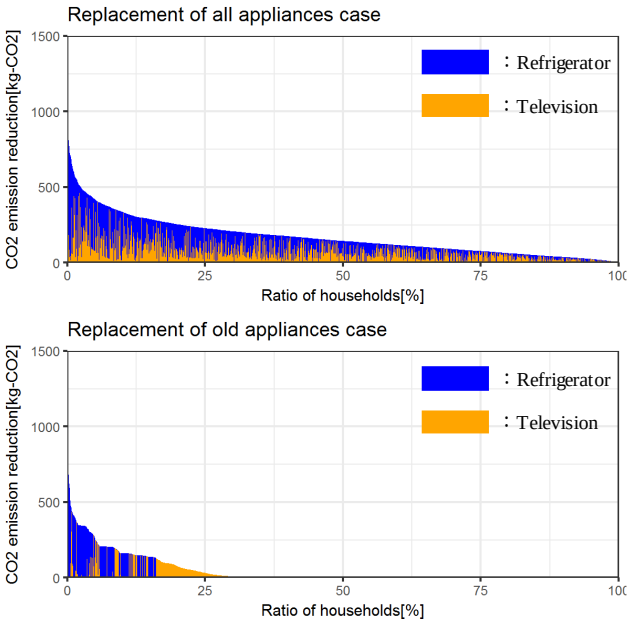


Fig. 4 CO_2 emission reduction in each household

5. 3 世帯類型別平均削減量

Fig. 4 で冷蔵庫の更新による大きな削減効果を示した家族類型を特定するために、最大導入ケースにおける家族類型別の世帯当たり CO_2 排出削減量を算出する。比較のため、各類型において確率が最大となるパラメータ（保有台数、購入経過年数、大きさ）を採用することでサンプリングの際の乱数の影響を除外した。冷蔵庫の更新に関して、戸建て住宅における CO_2 排出削減量を Fig. 5 に、集合住宅における削減量を Fig. 6 に示す。戸建て、集合共に、高齢者がいる類型や多人数かつ延床面積が大きい類型で冷蔵庫更新による削減効果が大きいことがわかる。高齢者がいる類型は、子供が独立した後や配偶者と死別した後も古い冷蔵庫を使い続ける傾向があると考えられる。このように家族構成が変化した後も古い機器を保有しているため、買い替えた際の削減効果が大きくなったと考えられる。多人数かつ延床面積が大きい類型で大きな効果が見られたのは、容量が大きく古い冷蔵庫を持っているためである。

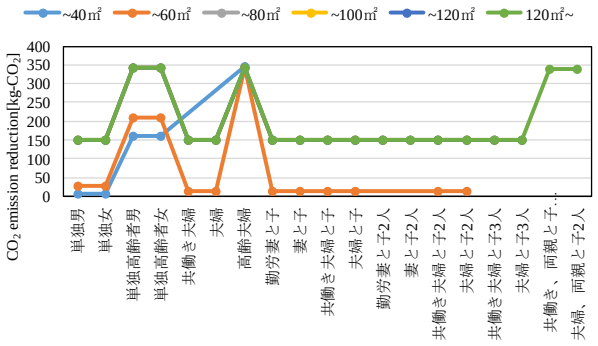


Fig. 5 CO_2 reduction by family composition in Detached house

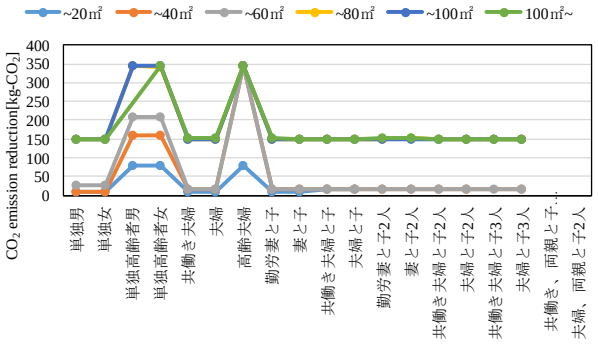


Fig. 6 CO_2 reduction by family composition in Apartment

6. まとめ

本研究ではアンケート調査を分析し、エネルギー需要推計モデルの入力条件とする機器保有・仕様データベースの開発を行った。機器更新の効果を 2 つのシナリオで比較した。その結果、平均使用年数を超過した機器を更新することで、最大導入ケースの 27%を賄え、特に冷蔵庫の更新による効果が支配的であることがわかった。また CO_2 排出削減量の大きい家族類型についても考察を行った。その結果、冷蔵庫の CO_2 排出削減量は高齢者がいる類型、多人数かつ延床面積が大きい類型で大きいことがわかった。

参 考 文 献

1) 環境省；地球温暖化対策計画，2016 年 5 月
2) 環境省；日本の温室効果ガス排出量の算定結果，2014 年度温室効果ガス排出量，2.7 家庭部門
3) 経済産業省；長期エネルギー需給見通し，2015 年 7 月
4) 谷口綾子ほか：日本の住宅エネルギー最終需要のモデル化と住宅熱性能改善の影響評価 世帯詳細区分型都市住宅エネルギーエンドユースモデルの開発と応用(3)
5) 経済産業省 資源エネルギー庁 省エネルギー対策課，省エネ性能カタログ（2003~2013）
6) 電子情報技術産業協会；民生用電子機器国内出荷統計
7) 環境省 家庭からの二酸化炭素排出量の推計に係る実態調査 全国試験調査総合集計 近畿
8) 内閣府；消費動向調査 主要耐久財の買い替え状況（二人以上の世帯）2016 年 3 月
9) 関西電力：関西電力の CO_2 排出量と CO_2 排出係数

世帯特性を考慮した床暖房導入による住宅エネルギー消費変化の定量的評価

Quantitative Evaluation of Energy Consumption for Floor Heater Considering Household Characteristics

○森 國 太 朗（大阪大学） 松 岡 綾 子（大阪大学） 大 月 雅 也（大阪大学）
桃 木 貴 志（大阪大学） 山 口 容 平（大阪大学） 下 田 吉 之（大阪大学）

Taro MORIKUNI*1 Ayako TANIGUCHI-MATSUOKA*1 Masaya OTSUKI*1
Takashi MOMONOKI*1 Yohei YAMAGUCHI*1 Yoshiyuki SHIMODA*1
*1 Osaka University

This paper estimates floor heater energy consumption by a simulation model. Heating energy consumption depends on many conditions such as sizes of the rooms, family compositions, and thermal insulation levels of the building. We developed a simulation model that estimates energy consumption for 3 types of floor heaters considering household characteristics. This study clarifies that the energy consumption for floor heater varies widely among household categories. Finally, by aggregating the calculated heating energy consumption, we estimate heating energy consumption in Kansai area. As a result, the installation of optimal heating equipment in each household reduced heating energy consumption by 37%.

１．研究背景・目的

家庭部門のエネルギー消費量の約 25%[1]は暖房用途である。エアコン、床暖房、蓄熱式暖房、全館空調など多様化する暖房機器のエネルギー消費量を定量的に把握することが家庭部門のエネルギー消費量を削減するために必要である。暖房のエネルギー消費量は、各世帯の家族構成や家の断熱性能によって大きく異なる可能性がある。そこで本研究グループでは、これらの要因を考慮して都市以上のスケールで家庭部門エネルギー消費を推計する家庭用エネルギーエンドユースモデル [2)3)]を開発してきた。本モデルは、居住者の家族構成やライフスタイル、住宅形式や家電機器保有状況など、多くの要因を考慮したボトムアップ型シミュレーションモデルである。

これまで本モデルでは、暖房機器としてエアコン、電気ストーブ、ガスストーブ、灯油ストーブの 4 種類の機器を考慮してきたが、床暖房は考慮していなかった。床暖房を本モデルで考慮するには、床下への熱損失や接続する温水熱源の熱源機効率、配管の熱損失など、他の暖房機器とは異なる多くの特性を考慮する必要がある。

本研究では、電気ヒーター式、ガス温水式、ヒートポンプ温水式の 3 種類の床暖房のモデル化を行い、本モデルに接続する。そして、世帯特性の異なる様々な世帯における床暖房の一次エネルギー消費量を推計し、他の暖房機器とのエネルギー消費量の差異を定量的に評価することを目的とする。

２．家庭用エネルギーエンドユースモデルの概要

本モデルは、住宅のエネルギー消費量を 1 年間 5 分間隔で推計することのできるボトムアップ型のシミュレーションモデルであり、居住者の行動スケジュールや住宅の断熱性能、家電機器の保有状況・仕様、気象条件など入力条件を細かく設定できる。本モデルでは、居住者の行動スケジュールに基づいて各機器の稼働スケジュールを決定し、そこから一世帯の電力需要を算出するというフローで推計を行っている。そして、対象地域の総世帯数を家族構成や住宅形式（戸建･集合）、延床面積、断熱性能の異なる 912 類型に分類し、各類型の世帯の電力需要を積算することによって地域スケールのエネルギー消費量を推計する。

本モデル内の暖房モデルでは、5 分毎の行動スケジュール及び室温に応じて、暖冷房の稼働スケジュールを決定する。暖冷房モデルの推計フローとしては以下の通りである。まず、壁・開口部の材質・面積・方位や部屋の位置関係などの建物データ、気温や湿度、日射量などの時刻別の気象データ、時刻別・部屋別の内部発熱の情報を基に、熱回路網法 [5)] を用いた熱負荷計算によって室温を算出する。居住者の行動スケジュールに基づいて在室者の有無を判断する。次に、在室者が存在する場合、暖房を使用するか否かが確率的に決定される。この時用いる確率は室温の関数で表され、室温が低いほど床暖房を使用する確率が高くなる。稼働すると判定された場合、設定温度を満たすために必要な暖冷房熱負荷を算出し、暖冷房熱負荷に応じて各暖房機器のエネルギー消費量を推計する。

本モデルの特徴としては、家族構成、住宅の断熱性能など多くの類型を考慮していることや、熱負荷計算をモデル内で行っていること、世帯単位でのエネルギー消費量を推計できることなどがあげられる。このモデルに床暖房モデルを連結させることにより、居住者の行動、気象条件、住宅の仕様などの世帯の多様性を再現した上で暖房

エネルギー消費量を推計することが可能になる。

3．床暖房モデルの開発

本研究では、電気ヒーター式床暖房、ガス温水式床暖房、ヒートポンプ（以下、HP）温水式床暖房の 3 種類の床暖房をモデル化の対象とした。各システムのモデル化は、建築研究所の平成 28 年省エネルギー基準に準拠したエネルギー消費性能の評価に関する技術情報[5]（以下、建研プログラム）に基づき行った。

3.1 電気ヒーター式床暖房のモデル化

電気ヒーター式床暖房は、床下に電熱線ヒーターを内蔵し、直接床面を暖めるシステムである。1)暖房出力の導出、2）エネルギー消費の導出の順でエネルギー消費推計を行う。

1）暖房出力の算出

電気ヒーター式床暖房の暖房出力 Q_{eh} は式(3-1)によって算出する。電気ヒーター式床暖房の暖房出力は床暖房敷設面積のみに依存する。電気ヒーター式床暖房は出力の切り替えができず、稼働中は常に一定の出力である。

$$Q_{eh} = q \times A \times p \tag{3-1}$$

q：上面放熱能力 [W/m²]　A：対象室の床面積 [m²]
p：床暖房敷設率 [%]

2）エネルギー消費量の算出

電気ヒーター式床暖房のエネルギー消費 E_E は、(3-2)式によって算出する。上面放熱率とは、放熱器に与えた熱量に対する床上に供給する熱量の割合を表し、対象住宅の断熱性能や住宅形式によって異なる値をとる。

$$E_E = \frac{Q_E}{r} \tag{3-2}$$

Q_E：電気ヒーター式床暖房の暖房出力 [W]　r：上面放熱率 [%]

3.2 ガス温水式床暖房のモデル化

ガス温水式床暖房は、ガス熱源の給湯器から床下に温水を供給し床面を暖房するシステムである。本研究では、床暖房の温水需要とシャワーや入浴など他の温水需要を同じ給湯器でまかなう、給湯暖房一体型床暖房を想定する。ガス温水式床暖房では、給湯器から供給する温水の流量は一定であり、温水の温度を調整することで出力切り替えを行う。1)供給温水温度判定、2)暖房出力の導出、3)エネルギー消費の導出の順でエネルギー消費推計を行う。

1）供給温水温度判定

家庭用のガス温水式床暖房の供給温水温度は 60℃と 40℃の二段階であり、この二段階の出力と非稼働を断続的に繰り返して室温を調整する。家庭モデルで外気温度や断熱性能をもとに算出した部屋の熱負荷に応じて、供給温水温度を変更することで室温の調整を行う。

具体的には、Fig.1 のように 40℃の供給熱量以下の場合は 40℃で温水供給を行い、部屋の熱負荷が 40℃の供給熱量以上の場合は 60℃で温水供給を行う。

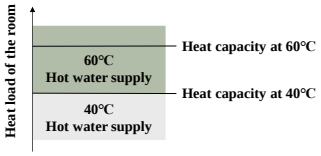


Fig.1 Temperature of hot water supply

2）暖房出力の算出

暖房出力 Q_h は式(3-3)によって算出する。ガス温水式床暖房は、供給温水温度を調節することで出力を切り替える。

$$Q_h = q \times A \times p \times \frac{\theta - 20}{60 - 20} \tag{3-3}$$

q：上面放熱能力 [W/m²]　A：対象室の床面積 [m²]
p：床暖房敷設率 [%]　θ：供給温水温度 [℃]

3）エネルギー消費量の算出

ガス温水式床暖房のエネルギー消費 E_G は(3-4)式によって算出する。上面放熱率 r とは、放熱器に与えた熱量に対する床上に供給する熱量の割合を表し、対象住宅の断熱性能や住宅形式によって異なる値を表す。熱源機放熱損失とは熱源機で作られた温水が配管に到達するまでに損失する熱量を表す。配管熱損失 $Q_{pipe,loss}$ 及び熱源機効率 e_G はそれぞれ(3-5)式、(3-6)式で算出する。配管熱損失には、基準住宅の長さ及び床面積から簡易的に導出した住宅の配管長さを用いる。

$$E_G = \frac{\frac{Q_G}{r} + Q_{pipe,loss} + Q_{h.loss}}{e_G} \tag{3-4}$$

Q_G：ガス温水式床暖房の暖房出力 [W]
r：上面放熱率 [%]　$Q_{pipe,loss}$：配管熱損失 [W]
$Q_{h,loss}$：熱源機放熱損失 [W]　e_G：熱源機効率

$$Q_{pipe,loss} = \left(\theta_{SW} - \left(T \times 0.7 + 20 \times 0.3\right)\right) \times K \times l_{base} \times \sqrt{\frac{A_{sum}}{A_{base}}} \tag{3-5}$$

θ_{SW}：供給温水温度 [℃]　l_{base}：基準住宅の配管長さ [m]
T：外気温度 [℃]　K：配管線熱損失係数 [W/mK]
A_{sum}：対象住宅の延べ床面積 [m²]
A_{base}：基準住宅の延べ床面積 [m²]

$$e_G = e_{rtd} \times f \tag{3-6}$$

e_{rtd}：定格効率 [%]　f：定格効率補正係数

3.3 HP 温水式床暖房のモデル化

HP 温水式床暖房は、HP 熱源の給湯器から床下に温水を供給し床面を暖房するシステムである。本研究では、床暖房の給湯需要とシャワーや入浴などの他の給湯需要を異なる給湯器で賄う、給湯暖房分離型床暖房を想定した。HP 温水式床暖房でもガス温水式床暖房と同様に、温水の温度を調整することで出力の大きさの切り替えを行う。

1）供給温水温度判定

本研究では、HP 温水式床暖房では 55℃、45℃、35℃のいずれかの温度の温水を床下に流して暖房する想定とした。家庭モデルで外気温度や断熱性能を基に算出した部屋の熱負荷に応じて、供給温水温度を変更することで室温の調整を行う。具体的には、HP 温水式床暖房では、部屋の熱負荷が 35℃の供給熱量以下の場合は 35℃、35℃

の供給熱量以上 45℃の供給熱量以下の場合は 45℃、45℃の供給熱量以上の場合は 55℃で温水供給を行う。

2）暖房出力の算出

暖房出力 Q_hはガス温水式床暖房と同様に、式(3-3)によって算出する。HP 温水式床暖房は、供給温水温度を調節することで出力を切り替える。ガス温水式床暖房の 60℃温水供給時の暖房出力を基準とし 55℃、45℃、35℃の温水供給時でそれぞれ異なる値となる。

3）エネルギー消費量の算出

HP 温水式床暖房のエネルギー消費 E_Hは(3-7)式によって算出する。配管熱損失は (3-5)式を用いて算出し、熱源機効率e_Hは以下の(3-8)式で算出する。

$$E_H = \frac{\frac{Q_H}{r} + Q_{pipe,loss}}{e_H} \quad (3\text{-}7)$$

Q_H：処理熱負荷 [W]　　r：上面放熱率 [%]

$Q_{pipe,loss}$：配管熱損失 [W]　　e_H：熱源機効率

$$e_H = \frac{(11.62 + 0.2781 \times \theta_{ex} - 0.00113 \times \theta_{ex}^2)}{P_{max}} - \frac{(0.1271 \times \theta_{SW} + 0.00363 \times \theta_{ex} \times \theta_{SW})}{P_{max}} \times \frac{q_{rtd}}{6} \times \frac{C_{def}}{0.85} \quad (3\text{-}8)$$

θ_{ex}：外気温度 [℃]　　θ_{SW}：供給温水温度 [℃]

P_{max}：最大消費電力 [W]　　q_{rtd}：熱源機の定格能力 [W]

C_{def}：デフロスト係数

4．世帯類型ごとの暖房機器エネルギー消費量

4.1　世帯類型

家族構成 19 種類、住宅形式 2 種類（集合、戸建）、住宅床面積 6 種類、断熱性能 4 種類（無断熱、旧基準、新基準、次世代基準）の計 912 種類の世帯類型について床暖房 3 種類を含む 7 種類の暖房機器の一次エネルギー消費量を推計した。家族構成を Table1 に示す。

Table.1 Family categories

Number of household members	Family characteristics	Number of employed household occupants[b]	Category
One	Male	1	1a
	Female	1	1b
	Elderly male (> 65 years)	0	1c
	Elderly female (> 65 years)	0	1d
Two	Couple	2	2a
		1	2b
	Elderly couple	0	2c
	Mother and a child[a]	1	2d
		0	2e
Three	Couple and a child	2	3a
		1	3b
	Mother and children	1	3c
		0	3d
Four	Couple and children	2	4a
		1	4b
Five	Couple and children	2	5a
		1	5b
More than five (modeled as six)	Couple, children and parents	2	6a
		1	6b

4.2　世帯類型ごとの暖房一次エネルギー消費量比較

3 で開発した床暖房モデルを 2 の家庭用エネルギーエンドユースモデルに接続することで、912 種類の世帯類型について、暖房機器の違いによる一次エネルギー消費量の差異を確認する。ここでは居間の暖房エネルギー消費量のみを対象とする。電気ストーブ、ガスストーブ、灯油ストーブ、エアコン、電 気ヒーター式床暖房、ガス温水式床暖房、HP 温水式床暖房の 7 種類の暖房機器の一次エネルギー消費量を推計した。無断熱及び次世代基準の住宅における世帯類型別の暖房一次エネルギー消費量を Fig.2 に示す。図より、世帯人数によって居間の暖房一次エネルギー消費量はさほど大きく異ならない。専業主婦のいる世帯(2e、3b、3d、4b、5b、6b)及び高齢者のいる世帯（1c、2c、6a、6b）において、一次エネルギー消費量が大きい。これらの世帯人員は、昼間の在室時間が長く、居間の暖房の使用時間が長いことが影響していると考えられる。

