

## 夏の空調に我慢は必要か？

### Does the air-conditioning need patience to a worker in a room in summer?

○中 村 泰 人

Yasuto NAKAMURA

**Synopsis:** Air-conditioned office room temperature in summer has been kept suitable for a worker from the physiological view point. Recently the temperature is set to higher value 28 degree centigrade from the view point of the global energy conservation. At first, the paper discussed energy conservation by taking clothing, Cool Biz. But it could not answer the subject. In such a case patience was needed to the worker. The next, adaptation to heat in summer was studied. The term of heat adaptation was separated to five intervals. Among the number three and four intervals patience of the worker disappeared.

#### はじめに

日本では夏のオフィスの空調設定温度に 28℃が推奨されて 10 年以上が経過しているが、いまだにその実現に確たる方策がなく、昨年（2014 年）6 月には当空気調和・衛生工学会から夏季オフィスの冷房に関する提言がなされたところである。2005 年に環境省から室温 28℃の実現に向けてクールビズが提唱され、浸透してきているが、その効果はいま一つ判然としない。実生活では、空調温度 28℃は我慢を強いられる、というのが大方の実感のようである。そこで本論では冷房温度 28℃を実現する方法、なかでも空調に我慢が必要か、について考えてみよう。

具体的には、はじめにクールビズについて暑熱調整効果を概説し、次に実験に基づいて暑熱適応の様相を紹介し、結果を基に我慢の必要性を論じる。

#### 1. クールビズの我慢の評価

室内冷房の新しい設定温度（Room Temperature）は 28℃であるが、それまで用いられていた古い設定温度は 22℃～26℃程度で、より低く幅をもっていた。

クールビズを着用すると人体側の快適温度（Comfort Temperature）が変化するが、得られる快適温度は如何ほど新しい設定温度 28℃に近づけられるか、が主題である。クールビズを着用したときの我慢は、新しい設定温度 28℃と得られた快適温度との差で表される。この差が大きいほど我慢は大、小さいほど小である。

##### 1.1 衣服の温度着衣低減率 R

室内の冷房の設定温度（Room Temperature）が一定不変でも着衣量が変われば人体側の快適温度（Comfort Temperature）も変わる。したがって着衣量の差の何 clo が快適温度の差の何℃（正しくは K）に相当するかを知る必要がある。そこで先ず、着衣量の低減に対する快適温度の上昇の割合を温度着衣低減率と称して R で表しておく。R は環境条件や執務者の姿勢・行動など人体側の条件によって一定しないが、有効な資料が乏しいので、次のように過去の実験例から分

析、抽出した。

Humphreys<sup>1)</sup> は、異なった代謝量、異なった着衣量に対する快適域を表す式を導いた。それを風速 0.1m/s と 1.0m/s の両者に対して、横軸に代謝量、縦軸にグローブ温度をとって、着衣量をパラメーターに直線関係で表されることを示した。それを基に安静（休息）状態の代謝量に対応する着衣量とグローブ温度の関係をみると、0.1clo に対して 0.55K と読み取ることができた。次の関係である。

$$R = 0.55 \text{ K} / 0.1 \text{ clo} \quad (1)$$

Olesen ら<sup>2)</sup> は、代謝量、着衣量、風速、気温と平均放射温度との差、をそれぞれ 2 通りずつ変え、合計 16 通りの組み合わせで実験を行った。結果として得られた椅座安静の代謝量、風速 0.1m/s 以下、気温と平均放射温度が等しいと設定した場合の組み合わせについて、着衣量 0.1clo のときの気温及び作用温度の快適温度と、0.6clo のそれらとを対応させることによって、気温に対してと、作用温度に対しての 2 通りの関係を得たが、ここでは両者を平均して次の関係を用いた。

$$R = 0.54 \text{ K} / 0.1 \text{ clo} \quad (2)$$

Gagge ら<sup>3)</sup> の資料は、新しく提案した SET\* の関係図を基に、着衣量と快適温度の変化の関係を求めると、SET\* の ASHRAE 推奨幅 (ST:55-74) が 22.2℃～25.6℃であることから、風速 0.1～0.15m/s、相対湿度 40～60%に対応するものとして、

$$R = 0.63 \text{ K} / 0.1 \text{ clo} \quad (3)$$

が導かれた。

以上三者を平均して、衣服の温度着衣低減率 R は

$$R = 0.57 \text{ K} / 0.1 \text{ clo} \quad (4)$$

と得られた<sup>4)</sup>。

##### 1.2 クールビズ着用の我慢

冷房の旧設定温度は値に幅をもっているため、どの値で考察するかによって結果が異なってくるが、本論では旧設定温度の評価基準として暑さ限界に近い 26℃に着目した。このときの着衣は一般の事務服で、男性のジャケットなし、

ネクタイなし、カッターシャツの組み合わせ、あるいは同等のもの、とみてよい。着衣量は0.7cloが対応する。

クールビズを着用するとクロー値は低減する。しかし0cloは裸体であるから、着衣量の低減には限界があり、限界値は精々で0.5cloであろう。ちなみに、後述の実験<sup>5)</sup>では0.37cloを用いたが、その服装は実験用で一般には軽装すぎて、事務作業には適さない。

着衣量が0.7cloから0.5cloに低減すると、先に得た衣服の温度着衣低減率Rを用いて温度上昇は1.1Kになるから、元の基準26.0℃に加えると快適温度は27.1℃になる。新設定温度と得られた快適温度との差は0.9Kである。0にはならない。クールビズ着用ではかろうじて27.1℃までは対応できても、あと0.9Kの対応ができない。この差は執務者に我慢を引き起こすことになる、と考えられる。

クールビズを着用しない場合は、新旧設定温度の差は2Kのままであるから、我慢の程度は大きい。クールビズは、新設定温度28℃を達成するのに我慢を弱める効果があるが、我慢をなくすことまではできない、という結果である。

## 2. 暑熱適応の様相

生物には環境へ適応するという理工系にはない優れた特性があり、人間も同類である。外界気候の変化に対応して暑さ寒さが変化し、人体が適応することによって環境変化への耐性を高め、健康増進に寄与する。

夏の暑さへの適応は暑熱適応（暑熱順化ともいう）であり、空調の設定温度の選択に密接に関係するが、現象は経験的に知られていても、有用な知見は比較的乏しい。そのなかで筆者らの暑熱適応の研究成果<sup>5)</sup>は空調の我慢と関係が深いので、我慢の考察に先だって暑熱適応の様相を紹介する。

### 2.1 暑熱適応の研究の方法

適応は生物学的特徴的な現象であるが、工学的には不規則で繰り返す外力の作用に対して応答を変えていく現象、と捉える。繰り返してでなく時たま現れる場合は適応ではなく、過渡現象である。繰り返しの作用も規則的でなく、不規則的である。といっても確率的というほどランダムでなく、内に組織的な生物現象を内蔵しているかも知れない、という含みをもっている。工学的には非定常で非線形の現象であろうが、従来の工学的処理では捉えきれないと思われる。

そのほかにも目的に沿うように、研究には従来なかった新しい方法を採用した。以下の通りである。

#### (1) 実験の期間と実験回数

一夏（2004年）の6月から10月までの随時。被験者1人あたり20回弱であった。実験期間を半年という長期間にしたのは、その間に暑熱適応の変化の情報が含まれていると考えたからである。この想定は後述するように的中した。

実験は毎回午後、14:30～16:30の間に人工気候室で行った。

#### (2) 実験内容

いずれも同一とした。実際は同一ではないが、系統的な評価をするためには同一としたほうが、結果の違いが明瞭に表れると考えた。被験者数は多いほうがよいが、実験の制約もあるので大学の男子学生5人とした。

#### (3) 実験の環境条件

最初の1時間は暑くも寒くもない基準室（25℃、50%RH）に滞在し、次の30分はそれより5K高い試験室（30℃、50%RH）に移動した。温度差で+5Kの熱負荷をかけたことになる。試験室に移動後、20分目から10分間のデータを分析に使用したのは、それより早くても遅くても不適切であることを事前に把握していたことによっている。また、解析に試験室と基準室とのデータの差を使用したのは、データに混入したかも知れないノイズの影響を消すためである。

#### (4) 深部体温を測定する耳内温センサー

サーミスタを用いた測器を使用することによって測定の分解能を上げ、結果の解析に役立たせた。

## 2.2 実験結果と解析

Fig.1はSchedule of experimentである。被験者は14:30に人工気候室のA室（基準室）に入り、最初の30分間に体重測定、指定着に着替え、センサーの取り付けを行う。準備が終われば椅子に座って待機。測定を開始する。実験中は眠気防止のために軽い読書や軽作業を行う。15:30にA室からB室（試験室）へ測定しながら、センサーが外れないように注意しながら移動し、椅子に座る。生理測定は1秒間隔の遠隔自動記録、心理測定は実験補助者が同室して5分ごとに聴き取り記録した。

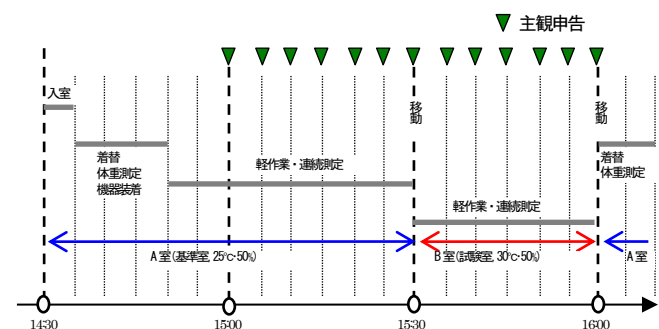


Fig.1 Schedule of experiment

#### (1) 生理反応の結果と解析

生理量の測定項目は発汗量、耳内温、平均皮膚温（7点平均）である。暑熱適応の傾向が明瞭に表れたのは発汗量であった。Fig.2にData of sweat rate by subject Aを示す。一夏すべてのデータである。測定は被験者の背中、肩甲骨のあたり1点で行われた。これらのデータを入来<sup>6)</sup>による体温生理学の記述に従って分析を行う。すなわち、短期間の適応には二つの型があり、間欠的暑熱適応と連続的暑熱適応であり、それぞれ次の内容をもっている。

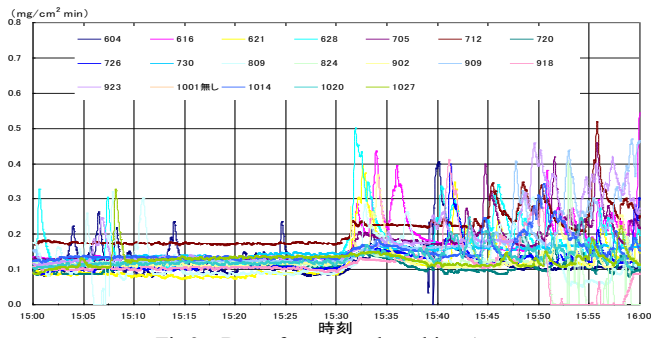


Fig.2 Data of sweat rate by subject A

間欠的暑熱適応：1日4～6時間の暑熱暴露がある場合で発汗の始まる平均体温の上臨界温度が低温側に移動して発汗が早くに起こり、深部体温の基準値が低下して体温の上昇が抑えられる。

連続的暑熱適応：連続的な暑熱暴露がある場合で、発汗の始まる平均体温の上臨界温度が高温側にずれて深部体温の基準値が高くなり、発汗が抑えられて発汗にともなう水分喪失が節約できる。

要約すれば、間欠的暑熱適応では発汗が多く深部体温が低いこと、連続的暑熱適応では深部体温が高く発汗が少ないこと、が特長である。

この記述に従ってデータを解釈するため、Fig.3 Transition of sweat rate by subject A を作成した。横軸は実験の月日を実験順に並べたもの。縦軸は発汗量を棒グラフで表し、値は右側スケールで読み取る。発汗量の値は、試験室最後の10分間と基準室最後の10分間との差を、さらに一夏全期間で平均して示した。横軸の太い線が平均で0の値である。参考のために実験月日の日平均気温を■で、日最高気温を▲で、ともに折れ線で示した。左側スケールで読む。

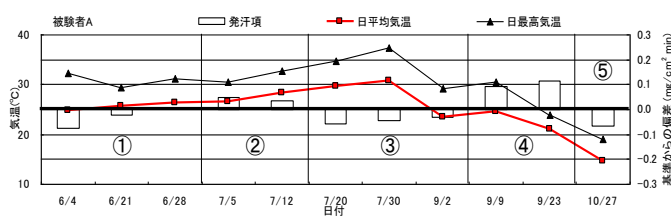


Fig.3 Transition of sweat rate by subject A

図中には若干の縦線が記入してあるが、これは発汗量が正負の境界をまたぐところで後から引いたもので、縦線で分けられた区間に左から順に○囲み番号をつけた。ここで区間の発汗量の数値の意味を考慮すると、その区間には先の短期間適応の言葉をあてるのが相応しい。

区間①：平常期

区間②：間欠的暑熱上昇期

区間③：連続的暑熱期

区間④：間欠的暑熱下降期

区間⑤：平常期

である。これが発汗量で得られた結果である。

耳内温（深部体温とみなす）についても同様の分析を行い、重要な区間②③④の境界の縦線が発汗量の場合と一致する結果を得た。このように独立した要素で分析した結果が両者でほぼ一致したことは、本研究の方法が信頼できるものであることを示している。

## (2) 心理反応の結果と解析

Table 1 に Item of question and point を示す。質問項目は不快感、発汗感、暑熱感である。

心理反応の分析には試験室に移ってからの6回の申告を使用した。不快感、発汗感、暑熱感の3感覚の各項目に与えた配点について、6回の申告の点数の合計点で評価するものである。評点は、3感覚はいずれも心理的に負担となるので負の数値を与え、評価には3感覚は互いに独立で項目間は等間隔とした。