また、次世代基準では無断熱と比較して、全暖房機器で一次エネルギー消費量が減少した。中でも、HP 温水式床暖房の消費量の変化は著しく、無断熱ではエアコンや灯油ストーブなどと比べて一次エネルギー消費量が大きかったが、次世代基準においては、全ての暖房機器の中で一次エネルギー消費量が最小となった。要因としては、断熱性能向上とともに床下への熱損失が小さくなること、低出力運転の方が、上水温度と供給温水温度の温度差が小さいため COP が大きくなることなどがあげられる。

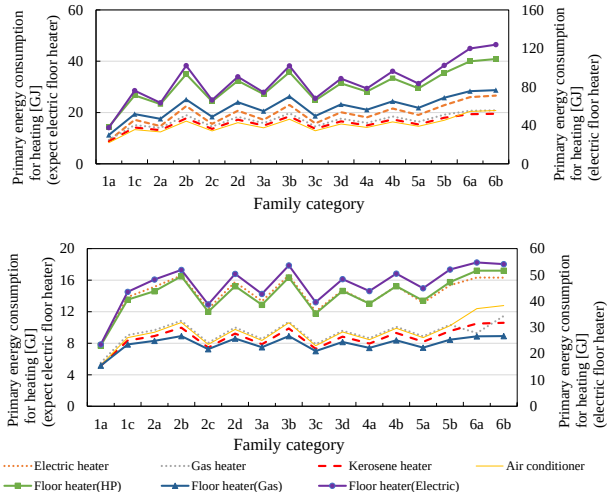


Fig.2 Primary energy consumption for heating in each family category (see Table 1 for family category)
(Top: No insulation, Bottom: 1999 standard)

5．近畿圏スケールでの暖房機器エネルギー消費量比較

床暖房を含む 7 種類の暖房機器の普及に関して 2 つのケースを想定し、それぞれのケースについて近畿圏スケールで一次エネルギー消費量推計を行う。検討する普及ケースは、2013 年の近畿圏の暖房機器の普及率を用いる「ベースケース」、各世帯類型で最も一次エネルギー消費量の小さい暖房機器（以下、最適暖房機器）を全世帯が導入する「最適ケース」の 2 ケースである。

一般的に近畿地方では、床暖房は主に居間に設置されることが多く、寝室や子供部屋に設置されることは少ない。よって、本推計では床暖房は居間のみに設置されると想定する。

5.1　ベースケース推計方法

912 種類の世帯類型別に算出された一次エネルギー消費量に、各世帯類型に属する世帯数[6]を乗じ、近畿圏全体のエネルギー消費量を算出する。これを各暖房機器につ

いて行い、近畿圏の各暖房機器の普及率 [7]を用いて重みづけ平均することで、ベースケースの近畿圏暖房一次エネルギー消費量を推計した。

5.2 最適ケース推計方法

最適ケースでは、近畿圏の全世帯で各々の最適暖房機器を導入した場合の一次エネルギー消費量を推計する。Table.2 に戸建住宅の一部の類型における最適暖房機器を示す。

無断熱ではすべての類型でエアコンが最適暖房機器となる。断熱性能が高くなると、最適暖房機器は灯油ストーブやHP温水式床暖房へとシフトする。無断熱住宅では、部屋に生じる熱負荷が大きく高負荷率で運転する時間が長いため、エアコンの COP が高く、全ての類型でエアコンが最適暖房機器になる。本モデルでは、延べ床面積の大きい類型では居間が広く大容量のエアコンが設置される想定としている。大容量のエアコンの定格 COP は比較的低いことが多いため、延べ床面積が大きい類型においては、断熱性能が旧基準以上の場合でエアコンの一次エネルギー消費量が大きくなり、他の暖房機器が最適床暖房となる。

次世代基準では、延べ床面積の小さい世帯でもエアコン以外の暖房機器が最適暖房機器になる。延べ床面積の大きい世帯では、最大出力が大きく効率もある程度高い灯油ストーブが最適暖房機器になる。次世代基準の住宅では、HP 温水式床暖房が最適となる類型が増加する。このことから HP 温水式床暖房は、小さい出力の稼働を何度も繰り返す処理に向いていることが分かる。理由としては、フロン冷媒の HP 温水式床暖房は、低出力時の方が上水温度と供給温水温度の差が小さく COP が高くなること、断熱性能の向上とともに床下への熱損失が小さくなることなどがあげられる。このようにして算出した類型ごとの一次エネルギー消費量に、近畿圏の類型別世帯数を乗じて、合計することにより、最適ケースでの近畿圏一次エネルギー消費量を導出する。

Table.2 Optimal heating equipment and annual primary energy consumption for heating [GJ/household]
(see Table1 for family category)

	No insulation			1992 standard			1999 standard		
	Total floor space[m²]			Total floor space[m²]			Total floor space[m²]		
	～40	60～80	100～120	～40	60～80	100～120	～40	60～80	100～120
1a	3.22	4.80	6.85	2.49	3.81	5.41	1.80	2.83	4.06
1c	5.10	7.68	11.21	3.86	5.90	8.46	2.72	4.61	6.14
2a	4.71	7.10	10.30	3.42	5.29	7.60	2.41	3.96	5.37
2c	6.12	9.26	13.64	4.54	6.90	9.67	2.93	5.39	6.91
2d	4.83	7.25	10.67	3.51	5.38	7.89	2.46	4.05	5.58
3a	5.23	7.90	11.63	3.72	5.69	8.36	2.51	4.28	5.80
3b	6.36	9.63	14.31	4.54	6.90	9.88	2.87	5.27	6.88
3c	4.78	7.13	10.71	3.42	5.14	7.79	2.31	3.87	5.39
3d	5.68	8.51	12.84	4.07	6.11	9.11	2.63	4.73	6.33
4a	5.20	7.80	11.74	3.71	5.54	8.27	2.42	4.26	5.74
4b	5.95	8.92	13.47	4.25	6.35	9.34	2.65	4.83	6.50
5a	5.32	7.94	11.99	3.78	5.61	8.11	2.38	4.27	5.73
5b	6.09	9.14	13.84	4.34	6.45	9.18	2.60	4.81	6.42

Air conditioner　Kerosene heater　floor heater (HP)

5.3 ベースケース、最適ケースの比較

ベースケース、最適ケースにおける床暖房普及率及び近畿圏全体の一次エネルギー消費量比較したものをそれぞれ Fig.3 、Fig.4 に示す。Fig.3 より、最適ケースでは、床暖房普及率はベースケースと比べて 15%以上増加している。また Fig.4 より、各世帯類型で最適な暖房機器を導入することで、暖房用途の一次エネルギー消費量を 37%削減できることが分かった。

このことから、各世帯類型によって最適暖房機器は異なり、それぞれの世帯類型に適した暖房機器を選択することの重要性を示せた。

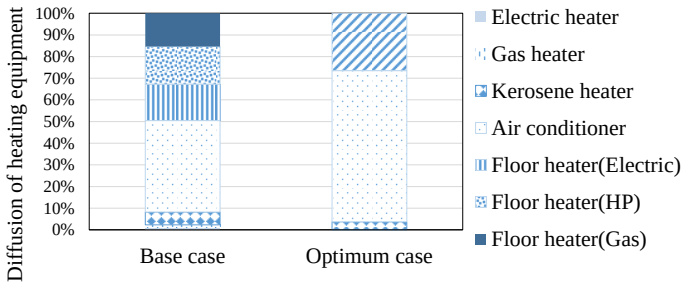


Fig.3 Diffusion of heating equipment

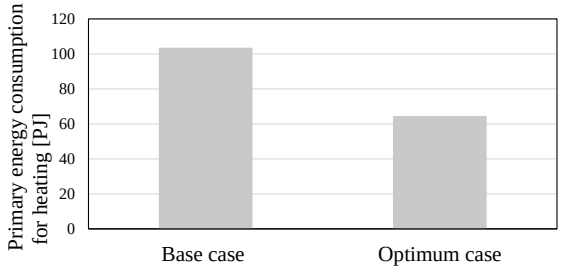


Fig.4 Primary energy consumption

6. まとめ

世帯類型を考慮した床暖房モデルの開発を行った。世帯類型ごとの暖房一次エネルギー消費量の比較により、床暖房は断熱性能の高い世帯に適することが分かった。近畿圏スケールでは、ベースケースと最適ケースでは、一次エネルギー消費量に 37%の差が生じ、各世帯類型に適した暖房機器を選択する重要性を示せた。

参 考 文 献

1) 地球温暖化対策推進本部；日本の約束草案，2015 年度
2) Yoshiyuki Shimoda, et al; Evaluation of city-scale impact ofresidential energy conservation measures using the detailed end-use simulation model, Energy 32 (2007), 1617-1633.
3) Ayako Taniguchi, et al.; Estimation of the contribution of theresidential sector to summer peak demand reduction in Japan using an energy end-use simulation model, Energy and Buildings, Vol. 112(2016-1), pp. 80-92
4) (財) 住宅・建築省エネルギー機構：住宅用熱負荷計算プログラム SMASH for Windows Ver.2 ユーザーマニュアル，2000 年
5) 国立研究開発法人建築研究所；建築物のエネルギー消費性能に関する技術情報
6) 総務省統計局；平成 22 年国勢調査
7) マイボイスコム株式会社；自主企画アンケート結果 19905 ヒーター・ストーブ（第２回），2015 年

熱源シミュレーションによる既成市街地におけるエネルギー消費量の分析に関する研究

Study on analysis of building energy consumption in existing urban area by electric, heat load and supply simulation

○佐 々 木　和 樹（神戸大学）　　竹 林　英 樹（神戸大学）

Kazuki SASAKI*[1]　Hideki TAKEBAYASHI*[1]

*[1]Kobe University

In this study, we calculated the time change of energy consumption in several kinds of building uses in by electric and heat load and supply simulation, and estimated the reduction of primary energy consumption by cogeneration system operation and the local connection of electric and heat supply between several buildings. In the case of the local connection between same building uses, the reduction of primary energy consumption is small because the characteristics of time change of electric and heat load are similar to each other. In the case of the local connection between different building uses, the reduction of primary energy consumption is large because the time change of electric and heat load is appropriately combined with each other.

1. はじめに

スマートシティでは，複数の建物間でエネルギー供給をコントロールすることで，機器の高効率運転により省 C02 化が図られる．その実現には，電力や熱の負荷変動を適切に把握する必要があるが，既存建物の電力や熱の負荷変動実態，特に時刻ごとのデータを第三者が系統的に得ることは困難である．この課題に対して，シミュレーションにより電力や熱の時刻別負荷変動を予測し，その結果を用いて複数の建物間でのエネルギー供給の可能性を詳細に検討することができる可能性がある．

本研究では，対象地域の各建物における現状のエネルギー消費特性をシミュレーションにより推定し，それに基づきコージェネレーションシステムの導入効果や電力，熱エネルギーの面的利用の可能性を検討した．

2. 分析対象の概要

2.1 対象地域の概要

本研究では神戸市中央区三宮地区を対象とした．建物データにはゼンリンの建物ポイントデータ[1)]のうち建物用途と建物延床面積を用いた．集計結果を Fig. 1, 2 に示す．三宮駅を中心に事務所と商業用途の建物が多く，その外側に住宅用途の建物がある．ホテル，病院用途の建物は少ない．特に病院用途は対象地域の延床面積に占める割合が非常に小さく，多くが小規模な建物のため以降の検討では対象外とした．

2.2 代表建物の選定

建物用途ごとに規模を分類し代表建物を選定した．規模の分類は省エネルギー法適用範囲である 2000 ㎡を境界とし，規模の分類を行った．2000 ㎡未満の規模を除いて，用途・規模ごとに代表建物を選定した．選定した代表建物を Table. 1 に示す．

Fig.1 Building use in Sannomiya district, Kobe city

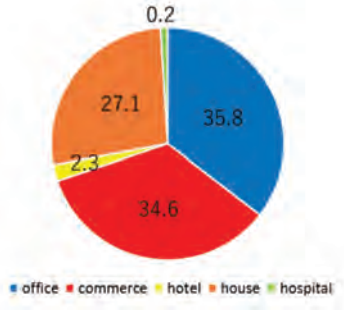


Fig.2 Total floor area ratio of each building use

Table.1 Representative building in each building use and scale

Use	Scale	Representative building
Office	Large	Office A
	Medium	Office B
		Office C
	Small	Office D
Commerce	Large	Commerce A
	Medium	Commerce B
	Small	Commerce C
Hotel	Medium	Hotel A
House	Medium	House A

3. エネルギー消費量の分析

選定した代表建物の熱負荷とエネルギー消費量を熱負荷・熱源シミュレーションソフト EnergyPlus[2)]を用いて算出した.

3.1 1次エネルギー消費量の計算結果

各建物において1次エネルギー消費量を算出し, 実績データと比較して再現性を確認した. 各建物の年間1次エネルギー消費量の計算結果を Fig.3～5 に示す. 事務所用途の建物では, Office A, B, D の差は小さい. Office C は一部 24 時間稼働している部屋があるため他の建物より大きい. 商業用途の建物では照明・コンセントの割合が大きい. Commerce B は暖房の消費量が大きい. Commerce C は駅改札口を含むため照明・コンセントの消費量が非常に大きい. Hotel A は, 主用途はホテルであるが下階は商業用途のため照明・コンセントの割合が大きい. 客室やロビーで夜間にも冷暖房負荷があり, 搬送によるエネルギー消費量が少し大きい. 住宅用途の House A は, 照明, 機器と比較して冷房, 暖房, 給湯の割合が大きい. 他の用途と比較して暖房の消費量が大きい.

3.2 時刻別の電力負荷と冷暖房負荷

各建物における年間 8760 時間の計算結果を Fig. 6～8 に示す. 事務所用途の建物では, 規模に応じた値になっているが, Office C は一部 24 時間稼働しているため小さな冷暖房負荷の時間が多い. 商業用途の建物では, 冷暖房負荷に対する電力負荷の割合が大きい. 駅改札口を含む Office C は電力負荷の割合が非常に大きい. 他の用途と比較して冷暖房負荷の大きい時間が多い. Hotel A は冷暖房負荷の小さい時間が多い. 住宅用途は冷暖房負荷に対する電力負荷の割合が非常に小さい.

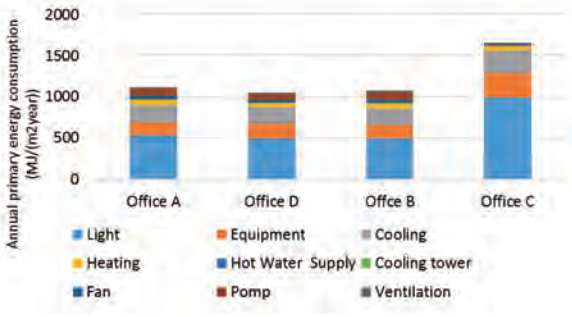


Fig.3 Annual primary energy consumption in office building

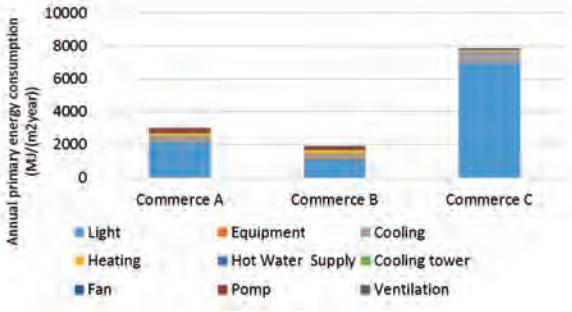


Fig.4 Annual primary energy consumption in commerce building

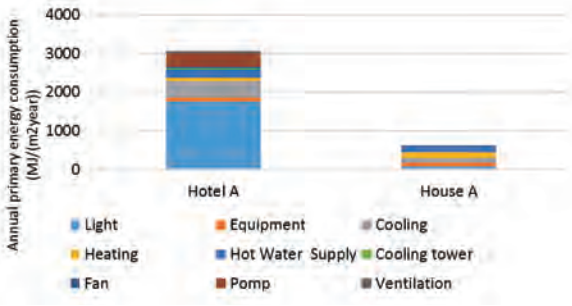


Fig.5 Annual primary energy consumption in hotel and house building

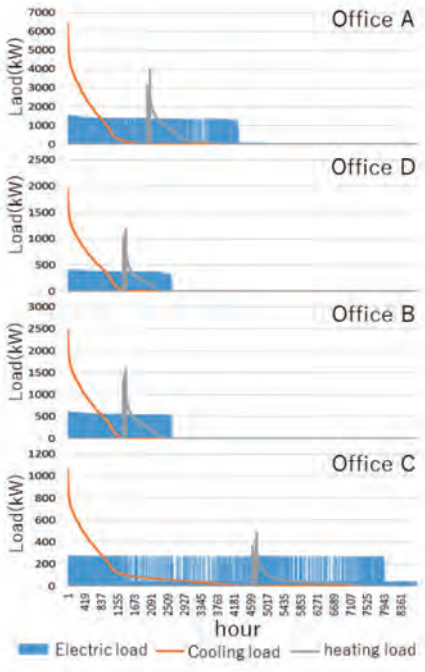


Fig.6 Electric and air-conditioning load in office building

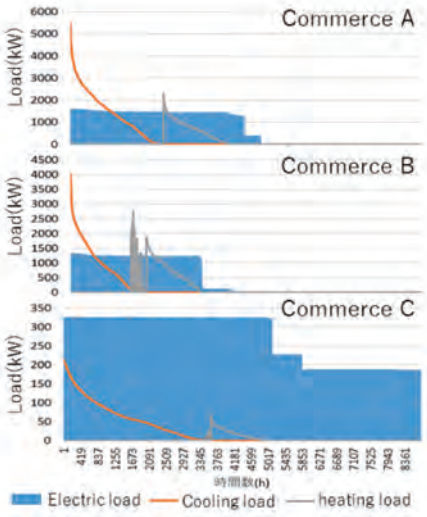


Fig.7 Electric and air-conditioning load in commerce building

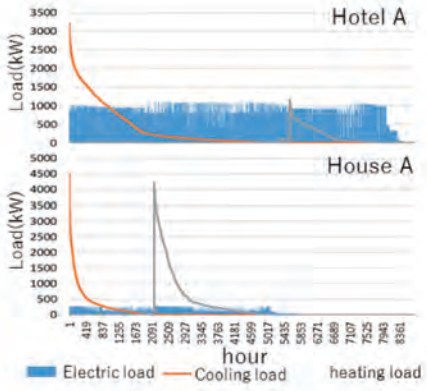


Fig.8 Electric and air-conditioning load in hotel and house building

4. コージェネレーションシステムの導入効果

各建物の負荷特性に基づきコージェネレーションシステム（以降 CGS）の導入とエネルギーの面的利用について検討した．CGS を単体建物で導入した場合と複数建物で面的に利用した場合の比較を行い，エネルギー消費量の削減効果を考察した．

4.1 CGS の運転条件

CGS の運転は電主運転とし，電力負荷から運転台数を決定し，その排熱を利用して冷暖房運転を行う．発電機は逆潮流防止のためにピーク電力の-10%以下で運用し，最低負荷率は 50%とした．一部冷暖房負荷が混在するため，冷房利用より暖房利用を優先した．また，冷暖房能力が不足した場合には追加で熱源を運転した．冷暖房負荷が少なく余剰排熱がある場合は CGS の運転台数を減らした場合との比較を行い，1 次エネルギー消費量が少なくなる運転方法を選択した．Table. 2, Table. 3 に機器仕様を示す．

4.2 個別建物における CGS の導入検討

個別建物への CGS 導入による 1 次エネルギー削減量を検討した．計算結果を Table. 4 に示す．Office A, B, D では CGS が高い負荷率で稼働し，1 次エネルギー消費量が削減されるが，Office C では CGS が低負荷で運転し，稼働時間も短く，ほとんど削減されない．Commerce A, B では CGS が高い負荷率で稼働し，1 次エネルギー消費量が削減されるが，Commerce C では CGS が低負荷で運転し，稼働時間も短く，ほとんど削減されない．Hotel A では CGS が高い負荷率で稼働するが，冷暖房ともに余剰廃熱が大きく，電力負荷に対する冷暖房負荷の割合が小さい時間が長いため 1 次エネルギー消費量の削減効果は小さい．House A では電力負荷が小さく，CGS が低負荷で稼働し，電力負荷に対する冷暖房負荷の割合が非常に大きいため余剰廃熱は少ないが稼働時間が短く，1 次エネルギー消費量の削減効果は小さい．

4.3 エネルギー面的利用の検討

各建物の負荷特性に基づきエネルギーの面的利用を検討した．時間あたりの電力負荷が小さく，CGS が低負荷運転となった Office C と Commerce C は近隣の建物との面的利用により高効率化の可能性がある．また，冷暖房負荷の小さな時間が長く低効率の Hotel A は，冷暖房負荷の大きい建物との面的利用で高効率化の可能性

Table.2 Equipment specification of CGS[2)]

Model number	Electric power generation	Auxiliary power	Waste heat	Gas consumption
EP400G	400kW	20kW	316kW	87.6㎥/h

Table.3 Equipment specification of absorption chiller[3)]

Model number	Cooling Capacity	Waste heat recovery amount	Auxiliary power
NZJ-400	1,407kW	722kW	42kW

Table.4 Annual Primary energy consumption and reduction by CGS

	Existing use	Introduction of CGS	Reduction rate
Office A	50,324	46,112	-8.4%
Office D	13,480	12,431	-7.8%
Office B	19,259	17,848	-7.3%
Office C	11,755	11,585	-1.4%
Commerce A	76,464	70,225	-8.2%
Commerce B	45,515	40,803	-10.4%
Commerce C	24,118	24,007	-0.5%
Hotel A	61,526	57,366	-6.8%
House A	20,500	19,953	-2.7%

がある. これらの建物との距離を考慮し Table.5 に示す検討ケースを設定した. Table.6 に計算結果を示す.