Table 1 Item of question and point

不 快 感				発 汗 感				暑 熱 感			
非常に不快	不快	少し不快	快適	汗が流れている	非常に汗が出ている	確かに汗が出ている	やや汗が出ている	汗が出ていない	非常に暑い	暑い	やや暑い
											どちらでもない
-3	-2	-1	0	-4	-3	-2	-1	0	-3	-2	-1
											0

Fig. 4 に Transition of subjective response by subject A を示す。全体の特徴は、前半は不快感を強く感じているが、後半は消えている。暑熱感は前半が後半よりやや大きい。発汗感には前半のみで、後半は消えている。このことから不快感は発汗の開始と関係が深いと考えられる。

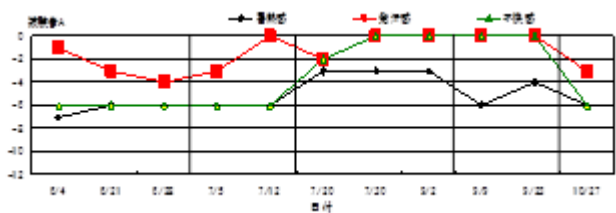


Fig.4 Transition of subjective response by subject A

ここで、心理反応を総合評価するために、次のように評点をまとめる。全感覚、全期間を通して評点の最低値が-10、最高値が0になるように分配する。すなわち、ある区間の「総合評点」は式(5)に示すように、全感覚、全期間を通しての〔全評点の最低値〕×〔その区間の実験日数〕を分母、その区間におけるその感覚の〔評点の合計〕を分子として表す。

$$[\text{総合評点}] = - \frac{[\text{その区間のその感覚の評点合計}]}{[\text{全評点の最低値}] \times [\text{実験日数}]} \quad (5)$$

たとえば、被験者 A の平常期の暑熱感の場合、分子は

$(-7)+(-6)+(-6)=-19$ 、分母は  $-7\times 3=-21$ 、よって総合評点は  $-0.90$  となる。

さらにこの評点を、次のようにまとめて表示する。

0. ～ -0.3 … 低  
-0.3 ～ -0.7 … 中  
-0.7 ～ -1.0 … 高

心理反応で得られた5人に共通する特長は、暑さを乗り越えろとかえって暑さが快適に感じられることである。

## 2.3 男子大学生5人による暑熱適応の様相

Table 2 Heat adaptation obtained by an average of five males に得られた暑熱適応の様相をまとめた。暑熱適応は①から⑤の5区間の順で変化していく。5区間は5人の被験者に共通して現れた。区間の順序が変わることはなく、飛び越すこともなかった。区間が変わる月日は個人差があつて数値は散らばった。区間の長さは③が最も長かった。

実験は熊本の地で行われたが、得られた結果は他の地域にも適用することができる。

Table 2 Heat adaptation obtained by an average of five males

Table 2 Heat sensation obtained by an average of five males												
被験者5人の平均			① 常期		② 間欠的暑熱上昇期		③ 断続的暑熱期		④ 間欠的暑熱下降期		⑤ 平常期	
環境変化	日付範囲	最初	最後	最初	最後	最初	最後	最初	最後	最初	最後	
		—	6/17	6/24	7/3	7/16	9/1	9/18	9/26	10/15	—	
	外気温	日最高	28.8	30.1	31.3	32.9	33.1	31.1	28.8	26.6	23.3	22.4
		日平均	23.2	25.3	26.5	28.0	28.5	26.0	25.0	24.0	18.6	18.5
	移行期	日最高	—	30.6±1.4		33.0±0.8		30.0±4.0		24.9±3.8		—
		日平均	—	25.8±1.0		28.3±1.0		25.5±4.1		21.3±4.2		—
	期間平均	日最高	—	32.3		33.7		29.5		—		—
		日平均	—	27.4		28.5		24.2		—		—
生理反応	発汗量	小	大		小		大		小		小	
	体温上昇	小	小		大		小		小		小	
	平均皮膚温上昇	大	小		大と小		大と小		大		大	
心理反応	暑熱感	中	高		中		中		中		中	
	発汗感	中	中		低		低		中		中	
	不快感	中	高		低		低		中		中	

## 3. 暑熱適応における我慢の必要性

### 3.1 暑熱適応による新設定温度 28℃の達成

実験が行われた試験室は、温度が 30℃、着衣量が 0.37clo であった。これを、先の衣服の温度着衣低減率 R を用いて一般の事務服 0.7clo に換算すると、室温は 28.1℃に相当することになる。すなわち暑熱適応によって、たかまづして室温 28℃が満たされたのである。暑熱適応によると室の新設定温度 28℃が達成できる。

### 3.2 暑熱適応における我慢の評価

Table 2 の心理反応を見ると、区間③と④で不快感の評価が「低」で、暑さを苦にしていないうかがえる。ところが区間②では不快感が「高」で、夏期5区間のうちでは最も厳しい評価である。温度条件が満たされても、時期によっては不快感が増大することが注目される。

ここで、不快感は我慢と同義語とみてよいであろう。すると、空調温度に対する我慢は時期によって異なるわけで、

これはクールビズでは感知できなかった特徴である。

区間分割の内容は、日本の気候にあてはめると、区間②間欠的暑熱上昇期には梅雨時が、区間③断続的暑熱期には暑中・盛夏が、区間④間欠的暑熱下降期には残暑・秋口が相当すると考えられる。

先述の通り区間②では最も厳しい評価であったが、区間②に対応する梅雨時が蒸し暑くて耐え難いという一般の生活常識とも一致している。一般常識が暑熱適応の実験によっても確かめられたわけである。

区間②は発汗が多い時期であるが、区間①では冬の続きで発汗はまだ多くなく、区間②で発汗が始まるまでには一定の日数を要し、その間は身体がうつ熱状態になって、不快感を引き起こすことが推測される。近年では盛夏時よりも前の梅雨時に熱中症関係の救急車搬送件数が増加しているのは、その影響と考えられる。汗が皮膚から出ようとするが、まだ生理的な準備が整っていないことが原因である。周囲の湿度が高いのではなく、体表面で発汗ができないことによると考えられる。

温熱性発汗は生成に時間がかかるが、身体を動かすことによる運動性発汗は反応が速いので、運動性発汗を日頃から生活に取り込むのが我慢をなくすのに好都合であろう。

## ま と め

- ・クールビズの着用は空調温度に対する我慢を和らげるが、室温 28℃は達成できず、我慢をなくすこともできない。
- ・暑熱適応では室温 28℃が達成できるが、夏の前半の梅雨時ごろに我慢が必要になる可能性がある。
- ・暑熱適応形成中の暑さに対する我慢は、日常生活の改善によってなくすことが期待できる。

## 参 考 文 献

- 1) Humphreys, M. A.: A simple theoretical derivation of thermal comfort conditions. JIHVE, Vol.38, pp.95-98, Aug. 1970.
- 2) Olesen, S., Bassing, J. J. and Fanger, P. O.: Physiological comfort conditions at sixteen combinations of activity, clothing, air velocity and ambient temperature. ASHRAE Trans., Vol.78, Part 2, pp.199-206, 1972.
- 3) Gagge, A. P., Nishi, Y. and Nevins, R. G.: The role of clothing in meeting FEA energy conservation guidelines, ASHRAE Trans. Vol.82, Part 1, pp.234-247, 1976.
- 4) 中村泰人、岡村圭子：各種の実態調査にみられる至適温度の季節順化に関する生起分析、日本建築学会計画系論文集、第 495 号、pp.85-91、1997 年 5 月
- 5) 中村泰人、岡本孝美、安浪夕佳：日常生活で生じる暑熱適応の人工気候室実験による実態把握、日本建築学会環境系論文集、第 74 巻、第 636 号、pp.115-124、2009 年 2 月。
- 6) 入来正躬：体温生理学テキスト、文光堂、pp.118-133、2003。



## 新 PR 拠点の設備計画について

### About Facilities Planning of a New Center for Public Relations

○三宅 弘 祥 (安井建築設計事務所)

榎 本 丈 二 (安井建築設計事務所)

Koyo MIYAKE\*<sup>1</sup> Joji ENOMOTO\*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup> Yasui Architects & Engineers, Inc.

#### はじめに

本建物は、大阪ガス株式会社の新しい情報発信拠点として 2015 年 1 月に開業した。環境負荷を抑えデザイン的にも優れた建物を計画すると同時に、個別分散電源であるガスコージェネレーションを基幹設備として、敷地周辺建物と電力や熱の融通を行うエネルギーネットワークの構築を行う計画である。

#### 1. 立地計画

複数のショールームを集約し一体的な情報発信活動を行うための施設として計画された。本建物が立地するのは、ドーム球場、事務所・プラントビル、ショッピングセンター、ホームセンターといった大規模施設を対象とした熱供給事業地区である。また、同地区は 2012 年に要件緩和された特定電気事業の認可を受け、大阪ガス泉北発電所等で発電した電力を利用して 2013 年 7 月から地区内の 3 棟の建物に電力供給が開始されている。

#### 2. 施設のコンセプト

ガスを利用する生活者に対して、「食と住まい」「エネルギー」に関する情報発信することを目的に、建物内に実物大のスマートハウス、料理教室、料理人による調理実演が可能なホール、最新でトップランナーのあらゆる厨房機器などを備えた新しい情報発信拠点として計画された。また、業務用のガス利用者に対しては、ガスを利用した省エネルギー・省 CO<sub>2</sub> や安全・安心を訴求するための機器を建物設備として設置し、実運用されている。

建築物としては、エネルギー事業者としての先進性や集客施設としての賑わいを表すと共に、環境負荷の低減や省エネルギーを体現する意匠と設備技術の一体的な導入を目指している。

#### 3. 建物概要・設備概要

##### 3.1 建物概要

用 途 : 集会所 (展示施設)

地域地区: 商業地域

敷地面積: 3,867 m<sup>2</sup>

建築面積: 2,966 m<sup>2</sup>

延床面積: 10,149 m<sup>2</sup>

構造・階数: 鉄骨造・地上 5 階

##### 3.2 設備概要

給水設備: 受水槽+加圧給水ポンプ

排水設備: 汚水・雑排水合流方式

雨水処理設備による雑用水利用

給湯設備: 個別ガス方式/中央循環方式

ガス設備: 中圧ガス引込, 防災認定導管

消火設備: スプリンクラー設備 (一部放水型),

ガス消火設備, 連結送水管設備

熱源設備: 排熱投入型吸収式冷温水機 300RT×4 台

空調設備: 外調機+ファンコイル

(冷水温水 4 管式・冷水 2 管式)

換気設備: 1 種換気, 厨房排気

排煙設備: 機械排煙方式

受変電設備: 高圧トランス 本線/予備線 2 系統

空調熱源設備は、地域熱供給会社のサブプラントの位置付けで、建物内機械室に排熱投入型吸収式冷温水機 (ジェネリンク) が複数台設置される。この熱源設備からは、隣接するホームセンターへも冷水供給と排温水受入れを行う計画である。

#### 4. 省 CO<sub>2</sub> 技術のコンセプト

本建物では、省 CO<sub>2</sub> 技術として 3 つのコンセプトを掲げ計画を行った。

##### 4.1 Eco Integrated Design (意匠計画と環境計画の統合)

建物のアクセス経路に当たる北・東面は、外部から展示施設内部の賑わいや活動が外部へ発信できるようガラスカーテンウォールとしている。カーテンウォール部は

吹抜けとなっており、北面からの自然採光を利用して照明エネルギーの削減を図っている。また複層ガラスとして断熱性を高めている。東面は、地場産木材を利用した木質外装パネルと壁面緑化により親自然を表現し、北面には金属外装パネルを配し先進性を表す外観としている。この金属外装パネルと ALC 外壁の間に、室内からの排気を吹込むことで断熱空気層を形成し、外壁負荷の削減を図る試みを採用している。南面は展示用設備を設置する設備バルコニーやトイレ、DS・PS といったユーティリティ、階段室などのコア部分により空調負荷を抑制する配置としており、建物全体として意匠計画と環境計画の統合 (Eco Integrated Design) を図っている。

更に、屋上緑化 (水田) による空調負荷の削減、吹抜け部分の杭採熱による地中熱利用空調、雨水のトイレ洗浄水再利用、LED 照明の大幅採用など、様々な省エネルギー手法を取り入れ、省 CO<sub>2</sub> 技術の普及促進を体現する施設を目指した。

#### 4.2 電力デマンドレスポンス・電力セキュリティに対応する省 CO<sub>2</sub> スマートエネルギー設備

##### <電力デマンドレスポンス制御>

屋上に自立・分散型電源 (ガスコージェネレーション) を複数台設置し、建物内へ電力供給を行う。発電時に発生する排熱は空調熱源として有効利用する。また系統電

力からの節電要請時には蓄電池からの放電により、節電に対応する電力デマンドレスポンス制御を行う。

##### <災害等の停電時対応>

耐震性が高いことを評価 (耐震評価) された中圧ガスパイプを敷設し、ガスコージェネレーション設備を非常用発電機兼用とすることで、停電時の防災重要電源を確保している。また、停電時には自立・分散電源として停電対応自立型マイクロコージェネおよび電源自立型発電機能付ガスヒートポンプにより、保安電源や最上階ホールの空調・照明・厨房等の機能維持を図り、来場者への安心・安全を確保している。