Case1 では, 冷暖房時に余剰排熱が小さい. Office C の単独利用では CGS が低負荷運転となったが, 面的利用により高負荷運転となり 1 次エネルギー消費量が単独利用より削減された. 但し, CGS の稼働時間は変化しないため削減量は小さい. Case2 では, Commerce C の単独利用では CGS が低負荷運転となったが, 面的利用により高負荷運転となったが稼働時間の変化は少なく削減量は小さい. Case3, 4 では, 面的利用により冷暖房時の余剰排熱が小さい. また, CGS の稼働時間が長くなり 1 次エネルギー消費量が削減された. 同じ用途の建物で面的利用を行った場合 (Case1, Case2) には, 負荷特性が似ており 1 次エネルギー削減効果は小さいが, 別用途の建物で面的利用を行った場合 (Case3, Case4) には, 負荷が適当に合成され CGS の稼働時間が増加することで 1 次エネルギー消費量が削減された.

4.4 1 次エネルギー削減量の考察

Fig.9 に CGS による発電量と 1 次エネルギー消費量削減率の関係を示す. CGS による発電量の増加に伴い 1 次エネルギー消費量は削減される. 但し, Hotel A や Commerce A のように余剰排熱が大きいと削減率は小さい. 面的利用を行うことで各負荷が合成され CGS の稼働時間が増加することで 1 次エネルギー消費量の削減率は大きくなった. 但し, 負荷特性の近い建物同士の面的利用では CGS の稼働時間の変化は小さく削減率はあまり変化しない. 負荷特性に違いがあると, CGS の稼働時間が増加するため削減率は大きくなる.

5. 結論

神戸市中央区三宮地区において, 用途・規模ごとに代表建物を選定し, 熱負荷・熱源シミュレーションを行った. 電力や熱の時刻ごとの負荷特性に基づいて複数の建物間でのエネルギー供給による省エネルギー効果を検討した. その結果, 面的利用を行うことで各負荷が合成され CGS の稼働時間が増加することで 1 次エネルギー消費量の削減率は大きくなった. 負荷特性が近い建物間では 1 次エネルギー削減効果は小さいが, 負荷特性が異なる建物間で面的利用を行った場合には, 負荷が適当に合成され 1 次エネルギー消費量が削減された.

Table.5 Case study of several buildings connection

Case	Combination
Case1	Office A～D
Case2	Commerce A +Commerce C
Case3	Commerce A + Hotel A
Case4	Commerce B + HotelA

Table.6 Reduction of primary energy consumption

Case	Existingtotal(GJ)	Single use total(GJ)	Planar use(GJ)
Case1	94819.6	87977.4(-7.2%)	87075.2(-8.2%)
Case2	100582.5	94232.8(-6.3%)	92885.7(-7.7%)
Case3	137559.7	127592(-7.2%)	124287.5(-10%)
Case4	107041.9	98170.4(-8.3%)	94523.7(-11.3%)

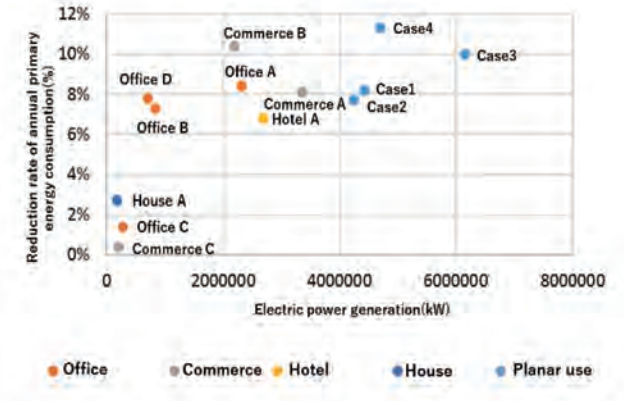


Fig.9 Relationship between power generation amount and annual primary energy consumption

謝辞　本研究の遂行にあたり日建設計総合研究所の范理揚氏, 鈴木義康氏にご支援頂いた. 謝意を表します.

参考文献

1) 株式会社 ZENRIN,
http://www.zenrin.co.jp/product/gis/marketing/marketing04.html
2) 大阪ガス株式会社,
http://ene.osakagas.co.jp/product/cogeneration/1186581_2619.html
3) 川崎重工業株式会社,
https://www.khi.co.jp/corp/kte/pdf/catalogue/01-02_ANJ0305.pdf

フィットネスクラブの給湯・温水システムの省エネルギー
—大型浴槽・プール循環水の解析による熱損失削減方策—
Thermal Analysis and Energy Saving of Hot Water Supply System in a Fitness Club

○池 上　純 代（京都大学）　　鉾 井　修 一（京都大学）
土 居　信 一（関西電力）　　伊庭　千恵美（京都大学）
Sumiyo IKEGAMI*1　Shuichi HOKOI*1　Shinichi DOI*2　Chiemi IBA*1
*1 Kyoto University　*2 Kansai Electric Power Co. INC.

In fitness clubs, there are usually facilities such as an indoor pool, big baths and shower rooms, and a large amount of energy is consumed for the hot water supply. In this paper, we compared the calculated energy consumption (heat loss) from the hot water supply systems for the baths and the indoor pool using the design formula (SHASE) with the measured results. Next, we proposed a dynamic model of thermal calculation, and examined the influence of insulation on the heat reduction.

1．はじめに

フィットネスクラブには通常屋内温水プール、シャワー室、浴室が完備されており、多くの給湯エネルギーが消費されている。本研究は、実使用中フィットネスクラブの給湯・温水システムを対象として計測を行い、給湯エネルギーの消費実態の把握および給湯エネルギーの削減方策の検討を行うことを目的としている。本論文では、対象とするフィットネスクラブの風呂およびプールろ過水循環系統における熱負荷を実測と解析によって検討し、熱損失削減方策について検討した結果を報告する。

2．給湯・温水システムの測定概要と消費熱量特性

2.1　測定対象建物

対象とするフィットネスクラブは、関西に建つ 2007 年竣工の施設である。延床面積は 2993[m²]で、地上 3 階建てである。1 階に 25m×6 コースの屋内温水プール、ジャグジー、設備室、2 階にスタジオ、キッズルーム、男女浴室、3 階にマシンジム、スタジオ、屋上がある。営業時間は平日 9：30～23：00、土曜 9：30～22：00、日曜・祝日 9：30～20：00 である。

2.2　給湯・温水システムおよび測定概要

対象施設における給湯・温水システムの概要を図 1 に示す。ガス給湯器により作られた温水は 2 つの目的に利用される。1 つ目は屋上に設置されたコージェネレーションシステム（以下、コジェネ）とともに加熱した温水を貯湯槽に貯め、主に浴室・プール室のシャワーや風呂浴槽の補給水として利用するもので、以下「給湯循環系統」と呼ぶ。2 つ目は設備室の熱交換器(HEX)を介して、プール・風呂（風呂 A、風呂 B の 2 つ）・ジャグジーの加熱源、およびプール室空調（暖房）熱源として利用するもので、以下「温水循環系統」と呼ぶ。風呂 A は内風呂であり、風呂 B は採光と自然換気を兼ねたトップライトつきの浴室に設置されている。なお、温水循環系統では HP 装置による加熱も行われている。

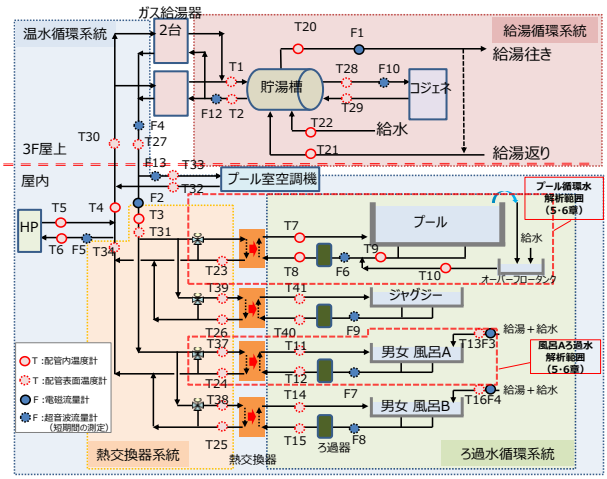


Fig.1　Hot Water Supply System

このシステムにおける配管湯温度と流量、ポンプ使用電力と電流、設備室・浴室・プール室・屋上等の温湿度を測定した。湯温度と流量測定箇所を図 1 中に示す。測定は 2014 年 10 月末に開始し、2017 年 2 月に終了した。

2.3　給湯・温水システムにおける供給・使用熱量の算定

1）算定方法

温度と流量の測定値を用いて供給・使用熱量 Q[MJ/day]を算定し月ごとに平均化する。算定期間は 2015.8～2016.10 である。プール室空調に関しては、算定ができなかった期間がある。

2）算定結果（図 2）

熱量は冬期に増加する。給湯循環系統における使用熱量（給湯実消費と給湯損失）が供給熱量の 50%~60%程度で、算定不可期間を除外すれば温水循環系統における使用熱量(温水熱交換器とプール室空調)はそれぞれ供給熱量の 25~50%程度である。そのうち、プール・風呂・ジャグジーのろ過水の加温を行う熱交換器での使用熱量は供給熱量の 20~30%を占める。

3．加熱負荷計算式による浴槽・プールの熱量算定

3.1　浴槽・プール循環ろ過設備の損失熱量の算定

ろ過循環設備からの熱損失は以下よりなる[1][2]。

1）浴槽・プールからの損失（水面からの潜熱・顕熱損失、槽壁面を通しての損失、入浴者による損失（浴槽のみ））、2）配管・ろ過装置からの損失、3）補給水の加熱負荷。設計用加熱負荷算定式を表 1 に示す。

3.2　対象施設における浴槽・プールの加熱負荷の算定

湯温度や周囲空気の温湿度測定結果から、風呂 A およびプールの各熱損失と加熱量の算定を行う。算定に用いた水面蒸発係数α'や熱伝達率α等の値を表 1 に示す。算定期間は風呂 A は 2015.8 の上旬、プールは 2015.12 の上旬とした。この施設では営業時間外には水面をブルーシートで覆い保温しているが、ここでは保温を行っていない時間帯 9：30~20：00 について算定した。図 3 に戻り湯温と室の温湿度を、図 4 に一日の熱交換器出入口の温度を示す。

【風呂 A 加熱量q_L】風呂 A 熱交換器での加熱量は 1 次側の測定値を用いて算定する。流量は他熱交換器への往き流量を含む測定値 F2 に風呂 A 熱交換器への配分比率(測定値)を乗じたものとする。なお、風呂 A 熱交換器の 1 次側は 2 次側温水温度により三方弁で制御されている。2 次側温水温度が低下したときのみ 1 次側熱交換器に湯が流れるため（図 4 左参照）、その時間のみの熱量を加熱量q_Lとして積算する。

【プール加熱量q_L】プール熱交換器での加熱量は 2 次側の測定値を用いて算定する。風呂 A 同様、2 次側温水温度が低下すると熱交換器により加熱される（図 4 右参照）。

【算定結果】図 5 の左に算定結果を示す。風呂 A、プールともに、各損失熱量の合計が熱交換器による加熱量を倍程度上回っている。負荷の多くは水面蒸発に伴う損失であるため、用いた蒸発係数の値α'（風呂 A：4.67×10^{-5}、プール：3.82×10^{-5}）が過大であった可能性がある。5 章の解析モデル（後述）で用いる蒸発係数（風呂 A：3.0×10^{-5}、プール：1.34×10^{-5}）を用いて算定すると（図 5 右）、風呂 A・プールともに各損失熱量の合計が熱交換器による加熱量に近づくが、風呂 A ではまだ熱交換器による加熱量の方が小さい。これは、風呂 A は加熱量として 1 次側温水が熱交換器に流れている時間帯のみ算定しているが流れていない時間も伝熱による 2 次側への熱供給があり、加熱量を過少に算定しているためと推定される。

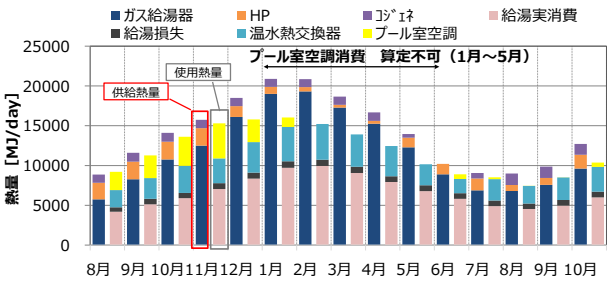


Fig. 2 Supplied and consumed heat (2015/8～2016/10)

Table 1 Calculation of heat loss from bath and indoor pool

項目	一般的な加熱負荷計算式 単位：[W]	対象施設における加熱負荷算定式　単位：[W]	
		風呂A	プール
q_L:加熱負荷（加熱量）	$q_L = q_{eva} + q_{ht} + q_{ws} + q_p + q_{man} + q_s$	$q_L = (T37-T24)F_{A1}\rho c$（1次側） もしくは $q_L = (T11-T12)F_2\rho c$（2次側） $F_{A1}=F_2\times x_A$ x_A:風呂A熱交換器への流量配分比率（=0.17※2）	$q_L = (T31-T23)F_{P1}\rho c$（1次側） もしくは $q_L = (T7-T8)F_6\rho c$（2次側） $F_{P1}=F_2\times x_P$ x_P:プール熱交換器への流量配分比率（=0.4~0.5※2）
q_{eva}:水面からの蒸発に伴う熱損失	$q_e = \alpha'(P_w-P_a)A_{sur}\gamma$ $\alpha' = (0.114v+0.134)/3600^{※1}\cdots$(式e) α'　：蒸発係数[kg/m²kPas] v　：水面上の風速［m/s］ （一般に屋内0.3~0.5） P_w　：水温に等しい飽和空気飽和水蒸気圧［kPa］ P_a　：室空気の水蒸気圧［kPa］ A_{sur}　：水面の表面積［m²］ γ　：水温の飽和蒸気の蒸発潜熱[J/kg]	$q_e = \alpha'(P_w-P_a)A_{sur}\gamma$ $\alpha' = 4.67\times10^{-5}$[kg/m²kPas]とする （式eで風速$v=0.3$m/s(参考値)） P_w：T12を浴槽の基温とみなす	$q_e = \alpha'(P_w-P_a)A_{sur}\gamma$ $\alpha' = 3.82\times10^{-5}$[kg/m²kPas]とする （式eで風速$v=0.03$m/s(測定値)） P_w：T9を浴槽プールの水温とみなす
q_{ht}:水面での熱伝達による熱損失	$q_{ht} = \alpha(T_w-T_a)A_{sur}$ α　：水面熱伝達率[W/m²K]（一般に屋内9.3） T_w　：水温［℃］ T_a　：室空気の温度［℃］	$q_{ht} = \alpha(T12-T_a)A_{sur}$ α =9.3[W/m²K] T12 を浴槽の基温とみなす	$q_{ht} = \alpha(T9-T_a)A_{sur}$ T9 > T_aのとき　α =9.3[W/m²K] T9 < T_aのとき　α =7.0[W/m²K]（下向き熱流） T9をプールの水温とみなす
q_{ws}:槽壁面・底面からの熱損失	$q_{ws} = K_{ws}(T_{ws}-T_g)A_{ws}$ K_{ws}　：槽壁面・底面の熱通過率[W/m²K] T_g　：槽壁面・底面の周囲空気温度[℃] A_{ws}　：槽壁面・底面の面積[m²]	$q_{ws} = K_{ws}(T12-T_g)A_{ws}$	$q_{ws} = K_{ws}(T9-T_g)A_{ws}$
q_p:配管やろ過器等からの熱損失	$q_p = 0.03(q_{eva}+q_{ht}+q_{ws})$ 暗算値として$(q_{eva}, q_{ht}, q_{ws}$の合計の3%とする	$q_p = 0.03(q_{eva}+q_{ht}+q_{ws})$	$q_p = 0.03(q_{eva}+q_{ht}+q_{ws})$
q_{man}:入浴者による熱損失	$q_{man} = 0.1(q_{eva}+q_{ht}+q_{ws})$ 暗算値として$(q_{eva}, q_{ht}, q_{ws}$の合計の10%とする	$q_{man} = 0.1(q_{eva}+q_{ht}+q_{ws})$	$q_{man} = 0.1(q_{eva}+q_{ht}+q_{ws})$
q_s:補給水(湯)の加熱負荷	$q_s = 1163(T_w-T_w')F_s$ T_w'　：補給水(湯)温度［℃］ F_s　：補給水(湯)量[m³/h] h　：加熱時間	$q_s = (T12-T13)F3\cdot\rho c$	$q_s = (T9-T22)F_s\cdot\rho c$ T22　：補給水温度［℃］ 貯湯槽への補給水温度測定値を用いる F_s　：オーバーフロータンクへの補給水量 （メーター測量値を使用）
備考	■参考文献[1][2]　■※1：屋内に関して	■温度Tおよび流量Fの測定点は図1参照のこと	■※2：超音波流量計による計測から求めた係数

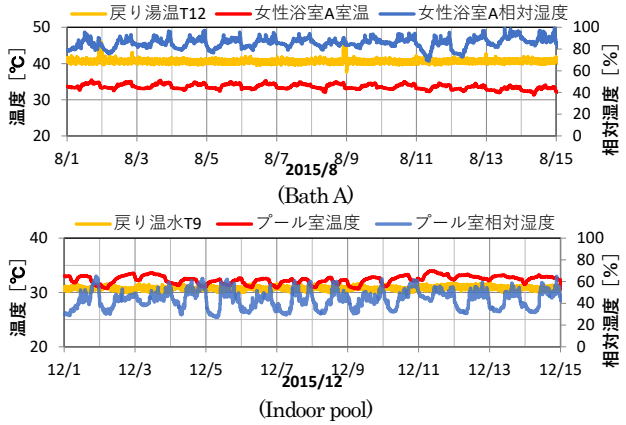


Fig. 3 Hot water temperature and room conditions (Measured)

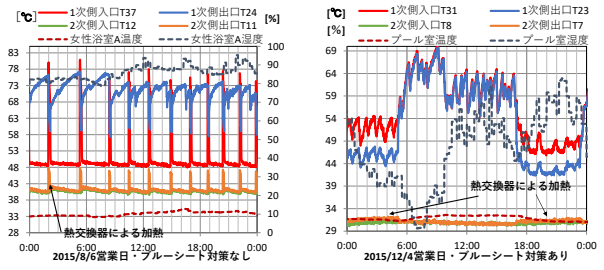
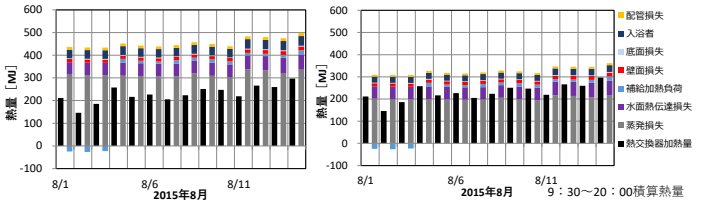


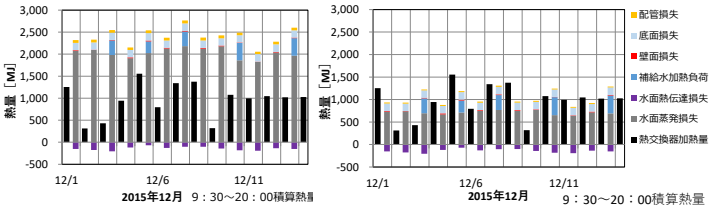
Fig. 4 Hot water temperature of HEX (Measured)

4．熱損失削減のための風呂ろ過水循環系統の断熱改修

設備室に設置しているろ過水加温用の熱交換器とろ過器には断熱材が施工されておらず、熱損失が懸念されたため、風呂 A と風呂 B 系統について断熱を行った。本論では風呂 A 系統の断熱改修について示す。



(BathA)



(Indoor pool)

Fig. 5 Calculated heat loss from bath and indoor pool
(Left: By design formula, Right:After value of coefficient α' changed)

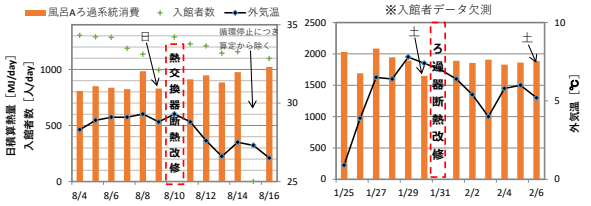


Fig. 6 Energy consumption of Bath A before and after insulation

Table 2 Calculation conditions

		風呂A	プール
周囲温湿度	設備室	測定値	測定値
	配管スペース	設備室測定値	プール室測定値0.8＋外気測定値0.2
	浴室・プール室	測定値	測定値
1・2次側初期条件	1次側	測定値T3	測定値T3
	2次側	測定値T12	測定値T9
1次側境界条件		測定値T3	測定値T3
流量	1次側	F2平均×0.17	F2平均×0.5 F2平均×0.4（熱交換中）
	2次側	熱交換器周りの温水温度測定値と1次側流量を参考に与える	測定値 （オーバーフローと底引きの流量比4：6）
補給水（湯）温度・流量		測定値T13・F3	測定値T10を入力することで考慮
水面湿気伝達率 [kg/m²kPas]	BS※1なし	3.0×10-5	1.34×10^{-5}
	BSあり	$3.0\times10^{-5}\times0.4$	$1.34\times10^{-5}\times0.7$
水面熱伝達率 [W/m²K]	BSなし	9.3	9.3(上向き)/7.0(下向き)
	BSあり（水面とBS間の空気抵抗を加味）	4.6※2	4.6(上向き)/3.9(下向き)
入浴者数（5分浴）［人/h］		48 ((男2人＋女2人)×12)	—
入浴者による損失熱量［W/人］		500※3	—
解析期間		2015/8/4～2015/8/9 2015/8/11～8/16 2016/1/25～1/30 2016/2/1～2/6	2015/12/1
計算方法	配管刻みΔx[m]	0.125	0.125
	時間刻みΔt[s]	0.01	0.005

※1 BS：保温対策のブルーシートのことを指す ※2 風呂AのBS運用は2015/11以降
※2 参考文献[3]を参考に与えた

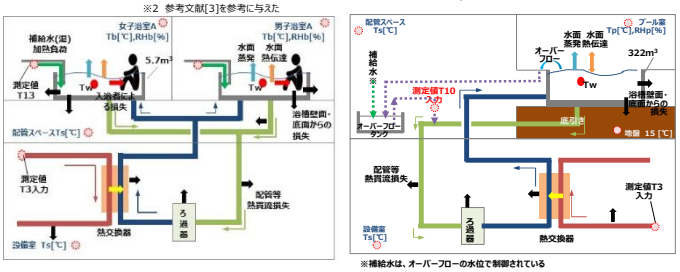


Fig. 7 Schematics of model (Left: Bath A, Right: indoor pool)

4.1 熱交換器の断熱改修（風呂 A）

2015/8/10 に風呂 A の熱交換器周りに片面アルミクラフト貼りのグラスウール（厚さ 25mm）を巻き付けた。改修前後の測定値から算定したろ過系統の消費熱量（熱交換器加熱量）を図 6（左）に示す。消費熱量は断熱後にむしろ増加している。ただ、外気温も低下しているため、その影響を含めて評価する必要がある。

4.2 ろ過器の断熱改修（風呂 A）

2016/1/30 に風呂 A のろ過器に片面アルミガラスクロス貼りのグラスウール（厚さ 25mm）を巻きつけた。断熱改修前後における測定値から算定した消費熱量を図 6（右）に示す。平均では断熱後に消費熱量は減少したが、顕著な違いは見られない。

5. 風呂・プールろ過水循環系統の解析モデル

加熱負荷計算式による風呂・プールの加熱負荷計算では、損失合計が熱交換器による加熱量を上回った。また、熱交換器・ろ過器の断熱改修を行ったが、定量的な評価には外界条件の変化等を考慮する必要があることが分かった。そこで風呂・プールのろ過水循環系統をモデル化し(図 7)、損失熱量を解析によって把握する。

5.1 解析に用いる基礎式と解析条件

配管およびろ過器の温水の流れに伴う熱の移動を一次元の非定常熱伝導方程式で算定する（式 1)。熱交換器内の 1 次側湯温度は式 2 の熱収支式により求める。1 次側温水から周囲空気へ放熱がある場合には、式 2 に周囲空気との熱貫流項を加える。風呂 A の湯温度は式 3 の熱収支式により求める。プールに関しては、式 3 の第 5 項(補給水負荷)と第 6 項(入浴者による損失)を除く。プール補給水負荷はオーバーフローと補給水混合後の測定値 T10 を入力することにより考慮する(図 7 参照)。

$$\rho c\frac{\partial T_{w,pipe}}{\partial t}\pi r^2 = -\rho c\pi r^2 v_{pipe}\frac{\partial T_{w,pipe}}{\partial x} - 2\pi r K_{pipe}\left(T_{w,pipe} - T_{room}\right) \quad (式1)$$

$$\rho c\frac{\partial T_{w,HEX1}}{\partial t}A_{HEX1} = -\rho c A_{HEX1} v_{HEX1}\frac{\partial T_{HEX1}}{\partial x} - A_{HEX}K_{HEX}\left(T_{w,HEX1} - T_{w,HEX2}\right) \quad (式2)$$

$$\rho c V_{bath}\frac{\partial T_{w,bath}}{\partial t} = -\rho c\pi r^2 v_{pipe}\left(T_{w,bath} - T_{w,pipe}\right) - A_{ws}K_{ws}\left(T_{w,bath} - T_{bathroom}\right) - A_{sur}\alpha\left(T_{w,bath} - T_{bathroom}\right) - A_{sur}\alpha'\,\gamma\left(P_{sat,w,bath} - P_{bathroom}\right) - F_s\left(T_{w,bath} - T_s\right)\rho c - N_{man}\cdot Q_{man} \quad (式3)$$

熱交換器の見かけの伝熱面積A_{HEX}は熱交換器の寸法を参考に与え、熱伝達係数K_{HEX}は湯温度の解析結果が測定結果にあうように同定した。熱交換器の作動は 2 次側温水温度で制御し、その作動条件は測定結果に合うように与えた。水面の湿気伝達率α'は湯温度の解析結果が測定結果に合うように同定した。営業時間外には水面をブルーシートで覆い保温を行っているが、このときの熱伝達率αはシートと水面間の空気抵抗を考慮した値とし、水面湿気伝達率α'は湯温度の解析結果が測定結果に合うように与えた。その他の解析条件を表 2 に示す。

5.2 解析結果と測定結果の比較

(1)風呂 A

図 8(上)に 2015.8 の計算期間 2 日間の解析結果を示す。風呂の温度低下・熱交換の頻度を大略再現できている。ろ過系統での消費熱量は、解析と測定で大略一致している(図 9 左)。この解析結果によれば、ろ過系統での消費熱量の 57%が水面蒸発損失、16%が水面熱伝達損失、11%が入浴者による損失によるものである(図 10 左)。

2016 年 1 月の解析結果(図 8 下)では、風呂の温度低

下・熱交換の頻度を大略再現できている。ただ、測定では一次側温水が熱交換器内を流れていない（2 次側への熱供給がない）時間帯に熱交換器の出入口で温度差が大きく生じているが、解析結果ではさほど温度差は生じていない。測定結果がこのように変動する理由は、一次側からの伝熱による熱供給のためと推定される。この違いによって、消費熱量の解析結果は測定結果より 40%程度小さくなっている(図 9 右)。

(2)プール

プール系統の各所の温水温度の解析結果は測定結果を大略再現できている(図 11)。消費熱量は、測定結果が 3316MJ/day であるのに対し解析結果が 3383MJ/day となりほぼ一致している。プールろ過水系統における損失熱量では、水面からの蒸発損失が全体の 38%、水面での熱伝達損失は5%で、湯温に比べ室温が高い時間が多いために室から熱が供給されている(図 3 参照)。オーバーフローの損失も大きく 24%となった。オーバーフローは地下ピットに存在するタンク内に集められるが、測定値 T9(底引き)と T10（オーバーフロータンク出口）では T10 の方が約 0.2℃低いことからも、タンク内での放熱が原因である可能性がある(図 11 中 T10 参照)。

６．風呂 A ろ過循環系統への断熱の検討

風呂 A の解析モデルを用いて、4 章で述べた断熱前後の状況の再現を試みた。**CASE1**：断熱前の温湿度条件・断熱なし、**CASE2**：断熱後の温湿度条件・断熱あり、**CASE3**：断熱前の温湿度条件・断熱ありの 3 ケースで検討を行った。

１）熱交換器の断熱（図９左）

CASE2 では CASE1 と比較して消費熱量が増加し測定結果の傾向と一致した。CASE3 では CASE1 と比較して消費熱量は 8/9 を除き 0.5%程度の減少となった。

２）ろ過器の断熱（図９右）

CASE2 では CASE1 と比較して消費熱量に大きな変化はなく、測定結果の傾向と一致したが、熱量が解析の方が測定よりも 40%小さい。これは湯温度の再現性の問題によるものである(図 8 下)。CASE3 では CASE1 と比較して消費熱量は 3%程度の減少となっている。

７．まとめ

本論文では、フィットネスクラブにおける風呂およびプールろ過水循環系統における消費熱量を実測と解析により求め、熱損失削減方策について検討した。

参 考 文 献

[1]空気調和・衛生工学会：第 14 版 空気調和・衛生工学会便覧 4 給排水設備設計篇 [2] 赤井､鎌田ら：大型浴槽からの熱損失、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、第 73 巻、第 1 号、pp.53－64、1999 [3]芹川、前ら：水まわり空間を中心とした省エネルギー性と快適性に関する研究、日本建築学会環境系論文集、第 77 巻、第 673 号、pp.143-151、2012

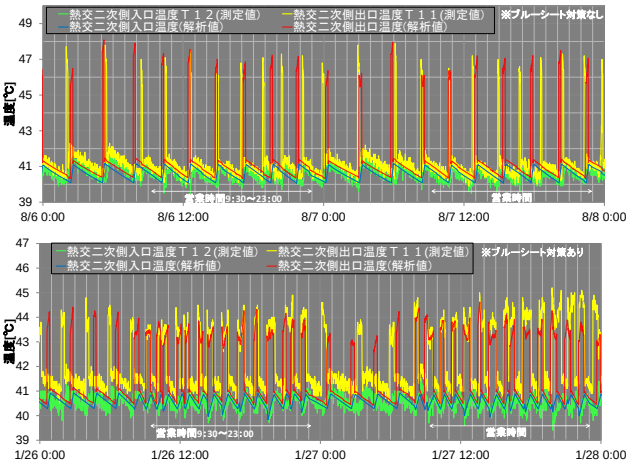
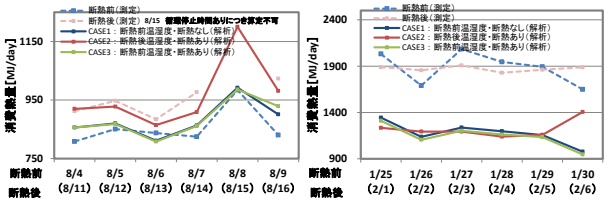


Fig. 8 Measured and calculated hot water temperature of Bath A

(Upper: two days of 2015.8, Lower: two days of 2016.1)



(HEX) (Filter)

Fig. 9 Measured and calculated energy consumption of Bath A before and after insulation

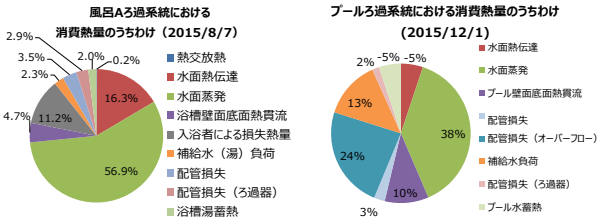


Fig. 10 Breakdown of heat loss (calculated)

(Left: Bath A, Right: indoor pool)

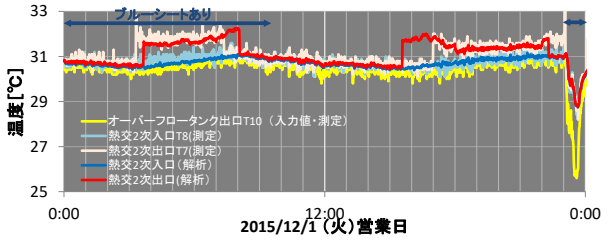


Fig. 11 Measured and calculated hot water temperature of indoor pool

【記号】 ρ：水の密度[kg/m^3]，c：水の比熱[J/kgK]，T：温度[℃]，t：時間[s]，x：長さ[m]，r：配管半径[m]，v：流速[m/s]，K：熱貫流率（熱伝達係数）[W/m^{2}K]，V：容積 [m^3]，A：面積[m^2]，α：熱伝達率[W/m^{2}K]，α'：湿気伝達率[kg/m^{2}kPas]，γ：蒸発潜熱[J/kg]，P：水蒸気圧[kPa]，F：流量[m^3/s]，N：入浴者数[人]，Q：入浴者による損失熱量[W/人] **【添字】** w：水（湯），$pipe$：配管，$room$：設備室など，HEX：熱交換器伝熱部分，$HEX1$：熱交換器 1 次側，$HEX2$：熱交換器 2 次側，$bath$：浴槽，bs：浴槽壁面・底面，$bathroom$：浴室，sur：水表面，sat：飽和，s：補給水(湯)，man：入浴者

謝 辞

本研究を進めるにあたって、対象としたフィットネスクラブの関係者各位から多大なご協力を頂きました。ここに記して謝意を表します。

高齢者介護施設における給湯・温水システムのエネルギー使用量と熱損失の定量的評価
Quantitative Evaluation of Energy Consumption and Heat Loss on Hot Water Supply and Heating System of Nursing Home

○稲本　佳奈（京都大学）　伊庭　千恵美（京都大学）　鉾井　修一（京都大学）
小椋　大輔（京都大学）　高田　暁（神戸大学）　飯田　賢司（公益財団法人 LIXIL 住生活財団）
Kana INAMOTO*[1]　Chiemi IBA*[1]　Shuichi HOKOI*[1]
Daisuke OGURA*[1]　Satoru TAKADA*[2]　Kenji IIDA*[3]
*[1] Kyoto University　*[2] Kobe University　*[3] LIXIL JS Foundation

In Japan, with an increase in the aging rate, the demand for nursing home is increasing. Such facilities are equipped hot water supply and heating system and require a lot of energy for bathing, preparing meals and heating rooms. In this study, the temperature and the flow rate of hot water were continuously measured, and then the energy consumption and the heat loss from the system were calculated. Furthermore, on the basis of the results some effective energy-saving measures were examined.