##### <再生可能エネルギーとコージェネ排熱を利用した建物間熱融通>

屋上のコージェネ発電により生じる排熱は、1 階サブプラントの排熱投入型吸収式冷温水機で空調用冷水製造に利用され、ガス消費量の削減を図っている。暖房期には熱交換器を介して空調用温水に利用している。建物空調負荷が少なく冷水・温水として利用しきれない場合は、地域内熱導管に送水しメインプラントでの有効利用を図っている。

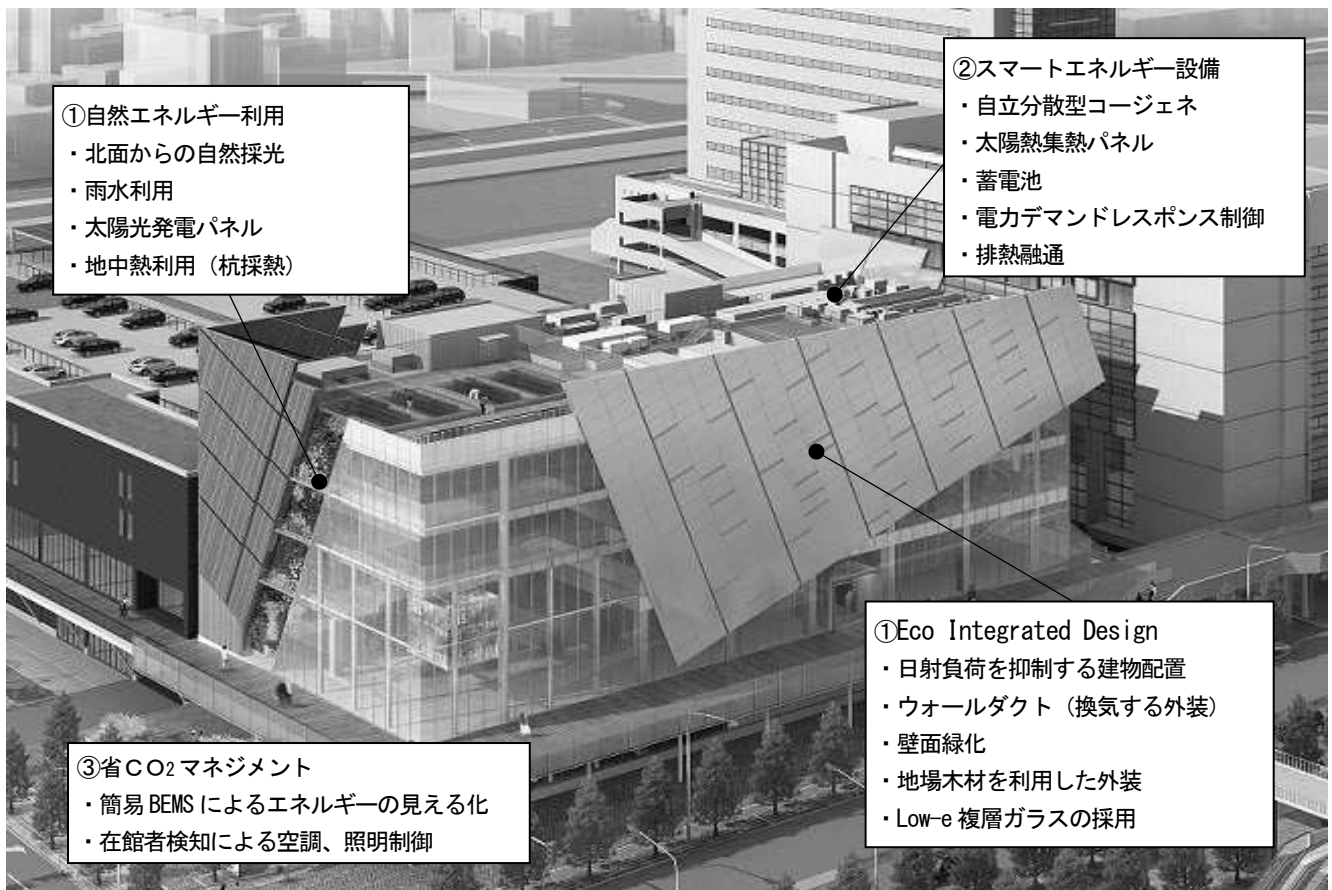


Figure.1 Building facade and introduction technology

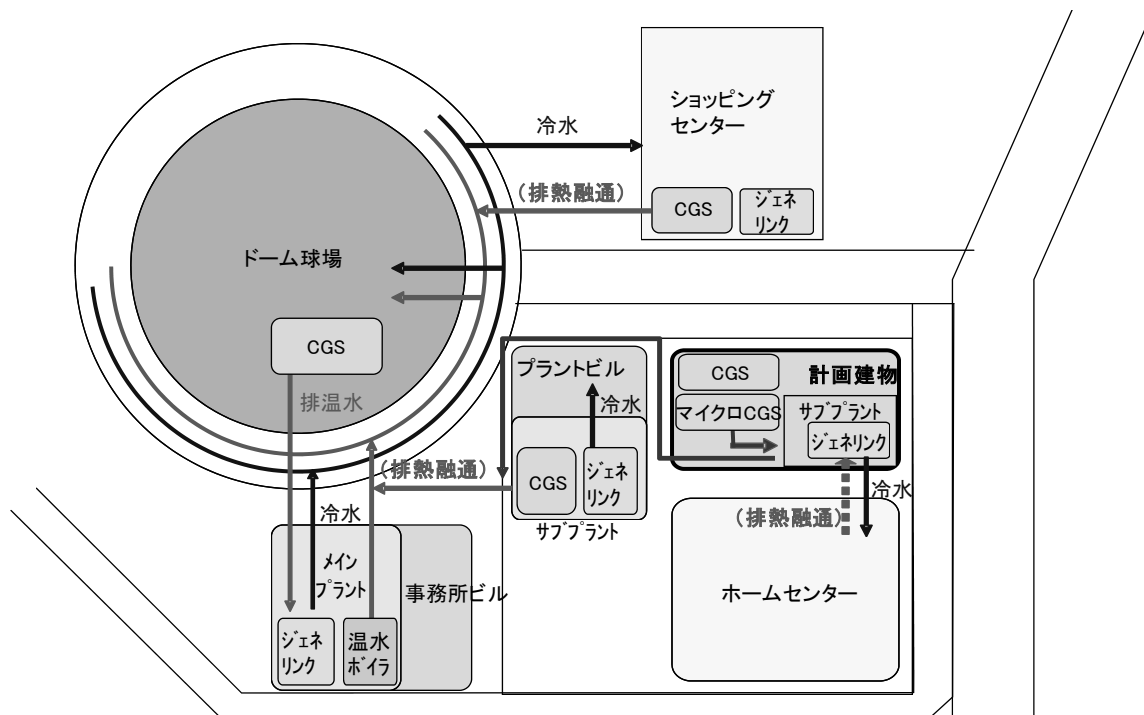


Figure.2 heating and cooling equipments among buildings

再生可能エネルギーの利用として、屋上に設置した集熱パネルで集めた太陽熱は、コージェネ発電の排熱と共に、夏期は排熱投入型吸収式冷温水機に投入し空調熱源として利用し、中間期～冬期は給湯の予熱に利用して省CO<sub>2</sub>を図っている。余った熱については、コージェネ発電排熱の余剰分と共に岩崎地区の地域冷暖房プラントに融通することで有効利用を図る。また、太陽光発電パネルを設置し、発電電力を系統連携により建物内で利用している。実証フィールドとして最先端の固体酸化物形燃料電池 (SOFC) を設置し、高効率分散電源の普及にも取り組んでいる。

#### 4.3 省 CO<sub>2</sub> マネジメントの継続実施と在館者検知による省 CO<sub>2</sub> 制御の実証

省 CO<sub>2</sub> を目的に導入する総合的な低炭素技術について、簡易 BEMS を活用し最適運用や見える化を行っている。簡易 BEMS で収集した情報を館内で表示し、来館者へエネルギーの見える化を図り、リアルタイムの情報を生かした体験型学習で省エネルギーに対する関心を高める計画である。在館者の変動が大きいと予想される展示エリアに対して、在館者数を検知して換気、空調の省エネルギー制御を行い、省 CO<sub>2</sub> 効果の実証検証を行う予定である。また、BEMS で収集した運用データを基に、省 CO<sub>2</sub> 効果の検証を行い、運用改善など継続的な省 CO<sub>2</sub> マネジメントを実行する予定である。

#### 5. 省 CO<sub>2</sub> 効果の試算

本建物の様々な環境配慮技術による CO<sub>2</sub> 排出量の削減効果の試算は、以下の通りである。

Table.1 スマートエネルギー設備の概要

非常用発電機兼用コージェネレーション
発電容量 210kW
排熱量 403kW
総合効率 90.7%
設置台数 1台
停電対応自立型マイクロコージェネレーション
発電容量 31kW
排熱量 47kW
総合効率 84.0%
設置台数 7台
燃料電池
固体酸化物形 (SOFC)
発電容量 3kW
太陽熱集熱パネル
ガラス真空管式
採熱温度 90℃
敷設面積 80㎡
蓄電池
リチウムイオン電池 容量50kWh
電源自立型GHP
冷房能力 56kW
発電容量 3.0kW (自立運転時)
設置台数 2台
太陽光発電パネル
発電容量 18kW …5種類のパネルの合計値

①エネ建物への取り組み

- ・屋上緑化（水田），壁面緑化による空調負荷低減効果
- ・Low-e ガラスによる空調負荷削減効果
- ・自然採光による省エネルギー効果
- ・LED 照明器具の採用による省エネルギー効果
- ・杭を利用した地中熱採熱の空調利用
- ・雨水利用
- ・木質パネル利用 ←アルミパネル利用との比較
- ・ウォールダクト ←排気ファン動力削減分