1．はじめに

近年日本では高齢化に伴い、高齢者介護施設の需要が高まっている [1)]。高齢者介護施設では、入浴や食事に給湯が使用され、さらに本研究で対象とした施設のような寒冷地では温水による暖房も普及しており、多くの給湯・温水システムのエネルギーが使用される [2)]。新築建築物の省エネ化がより一層推進されている中、既存建物のコミッショニングやエネルギーマネジメントの重要性も増している。しかし既存の建物において実測によって給湯・温水システムのエネルギー使用量とシステムからの熱損失を詳細に測定した実例としては、ビジネスホテル [3)]やフィットネスクラブ [4)]を対象としたものがあるものの、高齢者介護施設についての実例はほとんどない。また、高齢者は若齢者と快適感や温冷感が異なることも報告されており [5)]、特有の温熱環境制御が求められる。したがって、既存の高齢者介護施設の給湯・温水システムに関してエネルギー使用量と熱損失を定量的に評価する事は今後増加するであろう高齢者介護施設の省エネルギー対策に寄与するものと考えられる。

そこで本研究では、北海道にある高齢者介護施設を対象に、給湯・温水システムの各部温度と流量を測定し、その結果に基づいて系統別消費熱量の算定を行い、省エネルギー対策の検討を行った。

2．調査概要

2.1　測定対象建物

測定対象は冬季の平均外気温が 0℃を下回る寒冷地に建つ、デイサービスセンターを備えた特別養護老人ホームである。建物平面の概要を Fig. 1 に示す。建物は事務室、食事室、デイサービスセンター、浴室、機械室がある中央棟と、入居者の計 29 室の居室がならぶ西ウイング、東ウイングからなる。中央棟で入居者がくつろぐデイルームは南向きである。

中央棟は東西に 62.5m、南北に 42.5mで、西ウイングと東ウイングはそれぞれ 42.4m×15.0mと 36.7m×11.6m（延床面積 2,903m^2）であり、地上 1 階建て、構造は RC 造である。

デイサービスの営業時間は月曜日から金曜日の午前 8：30～午後 5：15 である。対象施設の入居者は約 60 名で、デイサービスの利用定員は約 30 名で、スタッフ数は約 30 名である。

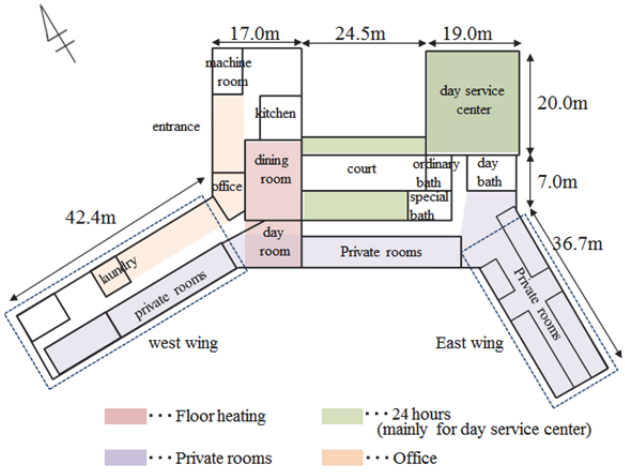


Fig. 1 Facility plan

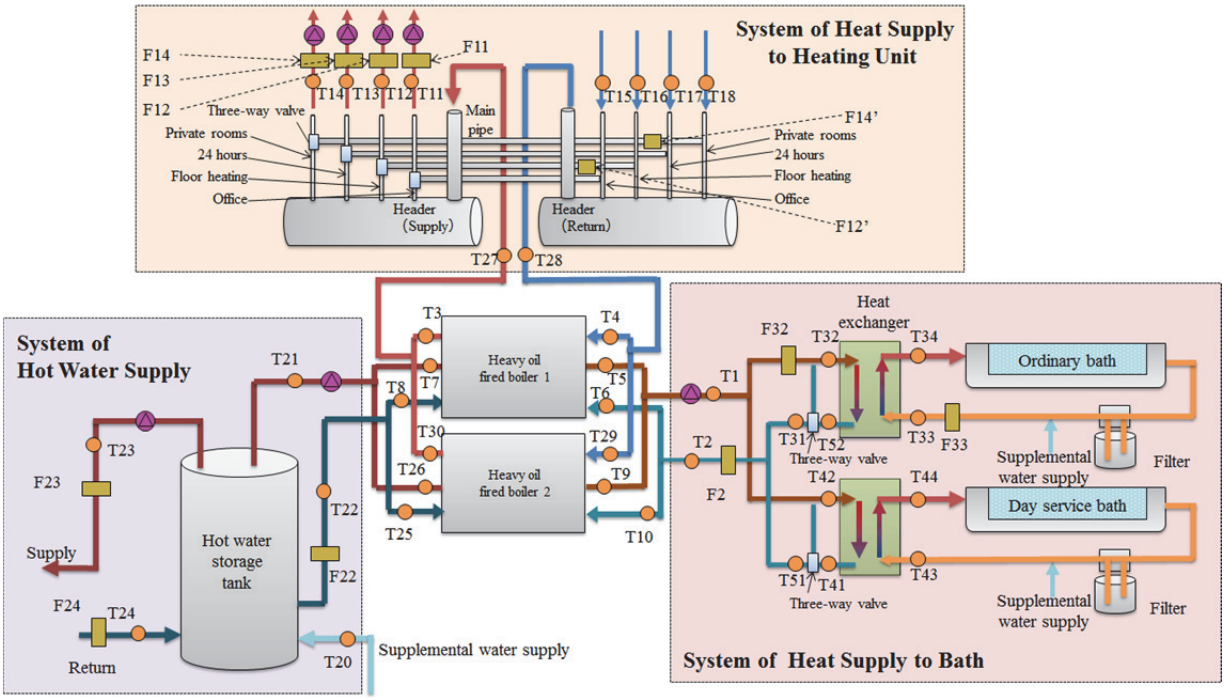


Fig. 2 Hot water supply and heating system

2.2 対象施設の給湯・温水システム

本施設の給湯・温水システムを Fig. 2 に示す。機械室にあるボイラー2 台でつくられた温水は 3 系統に送られる。各室に湯を供給する系統を「給湯系統」、浴槽の温水に熱交換器を介して熱を供給する系統を「浴槽昇温系統」、各室の暖房の熱源となる温水パネルや床暖房に温水を循環させ熱を供給する系統を「温水供給系統」と呼ぶ。

「温水供給系統」ではボイラーから送られた温水は一度ヘッダーを介してさらに 4 つの系統に分かれる。その際に還り流量との混合割合を三方弁により調整し、往き温度の制御を行う。それぞれの系統を、床暖房を循環する「床暖房系統」、主にデイサービスセンターの温水パネルを循環する「24 時間系統」、各居室の温水パネルを循環する「居室系統」、事務室等の管理室の温水パネルを循環する「管理系統」と呼ぶ。各系統の温水パネルと床暖房の設置個所を Fig. 1 にあわせて示す。

2.3 測定項目

本研究では温水温度、配管内流量、ポンプの電流値を測定した。測定箇所を Fig. 2 にあわせて示す。T が温度、F が流量を測定した点である。温度は各系統の往きと還り配管の表面に T 型熱電対を貼りつけ、断熱材を上から巻き直して測定し、これを温水温度として代用した。配管内流量は流量が変動する給湯系統では継続的に測定し、流量が一定の系統では短期間ずつ測定した値を全期間に代用した。流量が一定の系統でもポンプが発停を繰り返すため、ポンプ電流値から発停を確認した。測定は 2016 年 9 月 22 日に開始し、1 分間隔でデータを記録した。

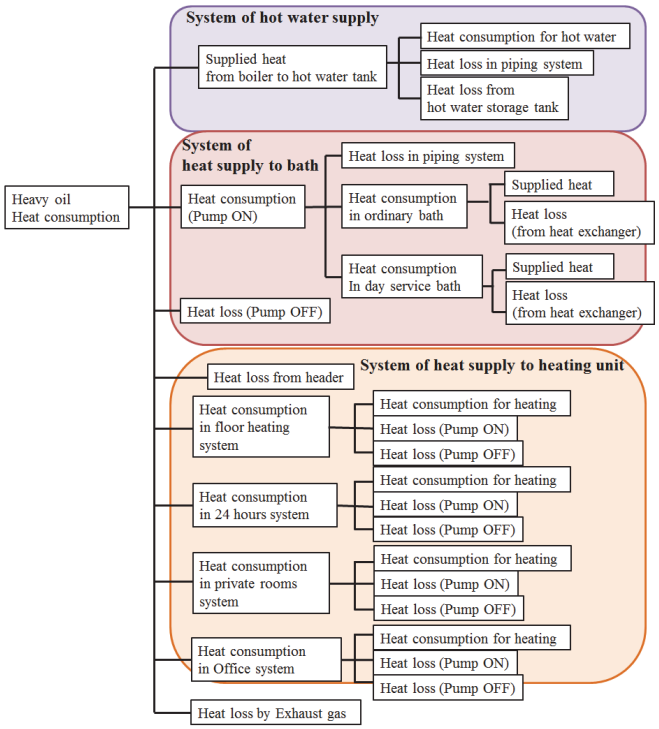


Fig. 3 Diagram of heavy oil energy use breakdown

2.4 施設の重油エネルギー消費内訳

本施設の重油エネルギーの消費内訳を Fig. 3 に示す。給湯系統ではボイラーから貯湯槽へ供給した熱量は主に給湯使用熱量となるが、一部は各室に送られる過程で配管や貯湯槽から損失される。

浴槽昇温系統ではポンプの発停により使用時のエネルギー消費と停止時の配管熱損失が生じる。使用時消費熱量は主に浴槽側への交換熱量（供給熱量）として消費さ

れ、一部が熱交換器や配管から損失される。

温水供給系統では 4 つの暖房系統があり、それぞれに暖房として使用される熱量と使用時と停止時の配管からの損失熱量が生じる。さらにボイラーからの排ガス損失も生じる。

2.5 熱量算定方法

本施設のエネルギー消費量算定式を式(1)～(6)に示す。暖房系統は全て同様の式であるため床暖房系統のみ式(5)に示す。式に示した T と F は Fig. 2 に対応し、Q は日積算消費熱量[MJ/日]，ρは水の密度[kg/m³]、c は水の比熱[J/kgK]である

・ボイラーから貯湯槽への供給熱量

$$Q1 = \sum(T21 - T22) \times F22 \times \rho \times c \quad (1)$$

・給湯使用熱量

$$Q2 = \sum(T23 - T20) \times (F23 - F24) \times \rho \times c \quad (2)$$

・給湯配管損失熱量

$$Q3 = \sum(T23 - T24) \times F24 \times \rho \times c \quad (3)$$

・貯湯槽からの損失熱量

$$Q4 = Q1 - Q2 - Q3 \quad (4)$$

・床暖房使用時消費量

$$Q5 = \sum(T12 - T17) \times F12 \times \rho \times c \quad (5)$$

・浴槽昇温実消費熱量

$$Q6 = \sum(T1 - T2) \times F2 \times \rho \times c \quad (6)$$

3．調査結果

3.1 施設の重油消費量

本施設のボイラーの熱源は A 重油である。重油消費量は施設管理者が毎日 8:00 にメーター数を確認し、記録している。Fig. 4 に本施設における 2016 年の重油消費量をエネルギー換算したものを示す。なお、A 重油のエネルギー換算係数は 39.1[MJ/L]とした。冬季には夏季と比べ 3～5 倍の重油を消費していることがわかる。

3.2 熱量算定結果

Fig. 5 に温度と流量の測定結果を用いて算出した本施設の 2016 年の 12 月重油消費量の内訳を示す。本施設の重油消費量では温水供給系統の占める割合が 22%、給湯系統が 20%、浴槽昇温系統が 1%であることがわかった。また、その他にはボイラーの排ガス損失量、各系統におけるポンプ停止時配管損失熱量が含まれる。対象施設のボイラーの設計効率は 82.5%であるが、使用年数が 20 年を超えているので排ガス損失量はさらに大きいと考えられる。これらの結果から、エネルギー消費量の多い系統において、適切に対策を行うことが効果的であるといえる。

4．結果からの考察

4.1 温水供給系統に関する考察

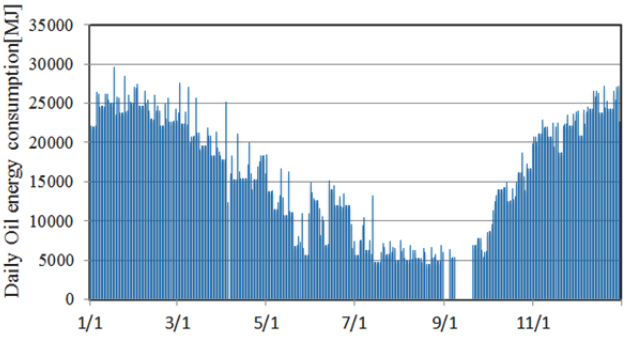


Fig. 4 Annual Heavy oil consumption (2016)

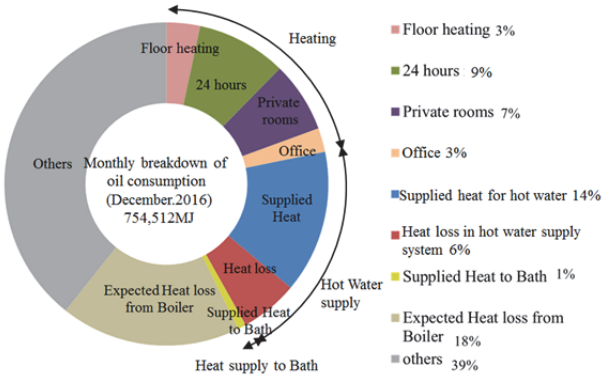


Fig. 5 Energy use breakdown of oil consumption (December, 2016)

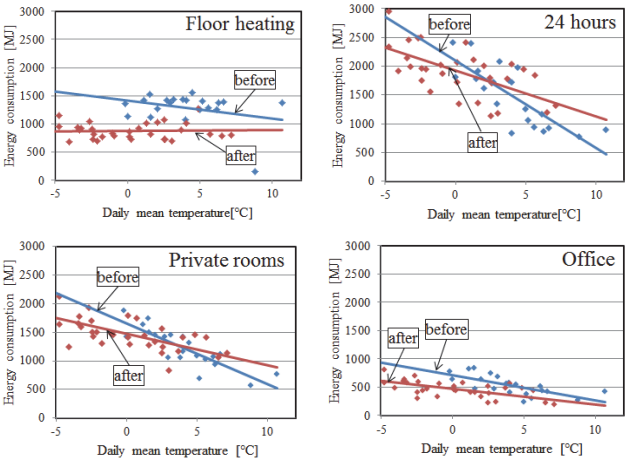


Fig. 6 Energy consumption in each heating system before and after change of set temperature of floor heating

温水供給系統は全体に占めるエネルギー消費量の割合が大きく、24 時間系統と居室系統が上位を占めている。一方で、施設の方への聴取によると、冬季に部屋が暑いという意見が多いことがわかった。そこで温水供給系統の全系統において設定温度の見直しを検討することとした。ただし、高齢者は環境調整能力に個人差が大きいため、設定温度の変更は入居者の健康に気を付けながら慎重に行う必要がある。そのため 11 月より、特に暑いと言われていた食事室の床暖房の設定温度を 2℃低下させた。

Fig. 6 の左上に床暖房系統、右上に 24 時間系統、左下に居室系統、右下に管理系統における、床暖房系統の設定温度変更前後の日平均外気温と日積算消費量を示す。他の 3 系統と比較して床暖房系統では、同程度の平均外気温日における日積算エネルギー消費量が明確に減少したことが示された。同時に、居住者の温冷感に変化は感じられないとの聴取も得られており、暖房系統における設定温度を適度に下げる等の見直しを行うことで、生活の質を落とさずに省エネルギー効果を得ることができると考えられる。

4.2 給湯系統に関する考察

給湯系統も全体に占めるエネルギー消費量の割合が大きく、特に配管損失熱量が大きいことが示された。Fig. 7 に冬季における貯湯槽まわりの温度変化の例を示す。

温水温度測定結果より、給湯系統における省エネルギー策として 3 つの対策案が考えられる。1 つ目は、給湯の往きと還りの温水温度の差が平均 2.5℃もあるため、配管の断熱を見直すことである。2 つ目は、貯湯槽へ補給される水道水の温度が夏季では 18～19℃、冬季では 5～6℃であり、冬季におけるボイラー負荷が大きくなるため、ボイラーの排熱等を利用して補給水の温度を上げることである。3 つ目は、給湯の往き温度が 65℃-70℃と、かなり高温の温水が送られており、設定温度の見直しを行うことである。しかし給湯往き温度を下げすぎると、給湯配管での熱損失が大きい場合に途中でレジオネラ菌が発生する恐れがあるため、事前に温水温度の時間変化の予測を行う必要がある。

4.3 浴槽昇温系統に関する考察

浴槽昇温系統のエネルギー使用量が全体に占める割合は 1%と小さいが、現段階ではポンプ停止時の配管からの放熱損失量に関しては考慮できていない。浴槽昇温系統ではポンプの発停が多いため停止時の熱損失が大きいことが予想される。浴槽昇温系統の一般浴槽熱交換器周りの温度変化の例を Fig. 8 に示す。ポンプの停止直後は約85℃であった配管表面温度が 4 時間後には約30℃低下しており、相当量の熱損失が見込まれるため、今後数値解析等によりポンプ停止時の熱損失の定量化を行う。

5. まとめ

高齢者介護施設の給湯・温水システムにおいて、効率的な省エネルギー対策を施すため、各系統におけるエネルギー消費量を測定した。現段階では給湯系統と温水供給系統におけるエネルギー消費量が大きいことが分かったため、これらの系統において省エネルギー対策を考案していくことが適切だと考える。

温水供給系統においては床暖房の設定温度の見直しを行うことが効果的であったため、別系統についても順次設定温度の見直しを行う。

今後は未だ算定できていない各系統の停止時の熱量算出を行うとともに、省エネ対策手法の効果を検証する。

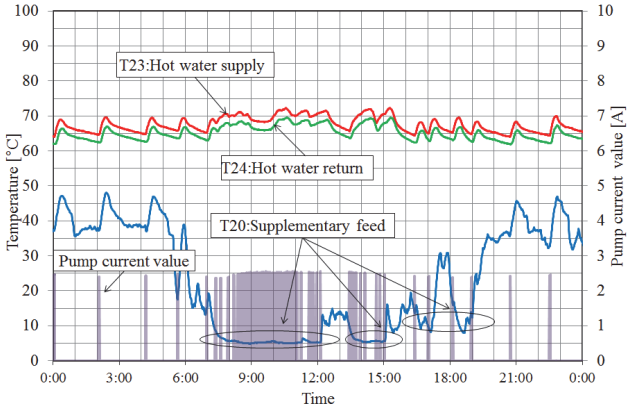


Fig. 7Typical daily temperature profile in water supply system

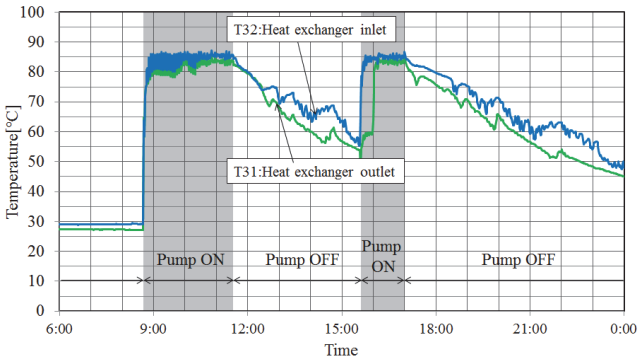


Fig. 8 Typical daily temperature profile of heat exchanger inlet and outlet in heat supply system to bath

謝 辞

本研究を進めるにあたって、対象とした高齢者介護施設の関係各位から多大なご協力を頂きました。ここに記して謝意を表します。

参 考 文 献

1) 厚生労働省―平成 27 年社会福祉施設等調査の概況－ http://www.mhlw.go.jp/toukei/saikin/hw/fukushi/15/dl/kekka-kihonhyou01.pdf アクセス日 2017/2/20
2) 西名大作：福祉施設のエネルギー消費特性～居住系高齢者福祉施設を対象として～, IBEC, No.205, Vol.35-4, pp.2-5, 2014
3) 増田喜憲, 他：ビジネスホテルの給湯システムにおける熱損失の評価と保温改修―給湯配管および貯湯槽の伝熱解析と熱損失低減方策―, 第 43 回空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2014
4) 池上純代, 他：フィットネスクラブにおける給湯システムの断熱改修効果の検証, 日本建築学会学術講演梗概集 D-1, pp. 1245-1246, 2016
5) 都築和代, 他：冬季における高齢者の温冷感と体温調節反応, 日本建築学会学術講演梗概集 D-2, pp. 395-396, 2002

空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会
（第 1 報）建物運用のゼロエネルギー化に関する事例研究
～大阪市立大学杉本キャンパスを対象として～
Creating Zero Energy Buildings through building management: Case study of Sugimoto campus in Osaka City University

○東 千香子（大阪市立大学）
Chikako Azuma, Osaka City University

Nowadays, ZEH (Zero Energy House) and ZEB (Zero Energy Building) in which the net amount of primary energy used in a building is zero or less due to saving energy and using renewable energy has been gaining attention. In this research, the power consumption in Osaka City University Sugimoto Campus is analyzed for changing Osaka City University Sugimoto campus into Zero Energy Buildings through building management.