以上を合計して，28.4t-CO2/年

②エネルギーネットワーク（個別分散発電システムと熱融通）への取り組み

- ・コージェネによる発電と排熱利用 149t-CO2/年
- ・排熱の融通利用 61.8t-CO2/年
- ・太陽熱集熱 5.9t-CO2/年

③エネルギーマネジメントへの取り組み

- ・BEMS 導入 43.3t-CO2/年
- ・在館者検知 4.2t-CO2/年

合計で，292 t-CO2/年の削減を見込んでいる。これは，同規模の類似建物と比較して約31%の削減となる。

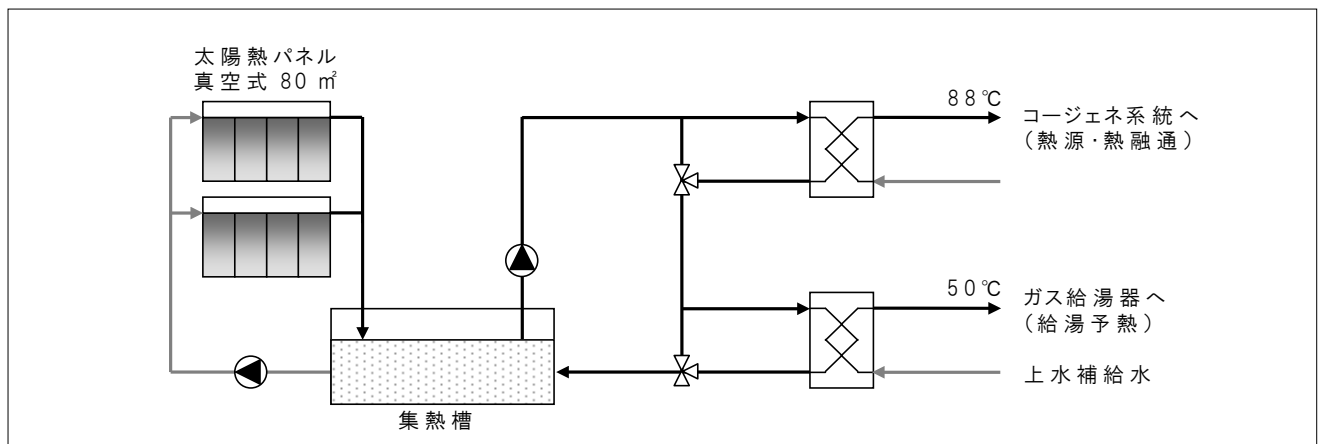


Figure.3 Solar heating system

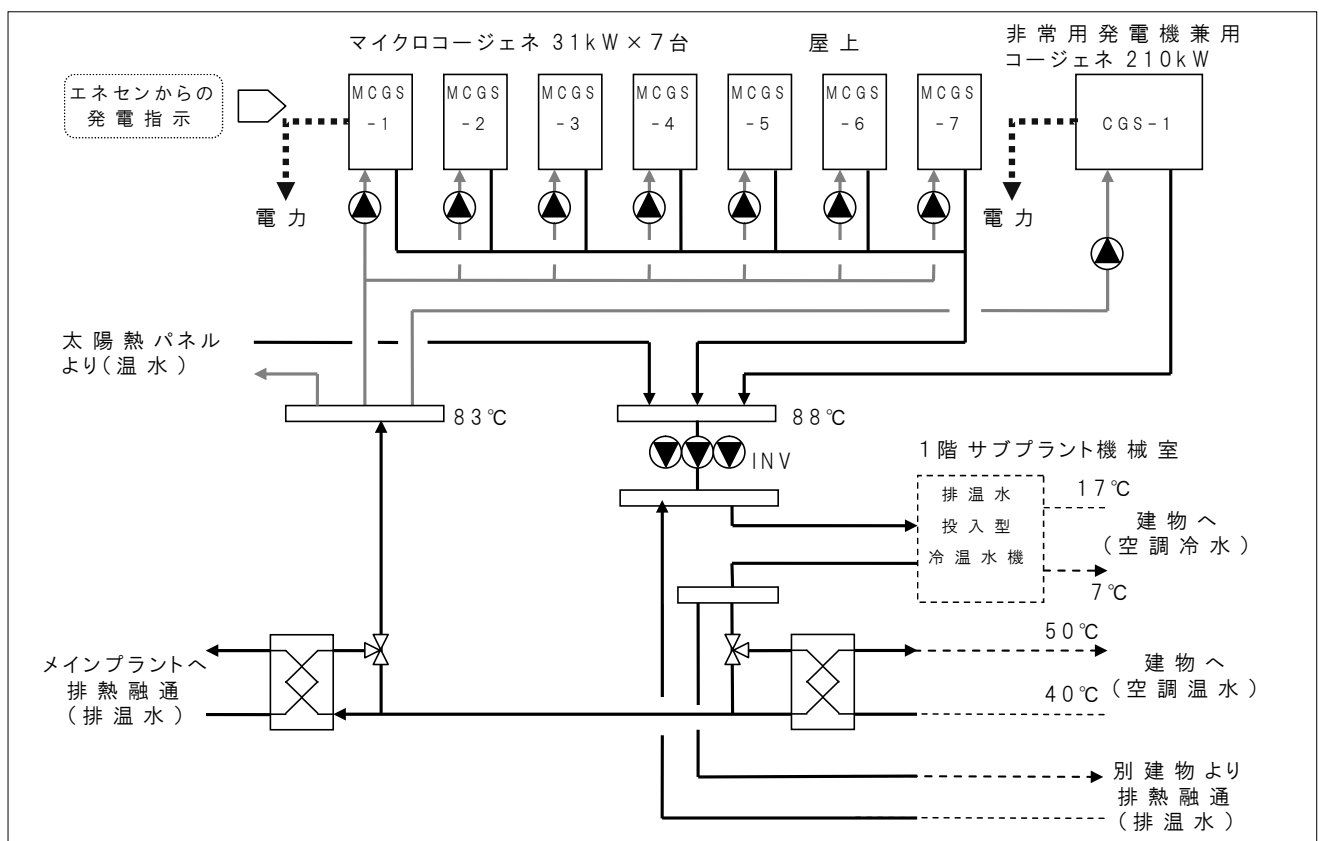


Figure4 dispersed power and waste heat recovery system

# 研究施設の熱源改修における計画と運転実績

## Plan and Performance Evaluation on refurbishment of heat source system in Research and Development Facility

○野上奈津季（大気社）

西山 満（大気社）

岸村 達也（大気社）

廣嶋 正雄（大気社）

Natsuki NOGAMI\*<sup>1</sup> Mitsuru NISHIYAMA\*<sup>1</sup> Masao HIROSHIMA\*<sup>1</sup> Tatsuya KISHIMURA\*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup> Taikisha Ltd.

This Research and Development Facility has been completed as a public technical research center in December in 1995. The heat source system was renewed aiming at improvement of the energy saving performance and an operation. This paper describes the contents and the result of the performance verification performed in design and operation step.

### 1. はじめに

本研究「大阪府立産業技術総合研究所」は21世紀へ向けての新技术の開発や研究交流支援など、より聞かれた公共の技術研究所として平成7年12月に竣工した。竣工後17年が経過し、建築設備機器の耐用年数を迎え、竣工当初の機能維持及び予防保全の観点から、平成25年11月から平成26年10月の1年間で大規模修繕工事として所内空調設備を改修した。

本研究は、本館棟・第1～第6実験棟・新技术開発棟・その他から構成されている。本稿では、改修工事完成后に冷房・暖房運転された本館棟の熱源設備改修計画の概要と平成26年7月から平成27年1月の運用実績について報告する。

### 2. 建物概要と改修の目的

本館棟は、延べ床面積約21,448m<sup>2</sup>、地下1階、地上5階建てで、既存の熱源設備は氷蓄熱システムとガス吸収式冷温水機で構成されている。熱源設備改修計画は以下の3点を目的としている。

- 1) 省エネルギー性能および環境性能・耐久性向上を主眼とした計画とする。
- 2) 設置後の光熱水費および維持管理費を含めたトータルコストの削減を図るものとする。
- 3) 竣工後の運転操作および維持管理が容易となるシステムとする。

### 3. 改修計画の概要

改修前後の熱源設備の概要とフローシートを Figure.1 と Table.1 に示す。

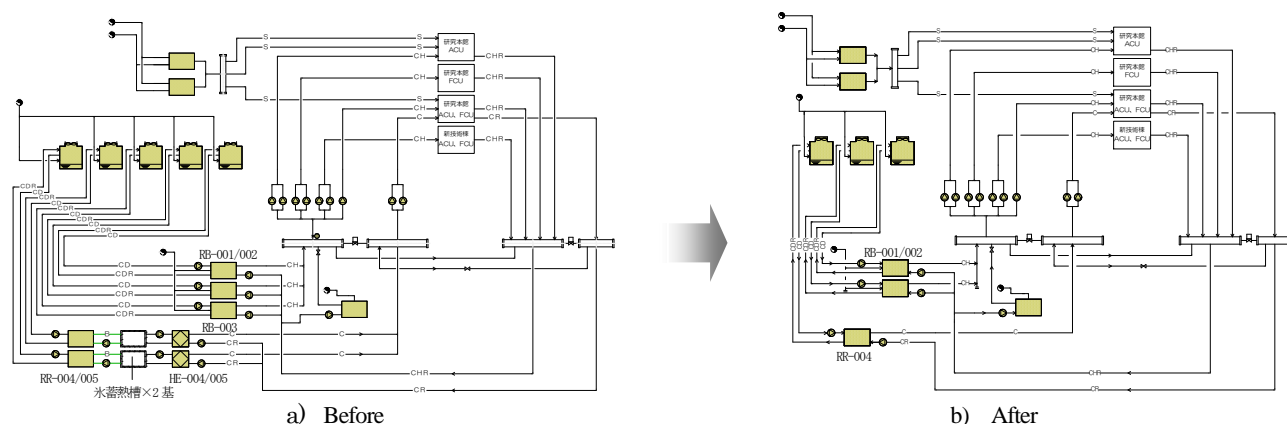


Figure.1 Diagram of heat source  
Table.1 Machine List

a) Before

b) After

No	Name	Cooling [kW]	COP [-]	Heating [kW]	COP [-]	Q' ty
RB-001/002	Gas Absorption Chiller	1,055	1.09	1,177	0.86	2
RB-003	Heater	176	0.93	247	0.85	1
RR-004/005	Brine Chiller Unit	186	2.51	—	—	2
HE-004/005	Water-water Heat Exchanger	140	—	—	—	2

No	Name	Cooling [kW]	COP [-]	Heating [kW]	COP [-]	Q' ty
RB-001/002	Gas Absorption Chiller	879	1.32	636	0.88	2
RR-003	Module type Water-cooled Chiller	340	4.90	—	—	1



本研究の使用は建設当初に比べると、年間冷房運転や 24 時間利用は減少しパッケージエアコンによる単独の空調運転が利用されている。また、実験機器の省電力化などが進み熱負荷は減少の傾向にある。施設および空調時間は、毎週月曜日～金曜日の午前 9 時から午後 5 時 45 分の平日のみである。冷房期間は 6 月から 9 月中旬、暖房期間は 12 月から 3 月中旬であり、3 月下旬から 6 月と 9 月下旬から 11 月までは熱源設備は停止している。このような状況の中で、建物の使用状況は建設当初の設計コンセプトから大きく変化している。熱源システムにおいて当初採用されていた氷蓄熱システムはその優位性を生かせなくなっているため、水冷モジュールチラーによる供給方式に更新する計画とした。

#### 4. 性能検証

改修計画の検証は実施設計段階から改修工事完成後 2 年間にわたって実施する。性能検証には国土交通省大臣官房官庁営繕部より公開されている「公共建築物におけるライフサイクルエネルギーマネジメント (LCEM)」ツール<sup>1)</sup>を利用した。実施設計段階の検討では基準となる熱負荷として 2010 年度の実績データを用いて LCEM ツールにより熱源システムの比較検討を行った。改修工事完成後は BEMS データを設計段階で構築した LCEM ツールのモデルに入力して再計算し、その結果と実績値の比較によりシステム性能を評価した。

実施設計では改修後の熱源システムのシステム COP<sup>2)</sup>を既存システムより 20%向上させることを目標とした。

##### 4.1 実施設計段階の検証

熱源システムを計画するにあたり、既存システムを踏襲したシステム（以下、A 案と表記する）と新たな省エネルギーシステムを採用したシステム（以下、B 案と表記する）を比較検討した。新たな省エネルギー手法として高効率機器の採用と設備容量のダウンサイジングである。ガス吸収式冷温水機は 30%省エネ型とし、水冷モジュールチラーは高効率・インバータ制御とした。搬送用ポンプはインペラを必要性能に合わせて加工し、IE3 の効率を持つモータを搭載した「エコポンプ」を採用した。熱源設備容量は 2010 年度の需要実績値を基に約 20%のダウンサイジングとした。

2010 年度の実績値では、ピーク負荷は冷却負荷 1.43Gcal/h (472.4RT/h)、加熱負荷は 1.68Gcal/h である。時刻別平均負荷を Figure.2 に、システム比較の検討結果を Figure.3 に示す。B 案は A 案と比べ、年間の一次エネルギー消費量は 29%削減でき、年間のシステム COP は 0.85 と 39%改善できるため、熱源システムとして B 案を採用した。

##### 4.2 負荷熱量の実績

平成 26 年 7 月から 9 月の 3 か月の冷熱負荷と平成 26 年 12 月から平成 27 年 1 月の 2 か月の温熱負荷の発生頻

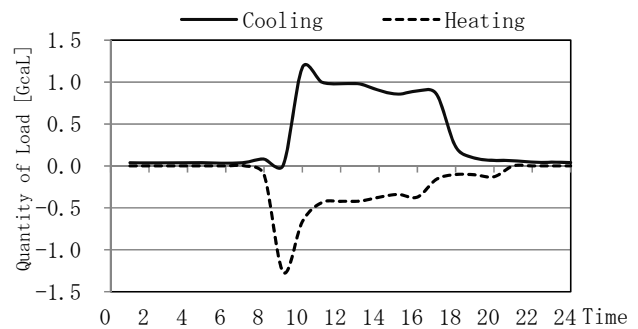


Figure.2 Design Load (Mean Value)

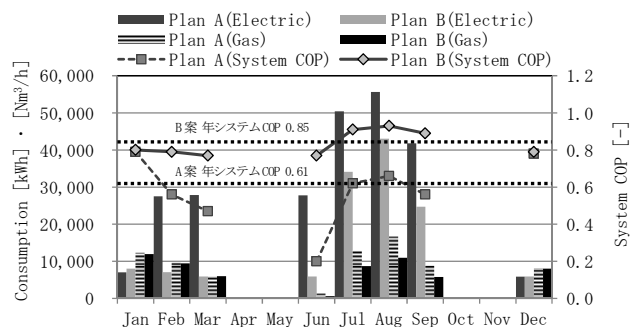


Figure.3 Comparison of Plan A and Plan B

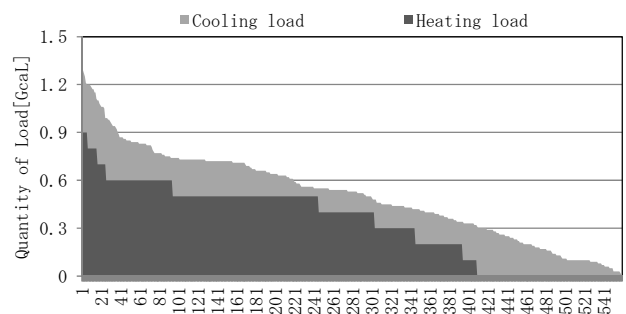


Figure.4 Frequency of Cooling/Heating Load

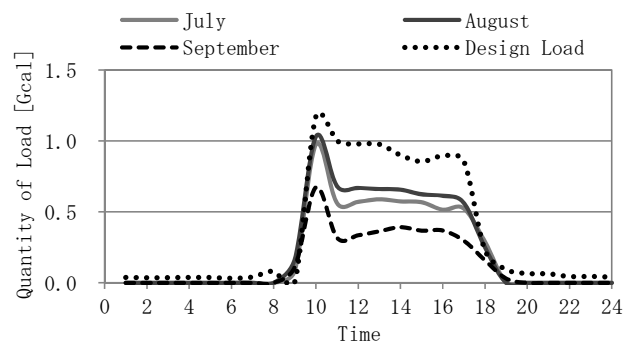


Figure.5 Actual Cooling Load (Mean Value)

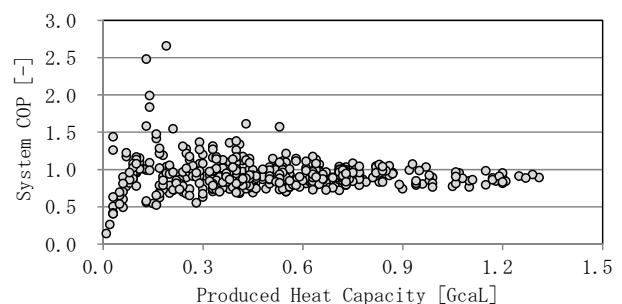


Figure.6 System COP

度を Figure.4 に示す。冷熱負荷では 3 か月の積算熱量は 285.5GcaL、ピーク負荷は 7 月 22 日 10 時に発生した 1.31GcaL/h である。計画時の 2010 年度と比べて積算熱量は計画時の 61.2%、ピーク負荷は 91.6%と小さくなっている。温熱負荷では 2 か月の積算熱量は 183.7GcaL、ピーク負荷は 12 月 16 日 9 時ほか 6 回発生した 0.9GcaL/h である。計画時の 2010 年度と比べて計画時の積算熱量は 93.1%、ピーク負荷は 53.4%と小さくなっている。