1. はじめに

地球温暖化の原因である CO2 削減のため、建物の省エネルギー化は課題となっている。また、東日本大震災における電力需給の逼迫、国際情勢の変化によるエネルギー価格不安定化等により建築物のエネルギー自給の必要性が強く認識されるようになっており、室外の環境品質を低下させることなく可能な限りの省エネと再生可能エネルギーの導入で年間の一次エネルギーが正味でゼロになる、ZEH（ゼロ・エネルギー・ハウス）や ZEB（ゼロ・エネルギー・ビルディング）に注目が集まっている。建物のゼロエネルギー化を達成するにはエネルギー消費削減と再生可能エネルギーの利用という２つの側面が重要である。

本研究では、大阪市立大学を事例に、エネルギー消費の変動を把握しながら、再生可能エネルギーを利用し、既存の建物を運用によって年間のエネルギー消費を正味でゼロにすることを考えていく。まず、大学のエネルギー消費の大きな部分を占めている電力消費に関して、①再生可能エネルギーを利用していくために、一日の消費量の時刻別変化と年間の季節による変動を把握すること、②消費電力削減のために、どのような消費の割合が大きいのか内訳を把握することと、ピーク電力の状況を把握することを目的に分析を行った。

2. 方法

大阪市立大学杉本キャンパス（医学を除く全学部研究科）の文系学学部が主に使用する本館地区、全学共通教育の授業を受ける教室や先端研究所のある旧教養地区、理系学部が主に使用する理系地区の主要棟すべてを対象とする。

電力消費量データに関しては、大学構内のエネルギー管理主体（アズビル（株））と連携し、2013 年 4 月から 2016 年 3 月までのデータを使用する。

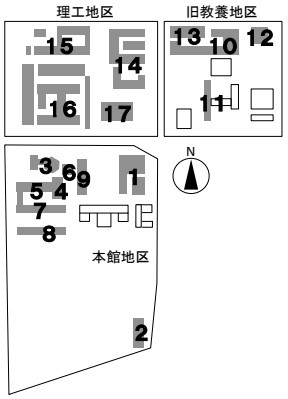


Fig.1 Site plan in Osaka City University Sugimoto Campus

Table.1 Overview of buildings in Osaka City University Sugimoto Campus

	Building	Structure	Construction area(㎡)	Total floor area(㎡)
A:Humanities Colleges area				
1	Student Support Center	RC5	1808.78	3531.54
2	Kokai Engineening Hydraulics	SL1	1418.38	1551.15
3	Tanaka Memorial	RC3	1628.80	3337.28
4	Law Faculty	SR11	874.33	6460.01
5	Economic Research Institute	RC4	1096.21	4064.22
6	Urban Affairs Center	RC3	259.20	894.24
7	Literature Faculty	RC4	1797.09	6801.33
8	Business and Economics Faculty	RC4	1229.36	4757.94
9	Takahara Memorial	S2	937.52	1448.27
B:Old Liberal Arts Clleges area				
10	University-wide General Education	RC5/B1	4693.93	12642.79
11	Advanced Research Organizarion	RC3	1370.95	6282.02
12	Common Reseach of Science	RC5	1257.98	3734.64
13	Basic Education Laboratory	SR5	749.69	2597.58
C:Sience Colleges area				
14	Sience Faculty	RC/B1～4	6586.22	23030.28
15	Engineering Faculty	RC/1～6	9071.25	27619.68
16	Human Life Science Faculty	RC1～4	3663.97	8485.42
17	Academic Information Technology Ce Café in Academic Information Techno	SRC/B1～10	2864.94	37434.00

Table.2 Overview of Sections in Osaka City University Sugimoto Campus

Sections	Construction area(㎡)	Total floor area(㎡)
Humanities Colleges area	22186.38	96569.38
old Liberal Arts Colleges area	17446.45	39600.46
Sience Colleges area	20190.74	49725.61
Total	59823.57	185895.45

3. 結果

3.1 大阪市立大学の電力消費の概要

大阪市立大学の年間電力消費量は約 18,000,000kWh/年、である。2015 年度の年間 CO2 排出量は 8,990,758 kg-CO2 であった。（CO2 排出量換算係数は、2015 年度（H27 年度）0.496 kg-CO2/kWh（調整後）関西電力を使用）

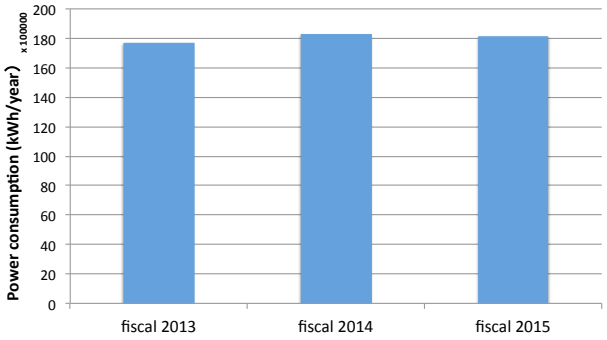


Fig.2 The annual total power consumption in Osaka City University Sugimoto Campus

3.2 時別電力消費と内訳

電力消費の内訳とその変化を把握するため、授業の有無、季節（夏季・中間期・冬季）を考慮して、1 日の消費量について、2015 年 4 月から 2016 年 3 月の 30 分ごとの電力消費データを使用し、分析を行った。

季節性に関しては、空調の使用状況で消費量が異なってくることを配慮し、夏季（6、7、8、9月）、中間期（4、5、10、11月）、冬季（12、1、2、3月）に分けた。

例として、大学全体の夏季授業期間の電力消費の内訳の求め方を以下に示す。

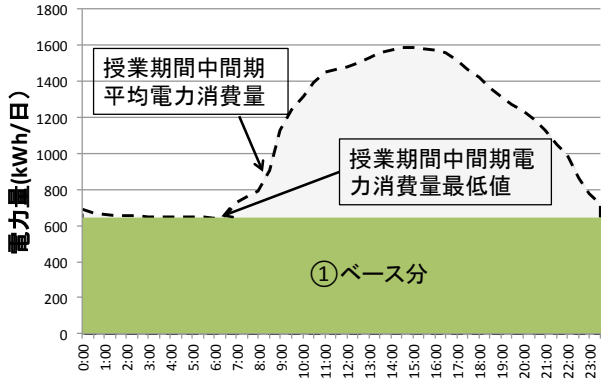


Fig.3 Estimating the details of power consumption①

授業期間中間期電力消費量最低値を人の活動に伴わない消費電力としてベース分の消費と設定する。

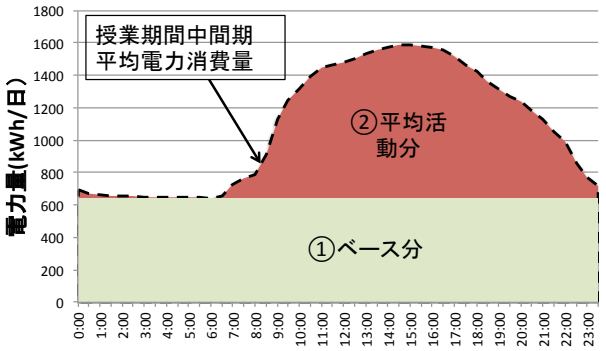


Fig.4 Estimating the details of power consumption②

授業期間中間期平均電力消費からベース分を引いた残りを、人の活動に伴う消費電力として平均活動分の消費と設定する。

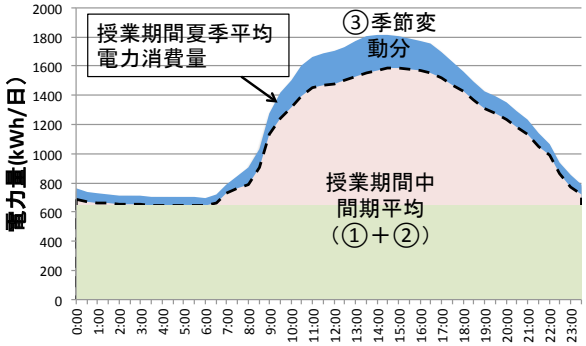


Fig.5 Estimating the details of power consumption③

業期間夏季平均電力消費量から、授業期間中間期平均を引いたものを季節動分の消費とする。

全体では、朝 8 時頃に平均活動分と季節変動分の消費電力が増え出し、夜 23 から 24 時頃にはなくなる。授業期間外は、授業期間と比べて平均活動分消費量が一日あたり 12087kWh 減り約半分になるため、授業の有無で、特に日中の時刻別消費量が大きく異なる。また、夏季と冬季の季節変動分の増加は、日中を中心に一日あたり約 6000～9000kWh/日みられた。

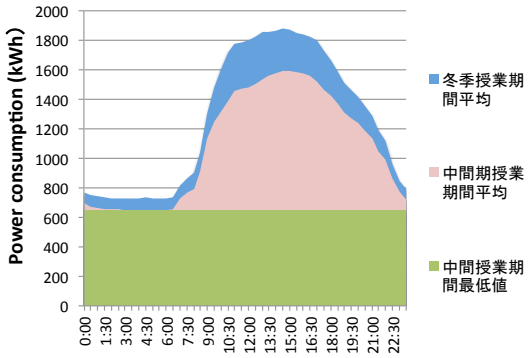


Fig.6 The details of power consumption during the term of classes in the winter

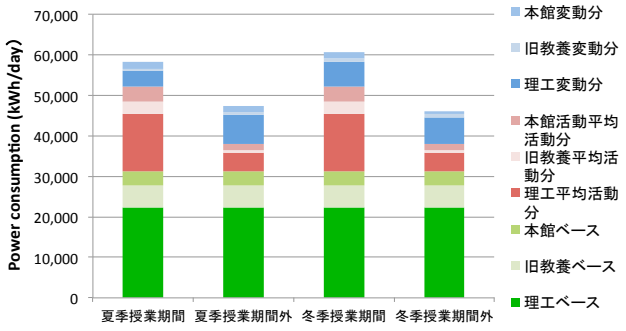


Fig.7 The details of power consumption in a day

大学全体の１日の合計電力消費の内訳では、どの時期もベース分が５０%以上を占めていて、そのうちの 70%を理工地区が消費している。　授業期間と授業期間外では、平均活動分の電力消費量の差が大学全体で１日あたり 14200kWh/日ほどあった。

また、季節変動分は授業期間で全体の１１～１４%、授業期間外で１８～２０%を占めていた。全体で見ると、1 日あたりの合計電力消費量の多い部分としては、理工地区ベース分、授業期間理工地区平均活動分、旧教養地区ベース分、理工地区季節変動分が挙げられる。

活動分や季節変動分は 1 日あたりの消費電力の割合としてはベース分と比べると大きくはないが、日中の活動時間にだけ発生するので、ピーク電力への影響は大きいことは留意する必要がある。

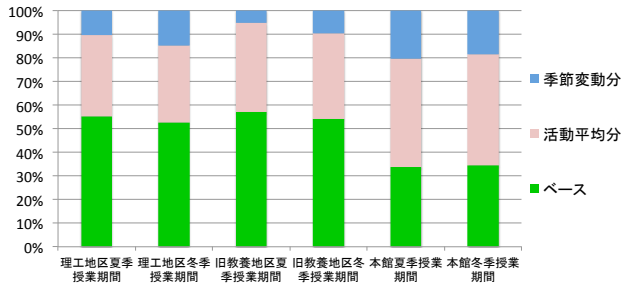


Fig.8 The details of power consumption in a day at each section

授業期間の一日の電力消費の内訳について、地区ごとで見ると、理工地区と旧教養地区は全体の 50%以上がベース分なのに対して、本館地区のベース分は 34%～35%ほどで小さく、平均活動分が 46%から 47%で大きい傾向が見られた。内訳は、建物の用途によっても変わっていることがわかる。

3.3　年間のピーク電力に関する分析

2015 年度の年間の電力消費量の分布は図 9 のようであった。

年間で 1700kWh 以上の時間は 2015 年度で 9.5%、2014 年度で 10.9%、2013 年度で 11.0%あり、年間で約 10%であった。電力消費が 1700kWh の時の 12.5%は授業期間外であり、ほとんどが授業期間であった。また、気温は図・からわかるように気温が高い時、もしくは気温の低い時の発生率が高い傾向がある。これらのことから、1700kWh の大きな電力消費は、授業等に伴う活動による電力消費と、空調による電力消費が増えることで発生すると考えられる。

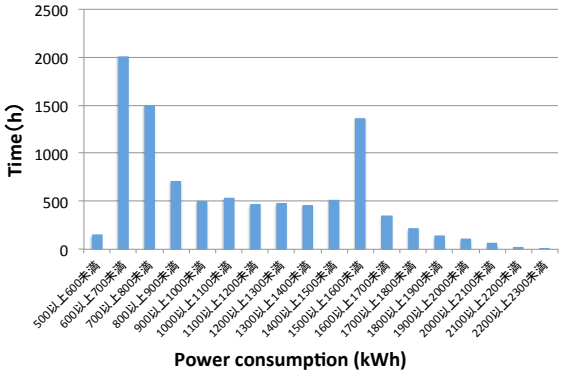


Fig.9 The distribution of power consumption in fiscal year 2015

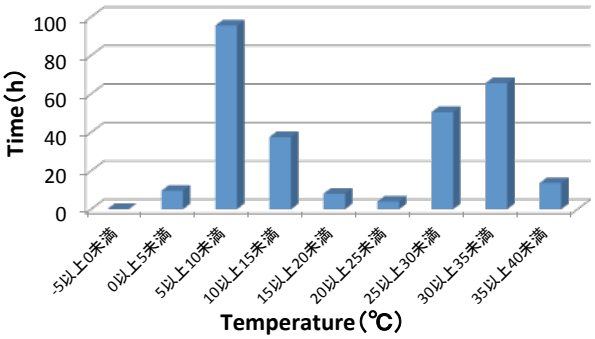


Fig.10 The distribution of the temperature when the power consumption is more than 1700kWh in fiscal year 2015

また、ピーク電力が 2000kWh 以上の日の平均の一日の電力消費の内訳をみると、平均活動分と季節変動分を合わせた割合がどの地区でも 50%以上であった。

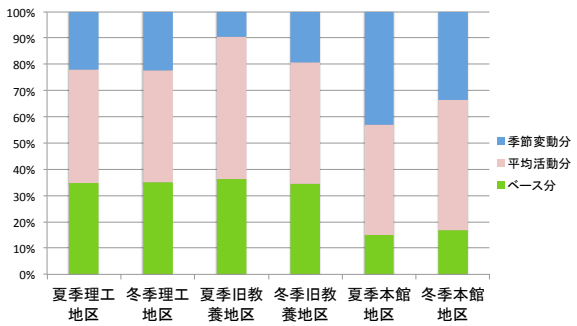


Fig.10 The details of power consumption the day that the peak power consumption is more than 2000 in fiscal year 2015

4.3　電力消費量と気温に関する分析

ピーク電力の発生にもつながる空調による電力消費は、気温との関係が考えられる。そこで 2013 年度から 2015 年度までの理工地区の電力消費の及び、本館地区の電力消費と、大阪の外気温の関係について分析を行った。

その結果、夏季（6 月～9 月）授業期間の活動時間帯（授業が行われている 9:00～18:00 と設定）の季節変動

分電力消費と気温の関係が、理工地区、本館地区ともに強く見られた。理工地区では、20℃以上で発生し、３５℃では３００～４００kWh の電力消費が発生する。本館地区では、20℃以上で発生し、35℃で 200kWh ほど発生する。

一方、冬季は夏季と比べて、電力消費と気温の関係がみられなかった。ただ、ガス使用の影響がある可能性があるので調べてみる必要がある。

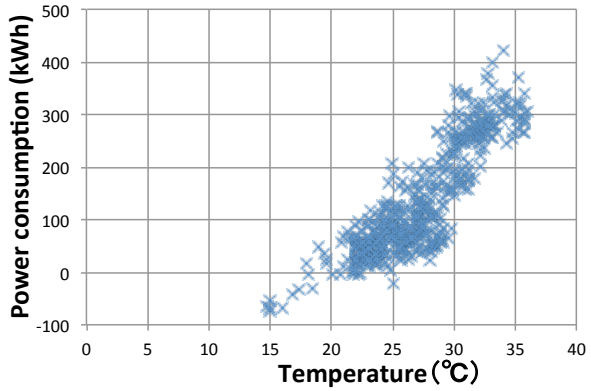


Fig.11 The relationship between temperatures and power consumptions at Science colleges area during the term of classes in the summer in fiscal year 2015

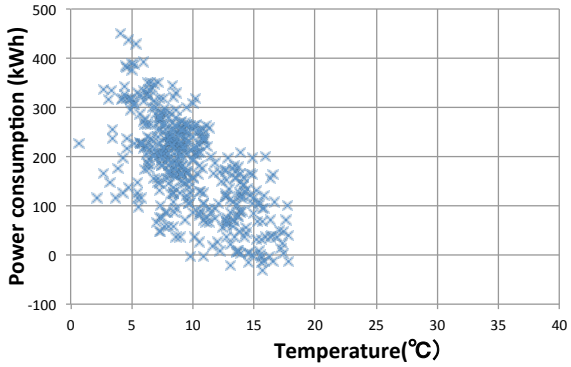


Fig.12 The relationship between temperatures and power consumptions at Science colleges area during the term of classes in the winter in fiscal year 2015

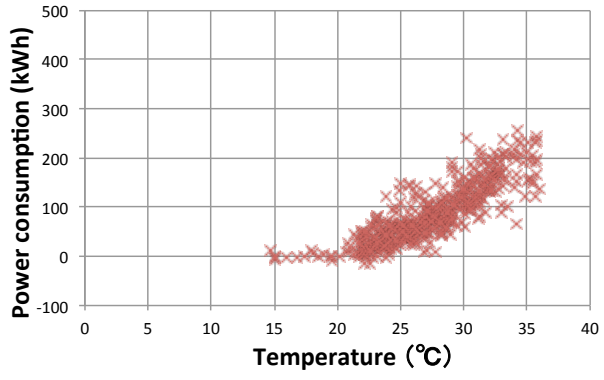


Fig.13 The relationship between temperatures and power consumptions at Human colleges area during the term of classes in the summer in fiscal year 2015

5. まとめ

1) １日の電力消費の内訳に関しては、地区ごとで異なった。全体で見ると理工地区のベース分による消費量が授業期間で約 37～38%、授業期間外で 46～47%と大きい。

2) 電力消費の変化については、授業期間外は授業期間と比べて平均活動分消費量が１日あたり 12087kWh 減り約半分になるため、授業の有無で日中の時刻別消費量が異なる。また、中間期と空調使用のある夏季、冬季では日中を中心に１日あたり約 6000～9000kWh/日の増加がみられた。

3) ピーク電力は、空調による電力消費の増加と、活動に伴う電力消費のピークが重なることによって発生すると考えられる。ピーク電力削減には空調分の電力を抑えるか、ピーク時の活動に伴う消費電力を節電することが効果的と思われる。

4) 空調による電力消費に関しては、夏季は気温との関係が見られたが、冬季は夏季に比べて気温との関係があまりみられなかった。ガス等の使用の影響を考慮する必要はあるが、冬季の空調の使い方を見直してみる必要があると思われる。

6. 今後の予定

今後大阪市立大学のゼロエネルギー化を進めていくには、1) 消費電力の変化に関して、再生可能エネルギーによる発電量の時刻や季節の変化も押さえた上で、どこまで詳細に把握するべきなのかの検討

2) 削減計画を立てるために、それぞれの電力消費が本当に必要な電力なのか、無駄な電力なのかを判断するための検討、などが必要だと思われる。また、再生可能エネルギー利用に向けて、太陽光発電導入に関して検討していきたいと考えている。

参 考 文 献

1) 大橋 巧, 宮崎 正幸, 下田 吉之、大規模総合大学施設のエネルギー消費実態に関する研究～電力日負荷曲線の実測データを用いた大阪大学のエネルギー消費特性分析～、日本建築学会環境系論文集 Vol. 78 (2013) No. 684 p. 193-201

2) 袁継輝, 大学構内における消費電力省の簡易見える化システムの構築-大阪市立大学杉本キャンパスを例として-, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 9 巻, 9-12 頁, 2014 年

3) 河野 匡志, 柳原 隆司, 花木 啓祐, 磯部 雅彦, 坂本 雄三, 国立大学施設における環境負荷低減手法に関する研究～東京大学における CO2 排出量削減に向けた実効ある対策の計画と実践の事例～、日本建築学会環境系論文集 Vol. 76 (2011) No. 666 P 727-734

4) ZEB ロードマップ検討委員会, http://www.meti.go.jp/press/2015/12/20151217003/20151217003-1.pdf

5)気象庁過去の気象データ・ダウンロード http://www.data.jma.go.jp/gmd/risk/obsdl/index.php

熱融通システムにおける一次エネルギー消費量削減効果に関する研究
—高効率熱源機の共同利用運転—

Study on the reduction effects of primary energy consumption in the heat interchange system among buildings –Estimation of the system efficiency gain by shared use of a highly-efficient heat source equipment in real operating conditions-

○石那田　将 (大阪市立大学)　　鍋島　美奈子 (大阪市立大学)
中尾　正喜 (大阪市立大学)　　小林　陽一 (安井設計事務所)
高瀬　晋平 (SSCA2.0)　　長廣　剛 (SSCA2.0)
磯崎　日出雄 (SSCA2.0)

Masashi ISHINADA※1　Minako NABESHIMA※1　Masaki NAKAO※1
Youichi KOBAYASHI※2　Shinpei TAKASE※3　Tsuyoshi NAGAHIRO※3　Hideo ISOZAKI※3
※1Osaka City University　※2Yasui Architects & Engineers,INC.　※3SSCA2.0

In the thermal grid system of the heat interchange system where the demonstration test is conducted in the INTEX Osaka, a high efficiency heat source machine and a loop piping have been introduced into the existing heat source equipment. The heat source machines have operated preferentially with the high efficiency and indoor air has conditioned in each building with reduced primary energy consumption. In this paper the primary energy consumption between before and after introduction of the system is compared using both real operating data and simulated data. As a result, when the cooling load was 24% and 18% with respect to the total refrigeration capacity of the heat source machine, the reduction rates are 21% and 36% respectively.