#### 4.3 冷房運転の実績値の検証

平成 26 年 7 月から 9 月の 3 か月の月別・時刻別平均負荷を Figure.5 に示す。負荷パターンを見ると、午前 10 時がピークとなり 11~17 時までにはほぼ一定となっている。実施設計で用いた 2010 年度の実績データとはほぼ同じ傾向を示している。

3 か月の平均システム COP は生産熱量が 0.1GcaL 以上ではほぼ 1.0 となっている (Figure.6)。月別エネルギー消費量とシステム COP を実績値と LCEM ツールによる計算値と合わせて Figure.7 に示す。実績値と LCEM 計算値は近似した値を示している。設計時のシステム検討では一次エネルギー換算のエネルギー消費量が 500GJ ではシステム COP は 0.89 である。7 月・8 月の実績値 532GJ・564GJ に対してシステム COP はそれぞれ 0.906・0.913 と LCEM ツールを用いた計算値に近似しており、ツールを用いた性能検証の妥当性が示された。

7~9 月の冷房期間のシステム COP は、0.91 で実施設計段階の LCEM ツールを用いた計算値 0.91 と同じ値となり、既存システムより 49%と大きく改善できた。

#### 4.4 暖房運転の実績値の検証

平成 26 年 12 月から平成 27 年 1 月の 2 か月の月別・時刻別平均負荷を Figure.8 に示す。負荷パターンを見ると、冷熱負荷のような午前 10 時の極端なピーク負荷はなく、10~17 時までにはほぼ一定となっている。2010 年度の実績データとはピーク負荷に大きな差異があることを除けばほぼ同じ傾向を示している。

2 か月の平均システム COP は生産熱量が 0.2GcaL 以上では平均して 0.7 程度となっている (Figure.9)。月別エネルギー消費量とシステム COP を実績値と LCEM ツールによる計算値と合わせて Figure.10 に示す。実績値と LCEM ツールを用いた計算値を比べると、電力消費量は近似しているが、ガス消費量に誤差があり、LCEM ツールを用いた計算値のシステム COP が低くなっている。

12~1 月の暖房期間のシステム COP は、0.70 で実施設計段階の LCEM ツールを用いた計算値 0.795 より 11.4%低くなった。

#### 4.5 チューニングの実施

改修工事完成後の冷房期間 (7~9 月) 終了後に冷房運転に関する不具合を改善した。2つの問題点が性能検証の過程で発見された。まず、熱源機の運転台数制御にお

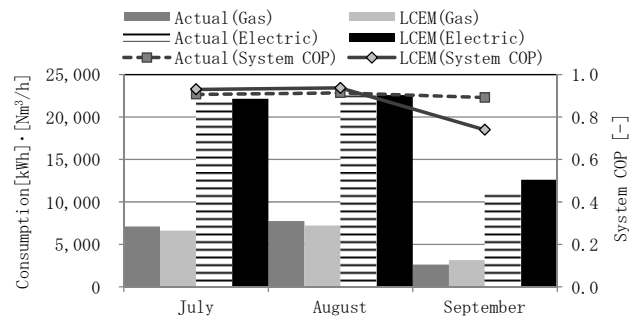


Figure.7 Energy Consumption and System COP

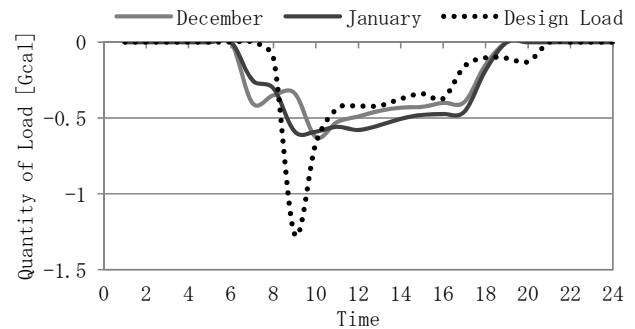


Figure.8 Actual Heating Load (Mean Value)

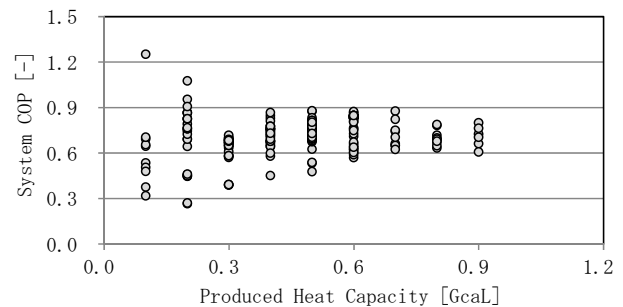


Figure.9 System COP

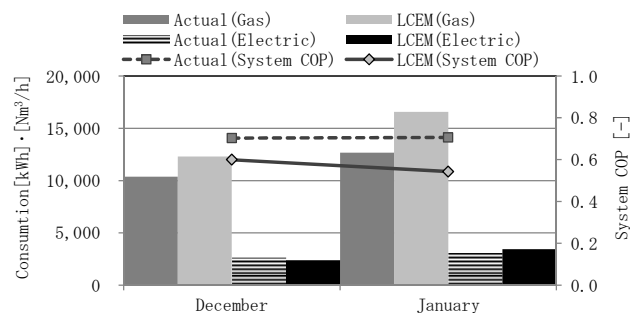


Figure.10 Energy Consumption and System COP

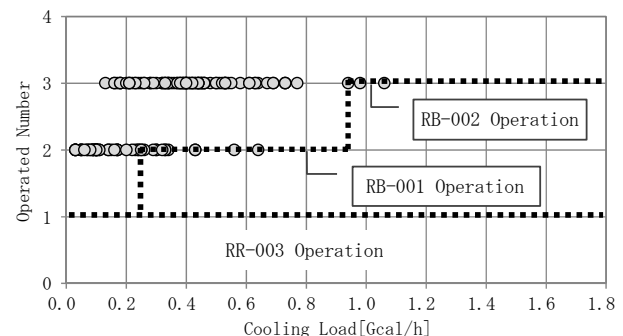


Figure.11 Operated Heat Source Equipment (September)

いてガス吸収式冷温水機 2 台が毎朝の立ち上がり時などで熱負荷に関係なく、ほぼ同時に運転する制御設定値となっていることが分かった。所内の中央監視設備は本空調設備と同様に竣工後 17 年経過しハードの老朽化と機能の陳腐化が進み、本改修工事より先行して改修工事が進められていた。その後、空調設備の改修工事が開始されたが、熱源設備の運転制御などは既存の制御設定値を踏襲しており、改修後の熱源システムの制御内容が詳細に反映できなかったことが要因と考えられる。

次の問題点として、Figure.5・Figure.8 に示すように冷却負荷・加熱負荷とも朝の立ち上がり時がピーク負荷となっていることである。通常、暖房時は朝の立ち上がり時がピークとなるが、冷房期間は午後 2 時から 4 時にピーク負荷となる。これは節電の意識から朝の立ち上がり時間を短時間としていることが要因と考えられる。

これらの不具合改善の対策と効果について以下に示す。

#### 4.5.1 運転台数制御の再設定

熱源機運転台数制御に関する「始動時運転台数設定」「始動時運転台数保持時間」「効果待時間」「発停判断インターバル」「再起動防止時間」を再確認し、熱源機の増減台の制御設定値を暖房運転開始前に再設定した。

9 月と 12 月の熱源機の運転状況を Figure.11 と Figure.12 に示す。9 月は水冷モジュールチラー (340kW, RR-003) のみで負荷処理が可能な場合でもガス吸収式冷温水機 (879kW, RB-001・RB-002) が運転している。同様に、2 台運転 (RR-003 と RB-001 または RB-002) で負荷処理が可能な時も水冷モジュールチラーとガス吸収式冷温水機 2 台が運転している。熱源機の増減台の制御設定値を変更した後の 12 月の運転状況を見ると、負荷熱量に対してガス吸収式冷温水機の 1 台運転時と 2 台運転時がほとんど重なり合うことなく運転できている。

#### 4.5.2 立ち上がり運転時間の再設定

改修工事前は所内の就業時間に合わせて、8 時 20 分に熱源機発停の群指令 ON となるスケジュールとなっていた。朝の立ち上がり運転に伴うエネルギーデマンドを抑制するため、12 月 22 日以降は立ち上がり運転を 1 時間早めて 7 時 20 分に群指令 ON となるようにスケジュールを変更した。Figure.8 に示すように 12 月と 1 月の温熱負荷を比べると、12 月の平均温熱負荷より 1 月の平均負荷はピークが 1 時間オフセットし 9 時頃となっている。

Figure.13 に立ち上がり時のガス吸収式冷温水機の単体 COP<sup>3)</sup> を示す。8 時の単体 COP は 12 月の RB-001 平均 COP は 1 月より 0.1 程度高いが、9 時・10 になると RB-001・RB-002 とも 12 月より 0.09~0.18 程度高くなっている。ガス吸収式冷温水機の運転を 1 時間早めることで二次側への供給出口温度が 1 時間早く安定し、熱源機が高負荷率で運転を継続することができたものと考えられる。

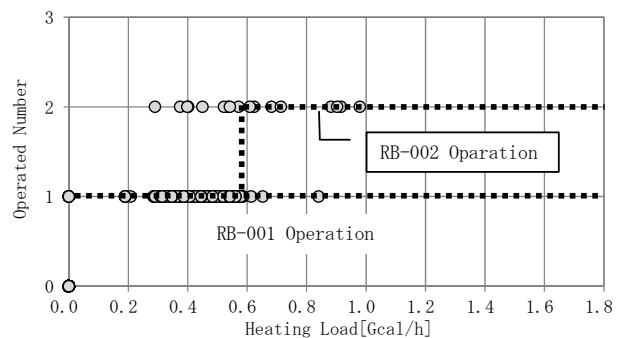


Figure.12 Operated Heat Source Equipment (December)

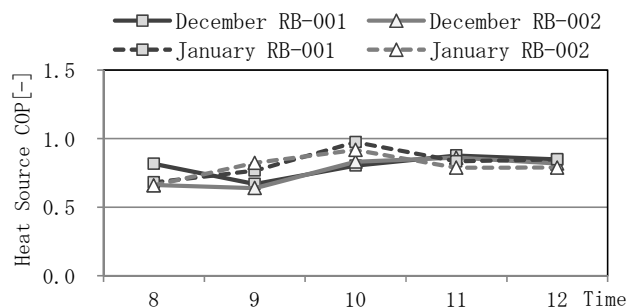


Figure.13 Heat Source COP (Mean Value)

## 5. まとめ

本工事では竣工引渡し後 2 年間に継続してデータ収集し分析評価を行ない、その結果を踏まえて運転方法や自動制御パラメータの再調整を行なうことが契約条件となっている。1 年目の性能検証から、熱源機の運転台数制御値および熱源機の立ち上がり運転時間を再設定した。

今回の改修計画では熱源容量のダウンサイジングを行っている。熱源システムのエネルギー使用量を削減するためには二次ポンプのインバータ制御による負荷側への流量と送水圧力の調整が不可欠となる。一次側の熱源システムと負荷側との総合調整を今後の課題としたい。

## 謝 辞

今回の改修工事に当たっては、地方独立行政法人大阪府立産業技術総合研究所様ならびに本改修工事のコンストラクション・マネジメント会社である明豊ファシリティアークス株式会社様の多大なご支援・ご指導を頂いた。ここに深くお礼申し上げます。

## 参考文献

- 国土交通省ホームページ(LCEM ツールについて)  
[http://www.mlit.go.jp/gobuild/sesaku\\_lcem\\_lcemtool\\_index.htm](http://www.mlit.go.jp/gobuild/sesaku_lcem_lcemtool_index.htm)
- システム COP = 熱負荷合計 [Gcal] × 4.186 [J/cal] ÷ (ガス消費量 [m³] × 45 [GJ/千 m³] ÷ 10³ + 電気消費量合計 [kW] × 9.97 [GJ/千 kWh] ÷ 10³)  
・ 電気消費量 [kW]: 熱源機本体 + 冷却水・冷温水ポンプ + 冷却塔ファン + その他熱源補機
- 熱源機単体 COP (ガス吸収式冷温水機) = 生産熱量 [Gcal] ÷ (ガス消費量 [m³] × 9.67 [Mcal/m³] ÷ 10³): 低位発熱量基準

## 物流倉庫の地下ピットを利用した地中熱利用効果について

### Research on the effect of adopting ground source energy by utilizing underground pit for logistics warehouse

○張 口（株式会社安井建築設計事務所）

坂東 功一（株式会社安井建築設計事務所）

小林 陽一（株式会社安井建築設計事務所）

Lu ZHANG<sup>\*1</sup>

Koichi BANDO<sup>\*1</sup>

Youichi KOBAYASHI<sup>\*1</sup>

<sup>\*1</sup> YASUI ARCHITECTS & ENGINEERS, INC.

Recently, lots of facilities have attempted to utilize kinds of energy-saving techniques as much as possible in order to protect the global environment. In this paper, three typical logistics warehouse were selected among nearly one hundred logistics center in Japan which mainly adopt the underground pit space to include the cool-tube ventilation system. We have measured the exit and outside temperature of the pit space for these three logistics warehouse and conducted the relevant data analysis. Finally, the influence of cool-tube ventilation system and its contribution to the enterprise interest was discussed.

#### はじめに

近年、地球環境への負荷低減のために、あらゆる施設で自然エネルギーを用いた省エネルギー技術が導入されている。

全国に 83 支店、16 の物流センターを有する、機械工具・物流機器などの工場用副資材の卸売業を展開されているトラスコ中山株式会社では、新築物流倉庫の床下ピット空間を利用したクールチューブ換気設備を導入してきた。一般的に、床下ピット空間を利用したクールチューブ換気を行うためには専用のピット空間を掘削するための大きな費用が発生したり、地盤面下に設けるピットであるが為に湧水が発生し臭気が生じる心配がある。物流倉庫の 1 階の床面高さは、その特性上トラックの荷台の高さ分だけ地盤面より高くなっている。そのために必然的に発生した浅い床下ピット空間を利用して、クールチューブ換気を行う事としてきた。クールチューブ効果で冷却された空気は、従業員の方々に効果を直接感じとって頂ける様、物流倉庫内で手動スイッチ操作による直接吹き出しとする事としてきた。(Figure 2)

今回、3 施設でのクールチューブピットの出口温度と外気温の計測結果の分析を行った。Figure 1 は市原市(千葉県)の物流施設の外観である。

#### 1. 実測概要

Table-1 に建築概要を示す。Table-2 は実測条件を示す。

実測の項目は外気温、クールチューブピット出口空気温度である。



Figure 1 Photo of logistics warehouse in Ichihara City

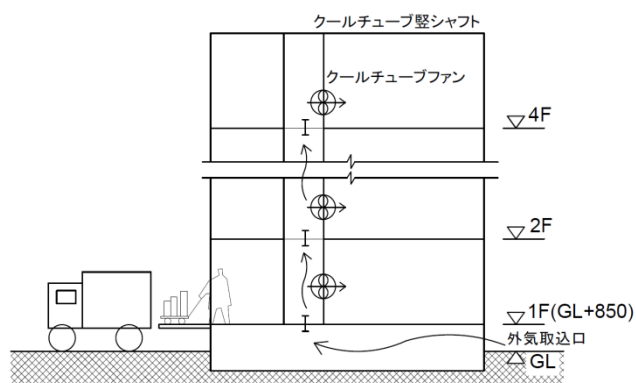


Figure 2 Overview of cool-tube system

Figure 3～5 に仙台市、市原市(千葉県)、広島市の物流倉庫のピット平面図を示す。図中の矢印のルートでピット内を経由して外気を取り込んだ。

Table 1 Principal particular of architectures

場所	階	延面積 (㎡)	クールチューブ 面積 (㎡)	クールチューブ 長さ (m)	風量 [m³/h]
仙台市	4	10,667	1,290	270	6,000
市原市 (千葉)	2	2,717	680	190	4,000
広島市	3	4,376	630	90	3,000

Table 2 Experimental condition

場所	年間平均気温[℃]	実測期間
仙台市	12.2	2010/7/28~8/30
市原市(千葉)	15.3	2011/8/10~9/21 2012/9/7~9/21
広島市	15.9	2012/7/1~9/21 2013/7/1~9/21 2014/7/1~9/21

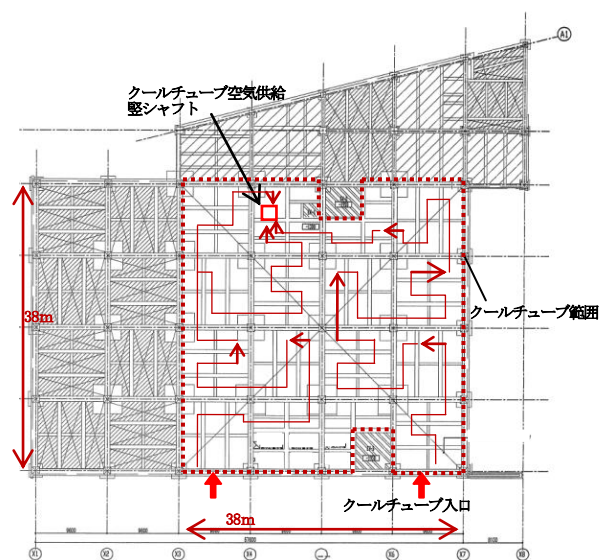


Figure 3 Plan of pit space in Sendai city

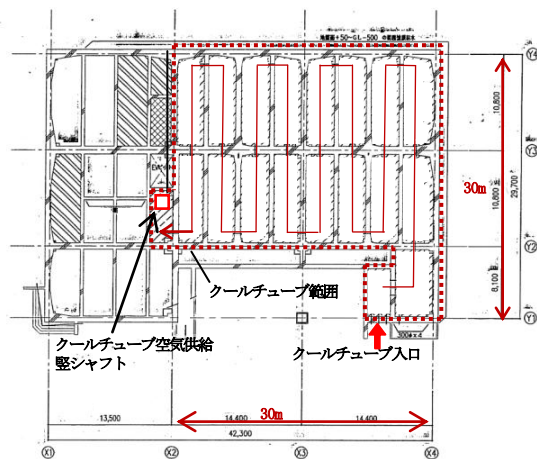


Figure 4 Plan of pit space in Ichihara city

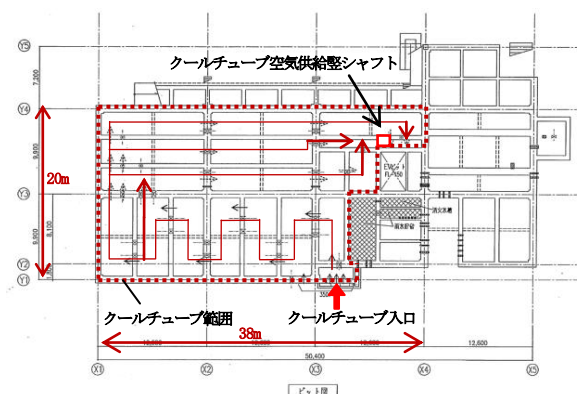


Figure 5 Plan of pit space in Hiroshima city

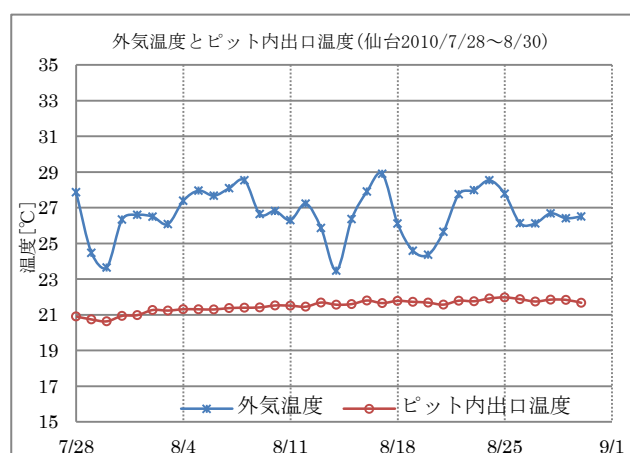


Figure 6 Comparison of the inside and outside temperature for the pit space (Sendai 2010/7/28~8/30)

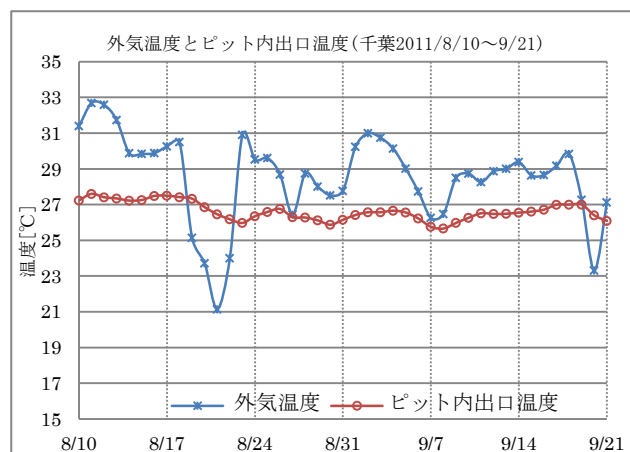


Figure 7 Comparison of the inside and outside temperature for the pit space (Ichihara 2011/8/10~9/21)

## 2. 実測結果

Figure 6~11 に仙台市、市原市(千葉県)、広島市の物流倉庫の外気温とピット内出口空気温度を示す。

Table 3 に3施設におけるクールチューブ設置によって、得られた冷熱量を示す。

## 3. クールチューブ効果

クールチューブ設置による効果と、エアコンで冷却した場合に必要な電力料金に換算した結果を Table 4 に示す。



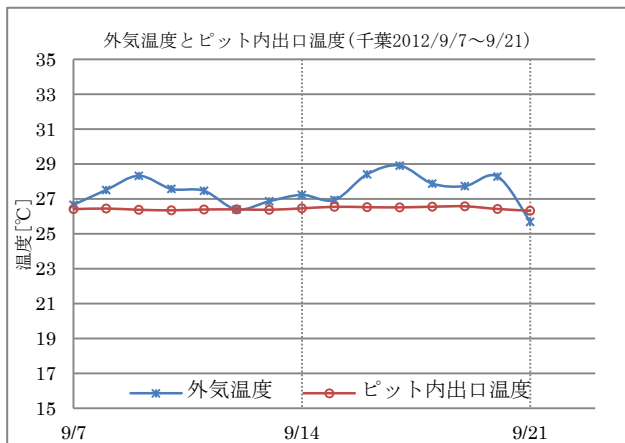


Figure 8 Comparison of the inside and outside temperature for the pit space (Ichihara 2012/9/7~9/21)

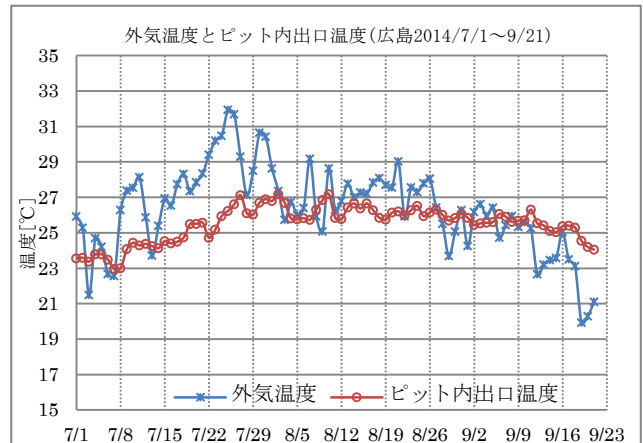


Figure 11 Comparison of the inside and outside temperature for the pit space (Hiroshima 2014/7/1~9/21)

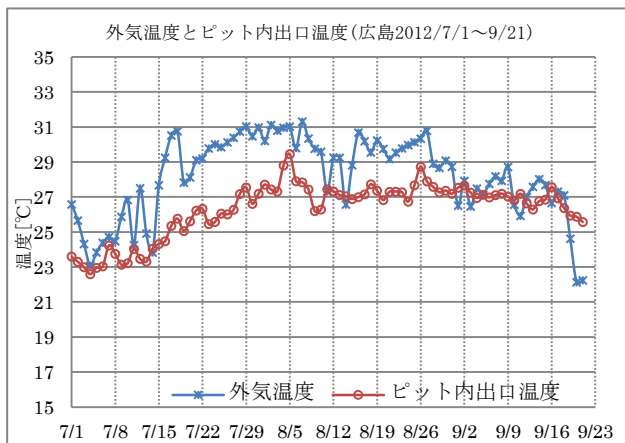


Figure 9 Comparison of the inside and outside temperature for the pit space (Hiroshima 2012/7/1~9/21)

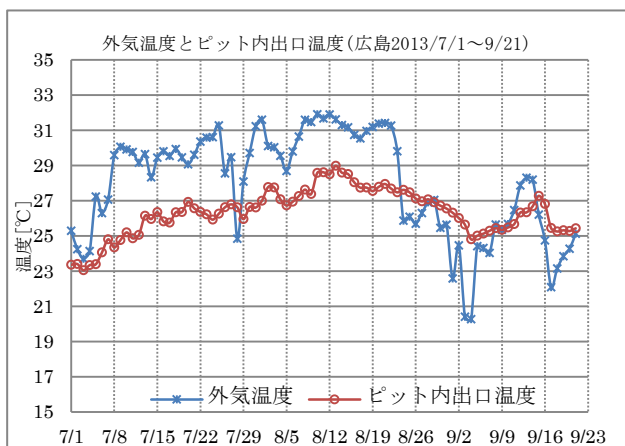


Figure 10 Comparison of the inside and outside temperature for the pit space (Hiroshima 2013/7/1~9/21)

#### 4. 終わりに

クールチューブ換気効果は、年間平均気温の低い仙台市の施設が一番高かった。市原市、広島市の施設においても、外気温にかかわらず27°CDB前後で供給することが出来ており、クールチューブ効果は十分に得られている事がわかった。1階の床面高さが地盤面より高くなる物

Table 3 Absorbed energy for different cities

場所	期間	最大値		平均値 (9~17時)		合計値 (9~17時)	
		W	w/m <sup>2</sup> (ピット 面積)	W	w/m <sup>2</sup> (ピット 面積)	kwh	kwh/m <sup>2</sup> (ピット 面積)
仙台	2010/7/28 ~8/30	28,200	21.9	16,000	12.4	4,400	3.4
千葉	2011/8/10 ~9/21	17,800	26.2	5,600	8.2	2,000	2.9
	2012/9/7 ~9/21	13,900	20.4	4,600	6.8	582	0.9
広島	2012/7/1 ~9/21	13,000	20.6	5,600	8.9	4,200	6.7
	2013/7/1 ~9/21	13,000	20.6	6,000	9.5	4,500	7.1
	2014/7/1 ~9/21	13,800	21.9	4,800	7.6	3,500	5.6