1. 研究背景・目的

オフィスビル等におけるエネルギー消費量の約 4 割は空調エネルギーであり、低炭素社会の実現に向けて空調設備の高効率化・省エネ化は必要不可欠である。

隣接した建物間におけるエネルギー消費量を削減する方法の一つとして、中尾ら[1)]によって熱融通システムであるサーマルグリッドシステムが提案され大阪の展示施設で実証試験が行われている(Figure 1)。2015 年度の田中ら[2)]の研究では、サーマルグリッドシステムの一次エネルギー消費量を最小にする最適化運転が行われその時の CO2 排出量の削減効果を明らかにした。本年度は最適化プログラムを用いた運転が行われておらず、現場責任者の判断にて高効率熱源機を優先的に使用し熱融通している形となっている。

この運転形態を「高効率熱源機の共同利用運転」と定義する.。この高効率熱源機の共同利用運転による一次エネルギー消費量の削減効果を算出することが本研究の目的である。熱源機一覧を Table 1 に示す。

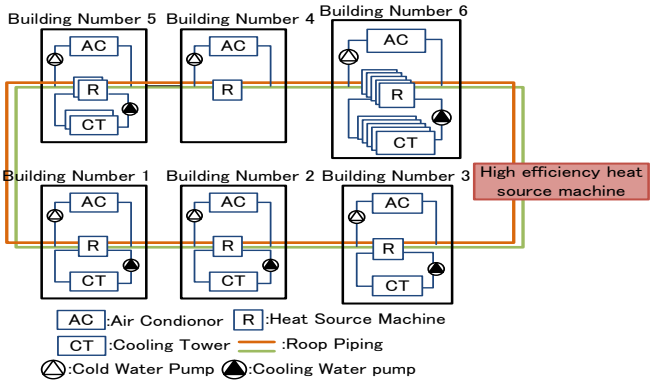


Figure 1 Outline of air-conditioning equipment in exhibition holl

Table 1 Performance of heat source equipment

	Equipment Numnber	Equipment Name	Refrigerating Capacity	COP
			USRT	-
Building Number 1	R101	Direct Fired Absorption Heater Chiller	600	0.94
Building Number 2	R201	Direct Fired Absorption Heater Chiller	800	0.87
Building Number 3	R301	Direct Fired Absorption Heater Chiller	600	0.94
Building Number 4	R401~R404	Hear Pump Chiller	102	0.89
Buiding Number 5	R501	Direct Fired Absorption Heater Chiller	550	0.82
	R502	Direct Fired Absorption Heater Chiller	280	0.83
Buiding Number 6	R601	Direct Fired Absorption Heater Chiller	1,000	0.86
	R602	Direct Fired Absorption Heater Chiller	1,000	0.86
	R603	Direct Fired Absorption Heater Chiller	300	0.83
	R604	Direct Fired Absorption Heater Chiller	1,249	0.86
	R605	Direct Fired Absorption Heater Chiller	1,249	0.86
Addition	R606	Turbo Refrigerating Machine	500	2.24

2. 研究内容

本研究にでは一次エネルギー消費量の削減効果を算出するために、ループ配管も高効率熱源機ない建物ごとで空調する試験前の状態(以下、個別運転と呼ぶ)での熱源システムにおける一次エネルギー消費量をシミュレーションツールの LCEM を用いて算出する。これを「①個別運転推定(導入前)」とする。

大阪の展示施設で実際に行われている運転形態、「②高効率熱源機の共同利用運転」における一次エネルギー消費量を実測値から算出する。さらに、①の状態で劣化した既存熱源機を全て同機種で更新した場合を「③個別運転推定(熱源機更新)」とし、これも LCEM ツールを用いて算出する。

これら①~③の条件で 2 日分の一次エネルギー消費量を比較し、高効率熱源機の共同利用運転効果を明らかにする。

3. 個別運転シミュレーション

3.1 LCEM ツールを用いたモデルの構築

本研究では、LCEM ツールを用いて個別運転推定の一次エネルギー消費量を算出した。熱源システムを構築する[冷却塔・冷却水ポンプ・熱源機・冷温水ポンプ]のメーカー資料値を入力し、外気温度と空調機負荷を境界条件として入力し、熱源システムの各機器の消費電力と熱源機のガス消費量を算出する。熱源機の劣化を LCEM で構築したモデルに反映するため、実測データを用いてガス消費量補正係数を求める。

3.2 ガス消費量補正係数の算出

まず、今年度の直焚吸収冷温水機の実測データよりガスの消費量と製造熱量の関係が明らかになっているので、構築した各熱源システムに実測の製造熱量を与えガス消費量を算出する。この時の実測と LCEM モデルのガス消費量の関係を散布図に表す(Figure 2)。

この時の実測と LCEM モデルのガス消費量の関係が等しくなる(y=x の関係になる)ようなある値を最小二乗法により算出する。この時の値がガス消費量補正係数となる(Figure 3)。これを各熱源機について算出し、熱源機の劣化を考慮したモデルを構築することができる。

Table 2 に算出した補正係数を示す。ただし、R201 と R501 は正しく分析できなかったのでそれぞれ同時期に導入された R101 と R501 の補正係数を用いている。また、③個別運転制定(熱源機更新)ではすべての熱源機においてこの補正係数を 1 にすることにより、劣化していない初期状態の熱源機と見なしている。

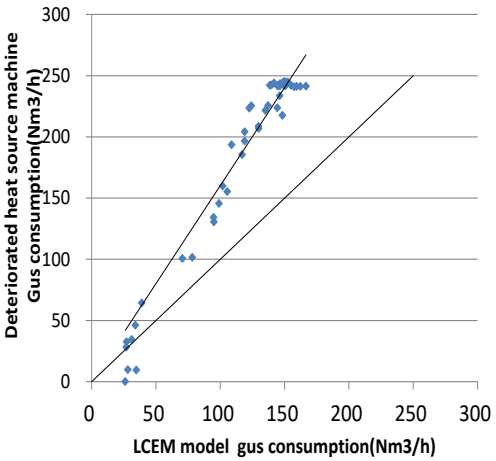


Figure 2 Relation of gas consumption

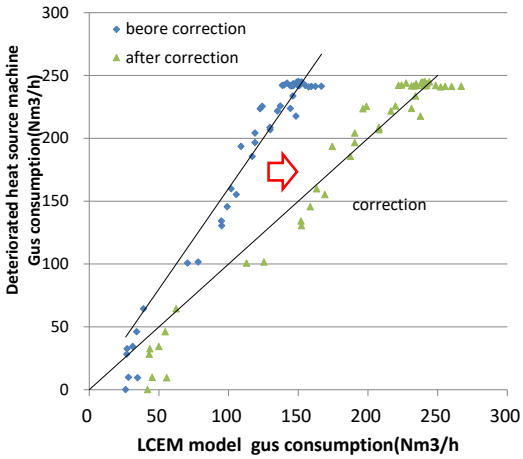


Figure 3 Calculation method of correction coefficient

Table 2 Correction factor list

Eqipment Number	R101	R201	R301	R501	R502	R602 (R601)	R603	R604 (R605)
Correction Factor	1.56	1.56	1.29	1.94	1.94	1.60	1.74	1.68

3.3 個別運転推定値を算出する時の境界条件

本研究では、高効率熱源機が導入される前の個別運転と高効率熱源機の共同利用運転を同日の同条件で比較するので、LCEM で構築した各号館の境界条件には実測で得られた 1 時間単位の空調機負荷を用いている。

4. 一次エネルギー消費量比較

算出する一次エネルギー消費量は前章にも記したように、熱源システムの各機器の消費電力とガス消費量である。消費電力の一次エネルギー換算係数は9.97(MJ/kWh)を、ガス消費量の一次エネルギー消費量換算係数には45(MJ/Nm3)を用いた。また高効率熱源機の共同利用運転では、ループ配管内を搬送するためのグリッドポンプ消費電力が追加される。

4.1 一次エネルギー消費量を分析する日について

今年度当該展示施設では、2016年7月1日~9月30日までの3か月間でイベントやその準備で60日間分空調されている日があった。空調が必要だった日全てにおいて新導入の高効率熱源機が使用されていたことを確認した。そのうち、最も大規模なイベントで多くの熱源機が使用されていた8月21日を1つ目の分析対象とする。また、出現頻度の多い利用パターンとして、全号館のうち2~4つの号館のみが使用されている典型例として7月3日も分析の対象とする。既存熱源機の能力8000USRTに対して新規に導入された高効率熱源機が500USRTであることから、全体の冷房負荷が小さい7月3日のような負荷パターンの日ほど、高効率熱源機の寄与率が大きくなり、一次エネルギー消費量の削減効果があると予想できる。

4.2 一次エネルギー消費量比較結果

4.2.1 8月21日の比較結果

8月21日に実際に使用されていた号館は1~6の全号館であり、各号館で使用されていた熱源機をFigure 4右図に、Figure 4の左図は個別運転推定をする際に用いた熱源機を示している。Table 3に使用された熱源機一覧を示す。この日は全熱源機の能力に対する24%の空調機負荷があった。個別運転推定で5号館に関して、R502はR501に比べ容量は小さいが、当日の空調機負荷よりR502で対処できる大きさだったので、R502を使用した。また6号館に関して、実測データでR601とR605は極端に運転時間が短く正確なガス消費量の補正係数が算出できておらず、空調機負荷の大きさからR602,R603,R604で対処できることがわかったので運転順位をR603→R602→R604として算出した。Figure 5に算出結果の比較のグラフを示す。

①個別運転推定に比べ、②の高効率熱源機の共同利用運転で21%の1次エネルギー消費量の削減効果があることがわかった。③個別運転(熱源機更新)では34%の1次エネルギー消費量の削減効果と試算された。この日は、当該展示施設のイベントの中でも最大級で負荷も大きく、高効率熱源機を共同利用しながらも、稼働している劣化した熱源機が多く稼働し、ガスの消費量が大きくなった。③は全ての熱源機を劣化なしの状態と想定しており、③の1次エネルギー消費量は①と比較する34%のガス消費量削減となる。

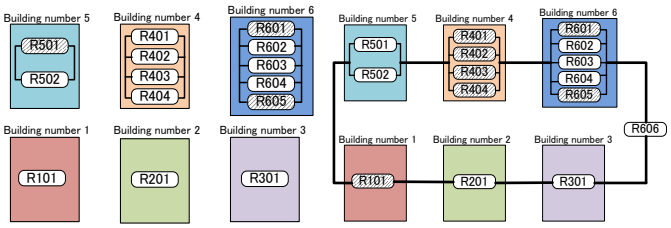


Figure 4 8/21 Image of operating status

Table 3 8/21 each condition used heat source machine

Individual operation estimate	Shared use of high efficiency heat source machine
R101,R201,R301,R401, R402,R403,R404,R502, R602,R603,R604	R201,R301,R501,R502, R602,R604,R605,R606

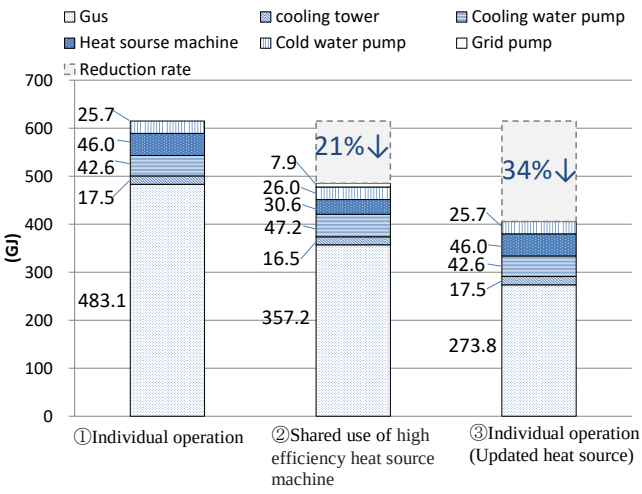


Figure 5 8/21 Comparison of primary energy consumption

4.2.2　7 月 3 日の比較結果

7 月 3 日に実際に使用されていた号館は 1,2,5,6 号館の 4 つの号館で、Figure 6 では実線で表している。8 月 21 日同様、左図が個別運転推定をしたもので、右図が実際に当該展示施設で使用されていた熱源機である。Table 4 に使用された熱源機一覧を示す。この日は全熱源機の冷凍能力に対する 18%の負荷があった。Figure 7 に算出結果の比較のグラフを示す。

8 月 21 日と同様に①個別運転推定に比べ②高効率熱源機の共同利用運転で一次エネルギー消費量の削減効果が見られた。また、③個別運転推定(熱源更新)と比較してもほぼ同等の省エネ効果が得られることも分かった。8 月 21 日は夏期に 2~3 回ほどしかない負荷の大きさの日であるが、7 月 3 日は出現頻度の高い負荷パターンの日である。夏季約三か月間の 90%程度が 7 月 3 日と同程度もしくはそれより小さい負荷となっていたので、ループ配管で既存熱源機と高効率熱源機をネットワーク化することによって可能となった共同利用運転の有用性が定量的に示された。また、8 月 21 日と併せて、②において熱搬送のためのグリッドポンプの消費電力は全体の 2%ほどで、搬送動力は一次エネルギー消費量に大きな影響を与えないということがわかった。

5. 総括

・高効率熱源機の共同利用運転による一次エネルギー消費量の削減効果が明らかになった。全熱源機の冷凍能力に対する負荷が 24%,18%の時それぞれエネルギー消費量削減率はそれぞれ 21%,34%となった。

・大阪の展示施設において出現頻度の高い低負荷時には、熱源機を全て更新するときとほぼ同等の省エネ効果が高効率熱源機の共同利用運転によって得られることがわかった。

6. 課題と展望

本研究では代表的な日を選び分析したが、さらに条件(負荷パターン)ごとの省エネ効果を明らかにするために、分析日を増やす必要がある。また、熱源機の製造熱量を算出する際に流量が計測されていない箇所もあったのでこの点も改善しなければならない。

実証試験において展示場での一次エネルギー消費量削減効果が明らかになったが、今後の展望として一般街区に展開していく上で、サーマルグリッドシステムを導入する計画段階でその効果を簡易に算出する手法の提案について検討していく。

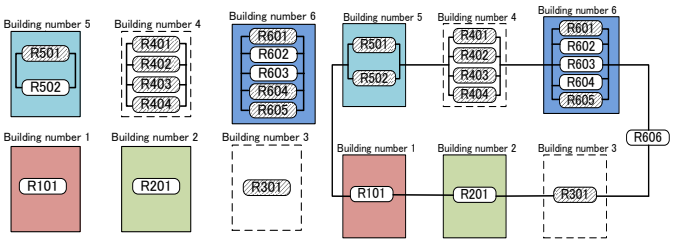


Figure 6 7/3 Image of operating status

Table 4 7/3 each condition used heat source machine

Individual operation estimate	Shared use of high efficiency heat source machine
R101,R201,R502,R602, R603	R101,R201,R602,R603, R604,R606

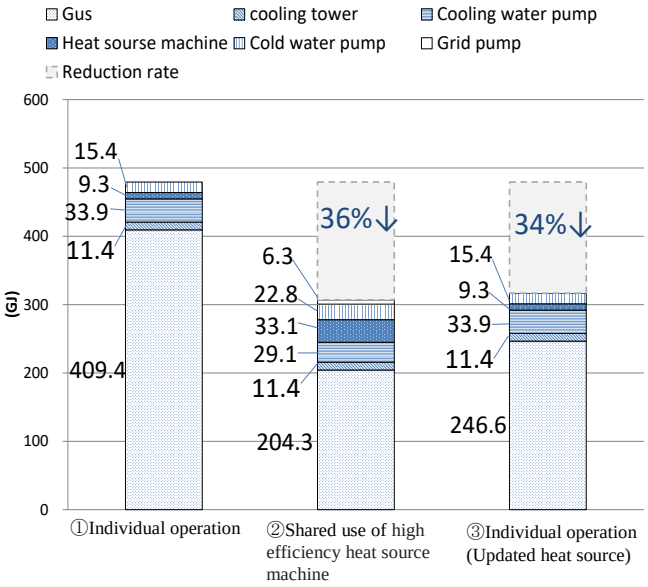


Figure 7 7/3 Comparison of primary energy consumption

参考文献

1)中尾正喜ら「インテックス大阪(展示場)におけるサーマルグリッドの適用と効果検証」空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集第 10 巻 P149-P172 2016 年 9 月

2) 田中政貴ら「既存施設に導入されたサーマルグリッドシステムの省エネルギー効果 -実運転データを用いた空調熱源システム運転特性の分析-」空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会 A-45 2016 年 3 月

帯水層を利用した蓄熱空調システムの研究
（第 2 報）季節間蓄熱利用について蓄熱温度が省エネ効果に及ぼす影響
Study on Thermal Energy Storage Air Conditioning System utilizing Aquifer
(Part2) Influence of heat storage temperature on energy conservation for seasonal thermal energy storage

○山本　真平（大阪市立大学）　西岡　真稔（大阪市立大学）
鍋島　美奈子（大阪市立大学）　中尾　正喜（大阪市立大学）
中曽　康壽（大阪市立大学）

Shimpei YAMAMOTO*[1]　Masatoshi NISHIOKA*[1]　Minako NABESHIMA*[1]
Masaki NAKAO*[1]　Yasuhisa NAKASO*[1]
*[1] Osaka City University

Thermal energy storage air conditioning system utilizing aquifer can contribute to energy conservation by using ground thermal energy and waste heat from buildings. The purpose of this study is to estimate its introduction effect and the influence of various conditions such as heat storage temperature and operation method on energy conservation. In order to achieve the purpose, we build Aquifer thermal energy storage system simulation model. Through simulation study with this model, the power consumption of aquifer thermal energy storage system reduces up to 30.9% compared with existing system in a year.