Table 4 The influence of pit space on electricity-consuming

場所	期間	日数	削減 最大電力	削減 電力量	削減 電力料金
			(kw)	(kwh)	(千円)
仙台	2010/7/28 ~8/30	34日間	8.1	1,257	183
千葉	2011/8/10 ~9/21	43日間	5.1	571	112
	2012/9/7~ 9/21	15日間	4.0	166	84
広島	2012/7/1~ 9/21	83日間	3.7	1,200	94
	2013/7/1~ 9/21	83日間	3.7	1,286	95
	2014/7/1~ 9/21	83日間	3.9	1,000	95

※エアコン COP は 3.5、電力基本料金は 1.7 千円/kw・月、従量料金は 15 円/kwh と  
して算定。

流施設において、クールチューブ換気は大変有効であった事がわかった。

# 河川水利用地域熱供給システムの性能検証・評価に関する研究

## (第 15 報) 運用開始後 10 年間の取り組み

### Study on Performance Verification and Evaluation of District Heating and Cooling System Using Thermal Energy of River Water

#### Report 15: Efforts of 10 years after Starting Operation

○ 一 谷 匡 陸 (関西電力)                      丹 羽 英 治 (日建設計総合研究所)  
三 浦 光 城 (関西電力)                      林 英 人 (関西電力)  
三 島 憲 明 (関西エネキョーソリューション)                      高 橋 直 樹 (日建設計総合研究所)  
小 池 万 里 (日建設計総合研究所)                      下 田 吉 之 (大阪大学)

Kyohei ICHITANI\*<sup>1</sup> Hideharu NIWA\*<sup>2</sup> Mitsuki MIURA\*<sup>1</sup> Hideto HAYASHI\*<sup>1</sup> Noriaki MISHIMA\*<sup>3</sup>

Naoki TAKAHASHI\*<sup>2</sup> Kazusa KOIKE\*<sup>2</sup> Yoshiyuki SHIMODA\*<sup>4</sup>

\*<sup>1</sup> The Kansai Electric Power Co.,Inc    \*<sup>2</sup> NIKKEN SEKKEI Research Institute

\*<sup>3</sup> Kanden Energy Solution, CO.,Inc    \*<sup>4</sup> Osaka University

The DHC system in the block 3 in Nakanoshima district uses heat pumps and river water to achieve the efficient use of the heat source and mitigate the heat island effect. This report outlines overview of the DHC system, its operational results, and heat source performance records for consecutive 10 years since the operation was launched.

#### はじめに

大阪中之島に位置する「中之島三丁目地区地域熱供給施設」においては、熱源システムの効率向上とヒートアイランド現象の緩和を目的として、全面的に河川水利用ヒートポンプシステムを採用し、継続的に適正運転・維持管理を実践している<sup>1)</sup>。本報では、運用開始後 10 年間の取り組み内容を総括し、10 年間の運転実績や熱源機器 COP の経年推移を分析したので、以下に報告する。

#### 1. 運用開始後 10 年間の取り組み

Tab.1 に運用開始後 10 年間の取り組みを総括した。本施設では、運用開始以降、継続して性能検証と評価を行い、適正運転と維持管理を行ってきた。

10 年間の性能検証・評価は、3 つのフェーズに分けて対応した。フェーズ 1 は最初の 2 年間であり「初期性能検証・評価」、フェーズ 2 は東日本大震災（以降、大震災）前の 2010 年までとして「前期性能検証・評価」、フェーズ 3 は 2011 年の震災以降として「後期性能検証・評価」を実施した。

Table1. Developments in heat supply plant after starting operation

Year		1st year 2005	2nd year 2006	3rd year 2007	4th year 2008	5th year 2009	6th year 2010	7th year 2011	8th year 2012	9th year 2013	10th year 2014
Performance verification and evaluation phase		Phase-1		Phase-2				Phase-3			
Topics		Initial performance verification and evaluation		Early performance verification and evaluation				Late performance verification and evaluation			
Supply status		▽ 1st stage started operation		Mild winter Hot summer ▽ 2nd stage started operation				Requested electricity saving ▽ The Great East Japan Earthquake Electricity-saving target ▽ 3rd stage started operation			
Performance verification framework		▽ Started operation for Office1 in 2005/1		Continual performance verification and evaluation meeting ▽ Started operation for Station in 2008/10				Continual performance verification and evaluation meeting Verification of saving effect Performance verification of 3rd stage system			
Verification and evaluation items		<ul style="list-style-type: none"> <li>• Performance verification of heat source system</li> <li>• Performance verification of conveyance system</li> <li>• Verification of effectiveness of using river water</li> <li>• Verification of effectiveness of leveling load</li> <li>• Initial performance evaluation (first COP)</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>• Created system simulator</li> <li>• Considered operation improvement</li> <li>• 3-year performance evaluation</li> </ul>				<ul style="list-style-type: none"> <li>• Reviewed power-saving methods and effect</li> <li>• Performance verification of 3rd stage system</li> <li>• Evaluated secular changes of heat source performance</li> <li>• Evaluated secular changes of river water utilization system</li> <li>• 10-year performance evaluation</li> </ul>			
Efforts on demand side and plant side				<ul style="list-style-type: none"> <li>• Optimized thermal storage in the building</li> </ul>				<ul style="list-style-type: none"> <li>• Optimized thermal storage in the building</li> <li>• Considered supply temperature mitigation</li> </ul>			
Efforts on plant side	Cooling	<ul style="list-style-type: none"> <li>• The ratio of cool water follow-up cooling operation was increased due to increased cooling load in summer</li> <li>• Adjusted bypass flow</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>• Increased TR operation</li> </ul>				<ul style="list-style-type: none"> <li>• Power-saving operation</li> </ul>			
	Heating	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Prioritized IHP cool water heat recovery operation</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>• Adapted IHP (Enabled separated operation)</li> <li>• The ratio of cool water heat recovery operation was increased due to decreased heating load in winter</li> </ul>				<ul style="list-style-type: none"> <li>• Optimized IHP and SR operation</li> </ul>			
	Others	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Adjusted plant ventilating fan</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>• Secured temperature difference of river water</li> </ul>				<ul style="list-style-type: none"> <li>• Reviewed temperature difference of river water</li> </ul>			

この間、継続的に性能検証・評価会議を行い、プラント側のみならず、需要側を含めた様々な取り組みを行った。

主な取り組み例としては、LCЕМ ツールを用いた熱源シミュレータを開発し、送水温度の適正化検討、躯体蓄熱の効果検討などを行い、実運用に反映した。また、熱源機器の効率的な運用形態（発停、モード）を一覧にした熱源運転マップを作成し、実際のプラント運転に活用したことなどがあげられる。

## 2. 熱供給エリアの概要

Fig.1 に現状の熱供給エリアを示す。本施設の熱供給エリアは、2005 年のⅠ期運用開始以降徐々に拡張し、2009 年のⅡ期工事を経て、2013 年にⅢ期工事が完了している。供給エリアは 3.0ha、対象は事務所ビル 3 棟、駅舎、ホテルであり、延床面積は合わせて約 25 万㎡となっている。

メインプラントは事務所 1 の地下に、Ⅲ期工事で増設したサブプラントは北側駐車場の地下に配置している。

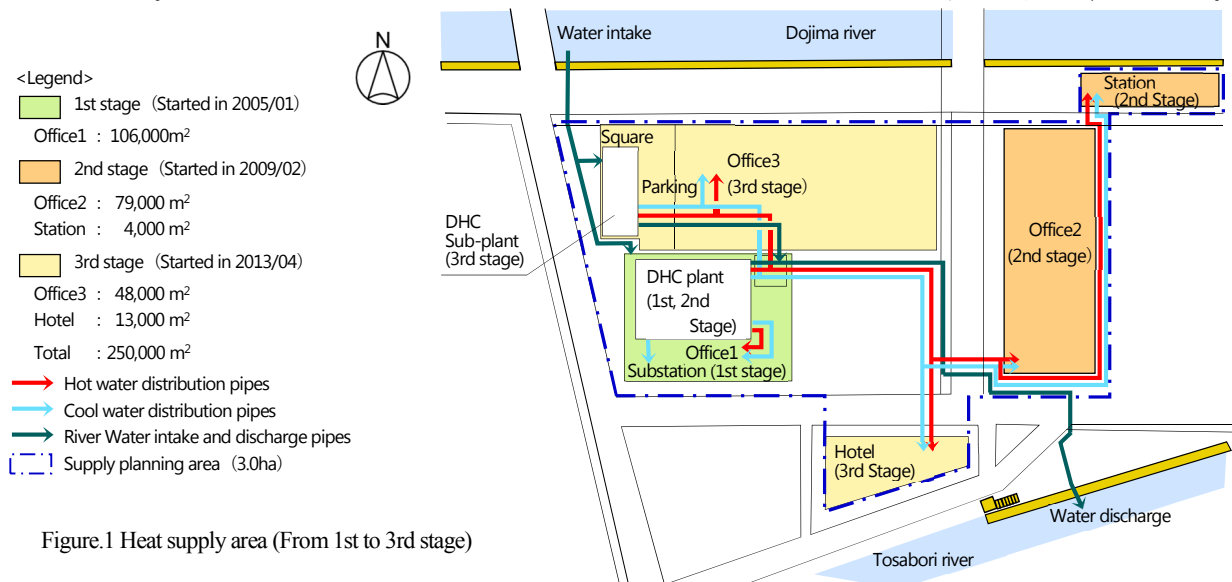


Figure.1 Heat supply area (From 1st to 3rd stage)

## 3. 熱供給システムの概要

Fig.2 に熱供給システム系統図と主要熱源機器の仕様を示す（以降、機器名称等は表中の記号にて示す）。

[1st Stage]			
	Cooling	Heating	Number
HP	-	838MJ/h	1
IHP	Cool water : 3,080MJ/h Ice Storage : 1,936MJ/h	Cool water heat recovery : 3,606MJ/h Ice storage heat recovery : 2,448MJ/h	8Unit (16)
TR1	5,063MJ/h	-	1
[2nd Stage]			
	Cooling	Heating	Number
SR1	Cool water : 5,062MJ/h Ice Storage : 4,404MJ/h	4,187MJ/h	1
SR2	Cool water : 8,640MJ/h Ice Storage : 8,478MJ/h	13,860MJ/h	1
TR2	7,595MJ/h	-	1
[3rd Stage]			
	Cooling	Heating	Number
R31・R32	8,561MJ/h	8,910MJ/h	2
HWR41・HWR42	-	464MJ/h	2
HSR43	-	184MJ/h	1
HSR44	113MJ/h	184MJ/h	1

TR : Water Cooling Turbo Chiller  
 IHP : Water Source Screw Heat Pump (Ice storage and heat recovery)  
 IST : Ice storage tank  
 SR : Water Source Screw Heat Pump (Ice storage and change of cool and warm water mode)  
 HP : Water Source Screw Heat Pump (Heating)  
 R : Water Source Screw Heat Pump (change of cool and warm water mode)  
 HWR : Scroll Heat Pump (high temp.)  
 HSR : Scroll Heat Pump (High temp. or high temp. and heat recovery)  
 [Facilities using river water]

Water intake and discharge place	Intake : Dojima river Discharge : Tosabori river
Quantity of water intake	Summer : 1.204m <sup>3</sup> /s Winter : 0.808m <sup>3</sup> /s
Use difference of temperature	Summer : 5° C Winter : -3° C
River water dependence rate	100%

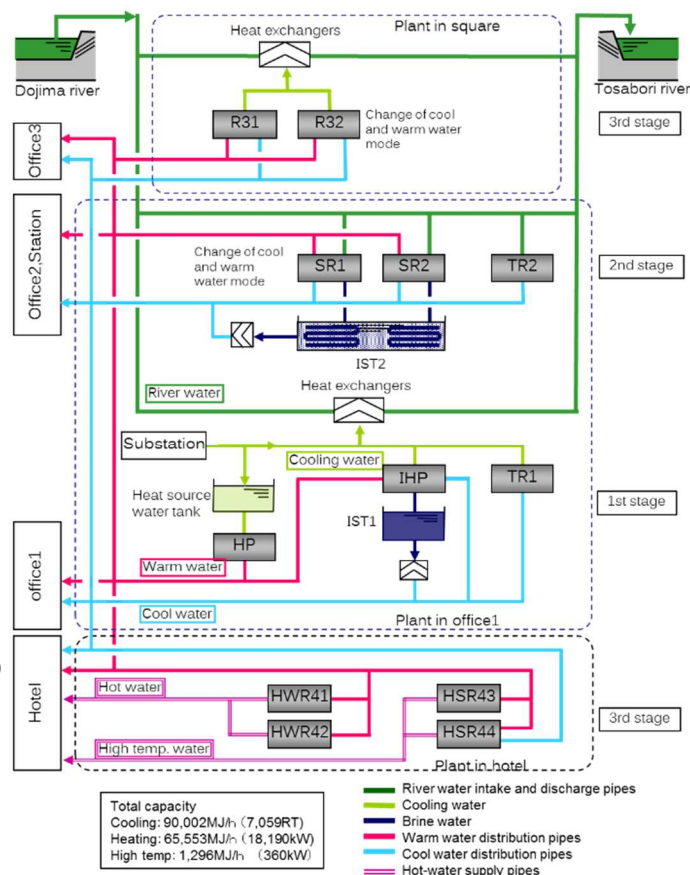


Figure.2 Heat supply system(From 1st to 3rd stage) 2013-

#### 4. 運用開始後 10 年間の運転実績

Fig.3 に月平均外気温度と河川水温度を示す。夏季及び冬季とも、河川水温度の変動は外気温度よりも穏やかであり、空気熱源よりも有利であることがわかる。

Fig.4 に需要家別の販売熱量<sup>注1)</sup>を示す。冷熱量は、Ⅱ期及びⅢ期の拡張により増加しているが、2011 年の大震災以降、需要家の節電対策効果により、猛暑であった 2010 年の実績値には達しておらず、需要家側の努力がうかがえる。温熱量は、需要家の節電に伴う内部発熱の減少により、大震災以降徐々に増加している。