1. 研究背景・目的

1.1. 研究背景

地中熱利用は地中との熱のやり取りの違いにより、クローズドループとオープンループに分類される。熱媒体を地中に循環させて間接的に地中熱を利用するクローズドループは採熱量が少なく、多くの採熱量を得るためには複数の井戸が必要となる。一方で、地下水を揚水して直接的に地中熱を利用するオープンループは 1 本の井戸で多くの採熱量を確保することができる。欠点として、地下水の揚水による地盤沈下や井戸の閉塞が挙げられるが、これらの課題についても、オープンループの普及が進んでいる欧州では既に解決策が確立されており、欧州の知見を参考にすることで、今後日本においても解決されると考えられる。以上のことから、本研究では井戸 1 本あたりの採熱量を多く確保できるオープンループ方式の中でも帯水層蓄熱空調システムに着目した。

1.2. 帯水層蓄熱空調システム

帯水層蓄熱空調システム（ATES）は、地中熱を冷暖房の熱源として利用するとともに、冷暖房時に発生する冷温排熱を建物地下の帯水層に蓄熱して利用することで省エネルギー効果が期待できる。また夏期においては、排熱を大気中に排出しないことからヒートアイランド現象の緩和策としても期待ができる。

1.3. 研究目的

本システムの導入に向け、筆者らは短期間の蓄熱実験により熱回収率が約 8 割得られることを確認し、シミュレーションによりその実験結果を概ね再現できるモデルを構築した[1)]。また、梅宮ら[2)]や落藤ら[3)]は季節間での蓄熱利用を想定した長期間の実験を行っており、蓄熱サイクルを重ねることで熱回収率が上昇したと報告している。このように、帯水層の温度応答に関しては様々な検討がなされているが、建築設備の運用方法に関する先行研究は見当たらない。

そこで、本研究では帯水層円筒形モデル[4)]を用い、季節間蓄熱を想定したシミュレーションによるケーススタディを通じて、本システムの蓄熱温度と直接利用や熱源水利用などの運転方法が省エネルギー効果に及ぼす影響を明らかにする。

2. シミュレーションの条件

2.1. 運転パターン

本研究では、蓄熱温度や運転方法が省エネルギー効果に及ぼす影響を明らかにするために以下の 3 つの運転パターンを想定した。

① 暖房&冷水蓄熱（Fig.1）

暖房&冷水蓄熱は、冬期の暖房負荷を冷凍機で処理し、地下水を温源水として利用すると同時に冷排熱を

帯水層に蓄熱する運転である。

② 直接利用冷房（Fig.2）

直接利用冷房は、冬期に蓄熱した地下水により負荷処理後の冷水を予冷する運転である。冷水の予冷により冷凍機の負荷を抑制することで消費電力の削減が期待できる。冷水を予冷後の地下水は高温井戸へ地中温度（18℃）で還水する。なお冷却水は冷却塔により処理する。

③ 熱源水利用冷房&温水蓄熱（Fig.3）

熱源水利用冷房&温水蓄熱は、冬期に蓄熱した地下水により冷却水を冷却する運転である。地下水を冷熱源として利用することで冷凍機の COP 向上が期待できる。また、冷房時に発生する温排熱を高温井戸へ蓄熱する（蓄熱温度は揚水温度＋5℃）。なお、地下水により冷却水を冷却するため冷却塔は用いない。

比較対象となる従来システムは、暖房負荷を空冷ヒートポンプにより処理し、冷房負荷を冷凍機と冷却塔により処理する運転となっている。

2.2. 熱源機設定

本研究では、Modelica Buildings Library 内に実装されている熱源機モデルを用いている。このモデルに Table1 に示す冷暖房が可能な冷凍機と Table2 に示す空冷ヒートポンプの機器特性を表現してシミュレーションに用いた。

2.3. ケース設定

前述した運転パターンを踏まえ、Table.3 に示す 4Case について Table.4 の運転スケジュール（中間期は負荷が発生しないと仮定）でシミュレーションを行う。以下に示す Case の比較により、蓄熱温度や運転方法が省エネルギー効果に及ぼす影響を把握する。

- Case1 は従来システムである。Case1 と Case2,3,4 の比較により本システムの効果を把握する。
- Case2～4 は ATES であり、Case2,3 は冬期の蓄熱温度が 6℃、Case4 は 13℃とした。この比較により冬期の蓄熱温度が省エネ効果に及ぼす影響を把握する。
- Case2,3 は夏期の運転パターンが異なり、Case は蓄熱した地下水を直接利用するのに対し、Case3 は直接利用に熱源水利用を併用する（揚水温度で 13℃切り替え）。これらの比較により 2 つの運転を併用することによる効果を把握する。
- Case4 は、夏期の運転は熱源水利用のみとなっており Case2~4 の比較により直接利用と熱源水利用の効果を把握する。

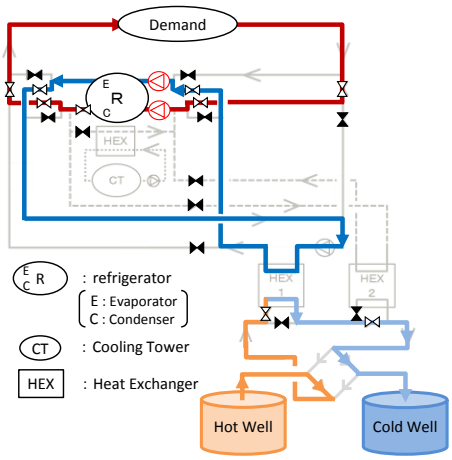


Fig.1 Heating & Storage (ATES)

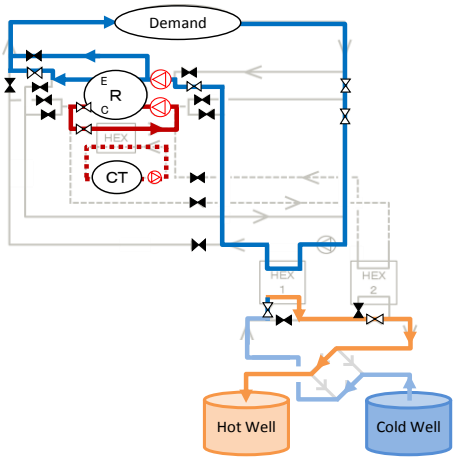


Fig.2 Cooling & Direct (ATES)

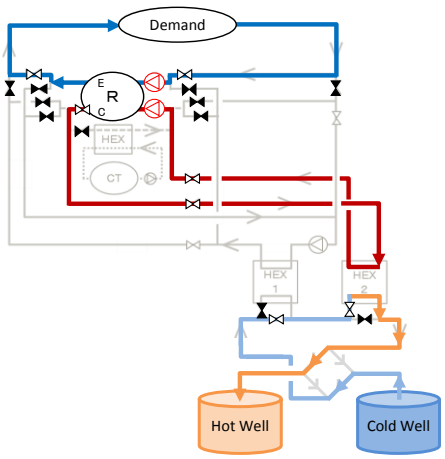


Fig.3 Cooling & Heat Source (ATES)

Table.1 Refrigerator

Cooling Capacity	kW	700
Heating Capacity	kW	850
Chilled Water Inlet Temperature	℃	14
Chilled Water Outlet Temperature	℃	7
Chilled Water Flow Rate	m3/h	86.4
Cooling Water Inlet Temperature	℃	19.0
Cooling Water Outlet Temperature	℃	23.7
Cooling Water Flow Rate	m3/h	139.6
Power Consumption(Cooling)	kW	70

Table.2 Heat Pomp

Heating Capacity	kW	180
Hot Water Inlet Temperature	℃	40.5
Hot Water Outlet Temperature	℃	45
Hot Water Flow Rate	m3/h	34.4
Air Inlet Temperature	℃	16
Air Outlet Temperature	℃	10.4
Air Flow Rate	m3/min	1248
Power Consumption	kW	39

Table.3 Case Study

Case		Winter		Summer	
		Operation	Heat Storage Temperature	Operation	Heat Storage Temperature
Existing	1	Heating	–	Cooling	–
ATES	2	Heating & Storage	6℃	Cooling & Direct	18℃
	3	Heating & Storage	6℃	Cooling & Direct,Heat Source	18～23℃
	4	Heating & Storage	13℃	Cooling & Heat Source	18～23℃

Table.4 Operation Schedule

Season	Period	Load
Winter	12/1～3/31	Fig.4
Middle	4/1～5/31	–
Summer	6/1～9/30	Fig.5
Middle	10/1～11/30	–

2.4. 負荷条件

本研究では、負荷のベース部分を本システムで処理すると仮定した。そのため、設定した冷凍機の冷却能力(700kW)の約 3 倍の負荷が発生する延床面積 24000m^2 の業務施設を想定した。ベース部分以外の負荷は他の熱源システムで処理すると仮定し、本検討では評価対象としていない。文献 [5]の負荷原単位を参考に設定した夏期の冷房負荷を Fig.4 に示す。また暖房負荷についても、文献を参考に同面積の業務施設で発生する負荷を Fig.5 のように設定した。本検討では、暖房負荷も冷凍機により処理するため、冷凍機の暖房能力である 850kW までを本システムで処理するとした。これらの月毎の負荷の日変動が毎日繰り返されると仮定してシミュレーションを行った。なお、本検討では土日は考慮せず、全日この冷暖房負荷が発生すると仮定した。

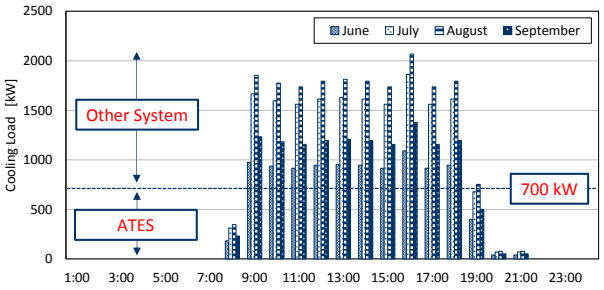


Fig.4 Cooling Load

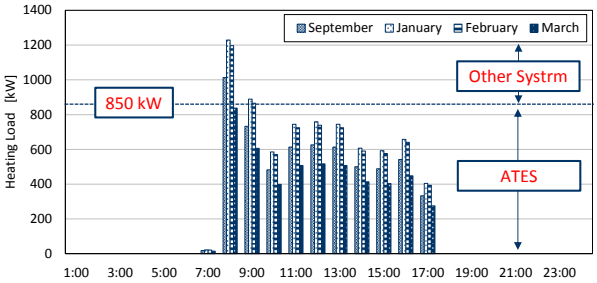


Fig.5 Heating Load

3. 帯水層蓄熱空調システムの省エネ効果の検討

シミュレーションにより得られた結果を冬期、夏期、年間別に整理して比較した。

3.1. 冬期 導入効果

冬期の 1 例として 1 月 15 日の熱源機の消費電力の推移の比較を Fig.6 に示す。これより、Case1 に対して Case2,3 で 2.6～41.2%、Case4 で 20.9～51.3%の消費電力を削減することができている。これは、熱源機の COP を比較した Fig.7 から分かるように、低温の空気を熱源とする従来システムに対し、高温の地下水を熱源として用いることで高い COP で運転できていることが大きく影響している。また、蓄熱温度の異なる Case2,3 と Case4 の比較から蓄熱温度を高く設定することで、Fig.8 に示すように熱源水の入口温度が高くなっていることが分かる。これにより、蓄熱温度 6℃に対して、13℃では冷凍機の COP が向上し、消費電力の削減率が高くなっている。

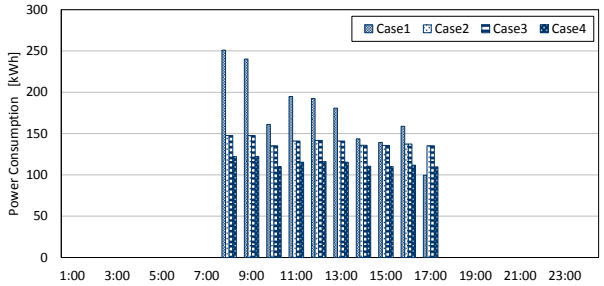


Fig.6 Comparison of Power Consumption on 15th January

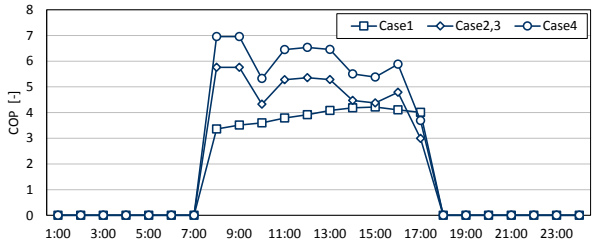


Fig.7 Comparison of COP on 15th January

17 時の消費電力に着目すると、従来システムに対して Case2,3,4 の方が増加していることが分かる。これは、従来システムに導入した空冷 HP が台数制御可能な機器であることが影響している。Fig.7 に示すように、Case2,3,4 の COP が負荷率の変動により大きく上下するのに対し、空冷 HP は台数制御により負荷率に関係なく概ね一定の COP で運転していることが分かる。そのため、負荷が減少する 17 時に従来システムの方が Case2,3,4 に対して消費電力が小さくなる。

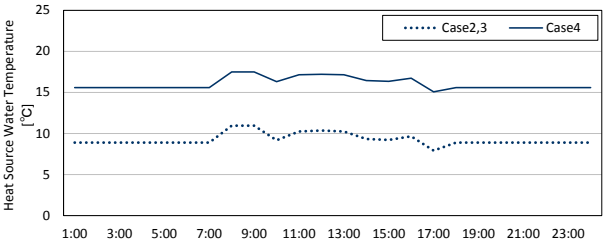


Fig.8 Comparison of Heat Source Temperature on 15th January

次に、冬期（12 月～3 月）の積算消費電力量の比較を Fig.9 に示す。これより、従来システムである Case1 に対して、蓄熱温度が 6℃の Case2,3 で 7.3%、蓄熱温度が 13℃の Case4 で 24.5%の消費電力を削減することができた。このことから、冬期の蓄熱温度は 6℃より 13℃の方が省エネルギーであることが分かった。

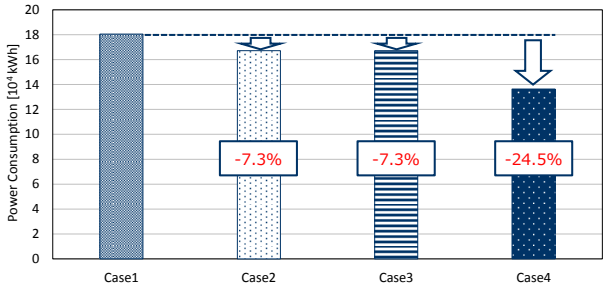


Fig.9 Comparison of Power Consumption in Winter

3.2. 夏期 導入効果

夏期の1例として8月15日の冷凍機の消費電力の推移を Fig.10 に示す。これにより、全ての時間帯において、従来システムである Case1 に対して帯水層蓄熱を導入した Case2,3,4 は消費電力を削減できていることが分かる。

また、夏期の月別に積算した消費電力量の比較を Fig.11 に示す。6 月は、地下水を直接利用する Case2,3 の消費電力の削減率が大きく、Case1 に対して 70%程度削減できている。Case2 は直接利用のみの運転である為、帯水層から揚水温度の上昇に伴い、削減率が減少する（9月の後半には冷水を予冷できなくなる）。Case3 は、8 月中旬に直接利用から熱源水利用へと移行することで Case2 よりも更に削減率が増加している。Case4 は、6,7 月には直接利用をする Case2,3 の消費電力削減率に劣るが、8,9 月には Case2 よりも消費電力を削減できている。

次に、夏期全体の冷凍機の積算消費電力の比較を Fig.12 に示す。夏期全体で比較すると、Case1 に対して、Case2 で消費電力を 41.1%削減、Case3 で 48.4%削減、Case4 で 39.1%削減できることが分かった。また Case2,3 の比較から、直接利用に熱源水利用を併用することにより消費電力の削減率が 7.3%増加することが分かった。

3.3. 年間 導入効果

冬期・夏期の結果から年間の熱源機で消費される電力の比較を Fig.13 に示す。年間で比較すると、Case1 に対して、Case2 で消費電力を 22.1%削減、Case3 で 25.4%削減、Case4 で 30.9%削減できることが分かった。夏期には Case2 の直接利用による冷凍機の消費電力削減効果が大きく表れたが、年間で比較すると冬期の蓄熱温度による影響が大きく、冬期 13℃で蓄熱して夏期に熱源水利用をする Case4 が最も削減率が大きい結果となった。

4. まとめ

[1] 冬期運転について、蓄熱温度 6℃と比較して 13℃では、冷凍機の COP が向上するため消費電力の削減率が増加することを示した。

[2] 夏期の運転について、直接利用に熱源水利用を併用することで、直接利用のみの運転よりも更に消費電力を削減可能であることを示した。

[3] 年間で比較すると、冬期 13℃で蓄熱して夏期に熱源水利用をする Case4 が最も消費電力の削減率が高く、その削減率は 30.9%であった。

【謝辞】

本研究は、環境省の平成 28 年度 CO2 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業「帯水層蓄熱のための低コスト高性能熱源井とヒートポンプのシステム化に関する技術開発」の一環で行ったものであり、研究を行うにあたり協力賜った皆さまに感謝の意を表します。

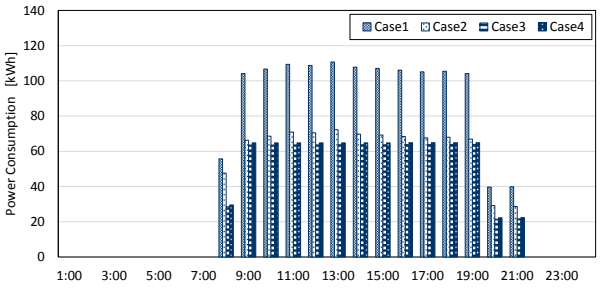


Fig.10 Comparison of Power Consumption on 15th August

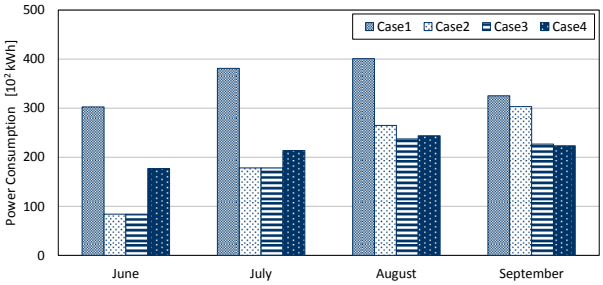


Fig.11 Comparison of Monthly Power Consumption

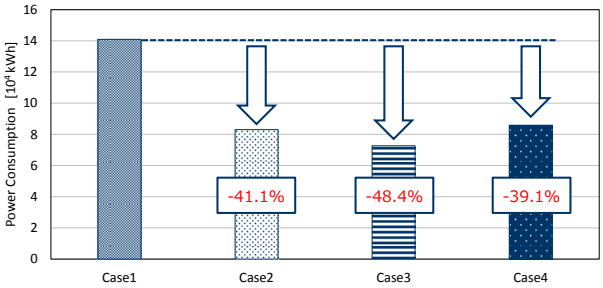


Fig.12 Comparison of Power Consumption in Summer

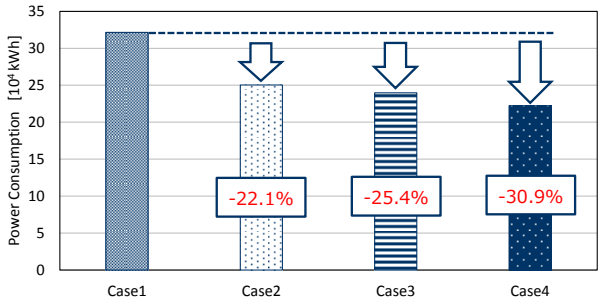


Fig.13 Comparison of Power Consumption in a year

【参考文献】

1) 藤井ら：帯水層を利用した昼夜間蓄熱システムの研究（第1報）長期間運転時の蓄熱特性の計測とモデル同定，空気調和衛生工学会論文集，2014 年 3 月

2) 梅宮，嶋脇ら：地下帯水層蓄熱法の野外実験（熱回収率向上と経済評価），日本機械学会論文集，1988 年 1 月，p178~184

3) 落藤，池永ら：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, 1992 年 10 月, p53~61

4) 伊藤ら：帯水層を利用した昼夜間蓄熱システムの研究 - 帯水層の温度応答を予測する集中定数モデルの構築 - ,空気調和・衛生工学会近畿支部発表論文集,2011 年,3 月

5) (社) 空気調和・衛生工学会，CGS 設計に関する研究