Year	1st year	2nd year	3rd year	4th year	5th year	6th year	7th year	8th year	9th year	10th year
	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014

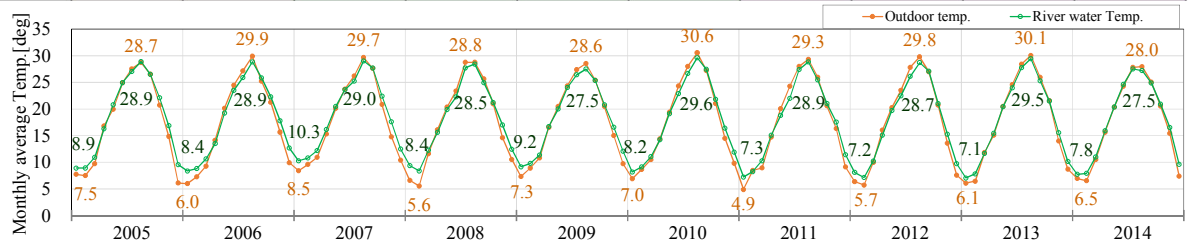


Figure.3 Outdoor air temperature and river water temperature

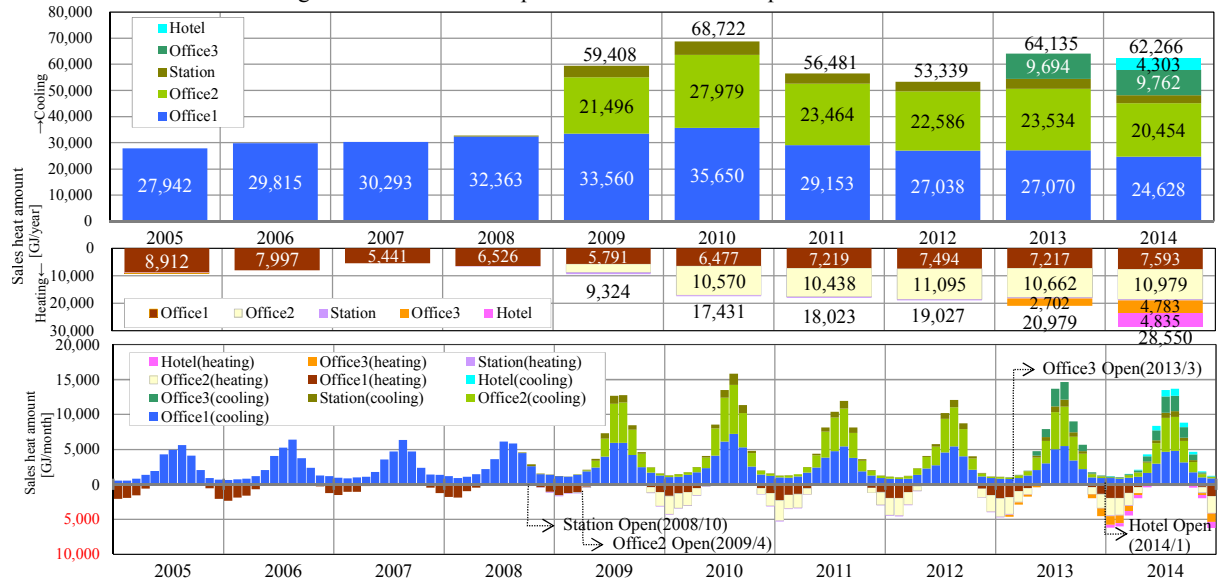


Figure.4 Amount of heat sold by the plant (per consumer)

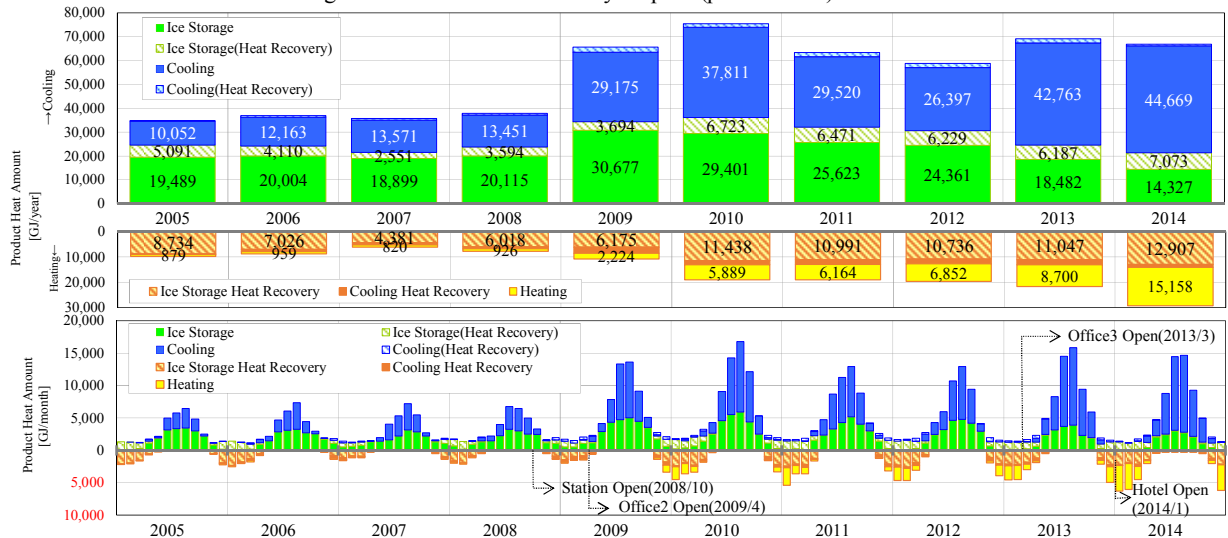


Figure.5 Amount of heat produced by the plant (per operation mode)

Fig.5 に運転モード別のプラント生成熱量<sup>注2)</sup>を示す。冷熱生成について、Ⅰ期では夜間電力による蓄熱運転と高効率な熱回収運転を行った。Ⅱ期では、蓄熱運転の増加と高効率な追掛け熱源機器の運転を実施した。大震災以降の熱需要減少に対しては、蓄熱量は維持してデマンド電力を抑制した。Ⅲ期竣工後は、高効率機器の運転を優先することで、節電に配慮している。温熱生成については、Ⅰ期では高効率な熱回収運転を行い、Ⅲ期以降では高効率な追掛け熱源も併用している。



## 5. 熱源単体COPの経年変化

Fig.6 に IHP の年平均 COP を示す。冷水熱回収モードを除き、各モードとも経年に伴う緩やかな COP の低下傾向がみられる。冷水熱回収モードは、生成熱量の影響を受けているように見える。なお、IHP は 2011 年から順次オーバーホールを行い、2014 年にすべて完了している。

Fig.7 に TR の年平均 COP を示す。TR1（Ⅰ期設置）の COP は、経年とともに緩やかに低下傾向を示している。TR2（Ⅱ期設置）は、ここ数年の生成熱量の増加に伴い、COP も上昇傾向を示す。

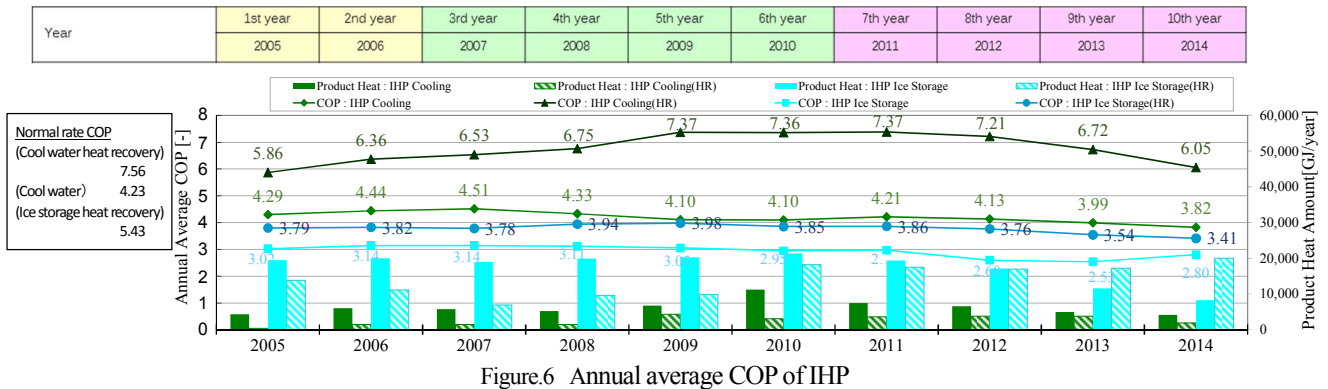


Figure.6 Annual average COP of IHP

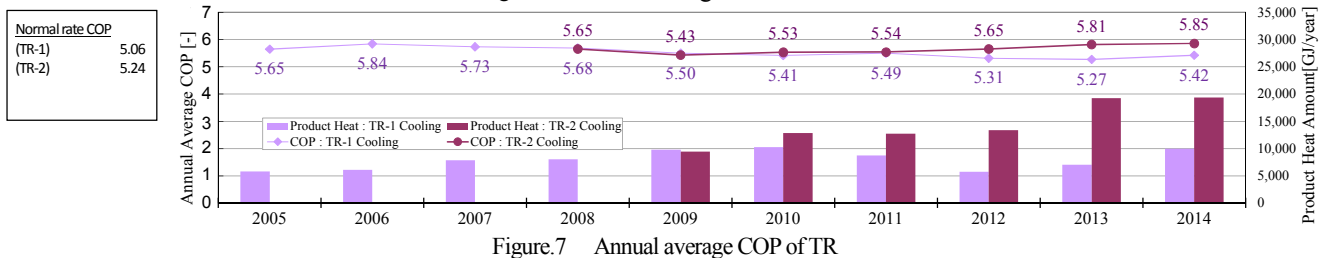


Figure.7 Annual average COP of TR

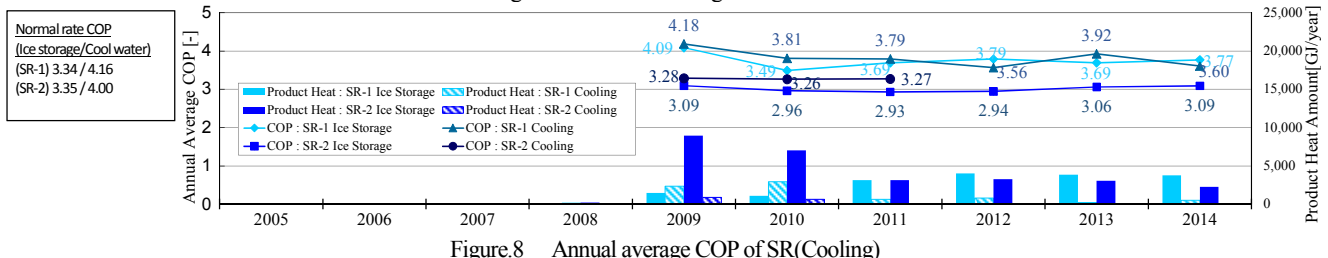


Figure.8 Annual average COP of SR(Cooling)

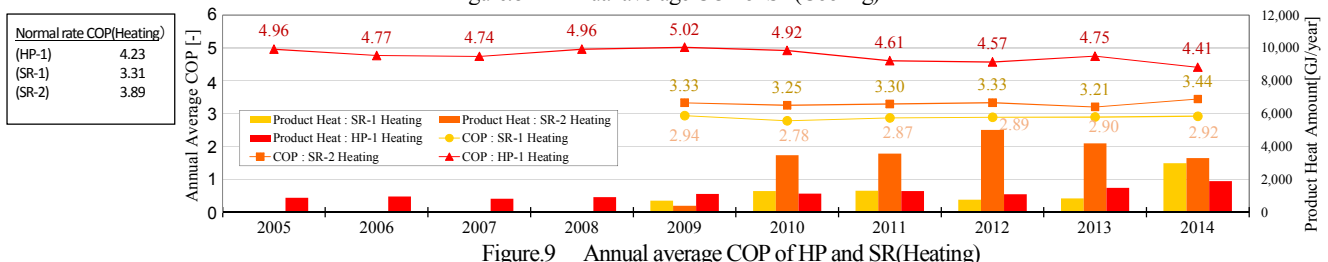


Figure.9 Annual average COP of HP and SR(Heating)

## 6. まとめ

本報では、運用開始後 10 年間の取り組み内容を総括し、10 年間の運転実績や熱源機器 COP の経年推移を分析した。

本施設では、運用開始以降、継続した性能検証と評価を行い、熱需要の増加や構成の変化、熱源機器の増設、大震災の影響など、様々な状況に配慮しつつ、適正な運転と維持管理を行ってきたことが確認できた。

Fig.8 に SR（冷却）の年平均 COP を示す。Ⅱ期で設置した SR は、現時点では COP の低下が見られない。

Fig.9 に HP および SR（加熱）の年平均 COP を示す。HP（Ⅰ期設置）の COP は、経年とともに緩やかに低下傾向を示している。SR（Ⅱ期設置）は、COP の変化が見られない。

各熱源機器とも、計画的かつ定期的なメンテナンスやオーバーホールにより、経年による大幅な COP の低下はみられないことを確認した。

## 参考文献

- 1) 吉成・中澤・丹羽他：河川水利用地域熱供給システムの性能検証・評価に関する研究（第 1 報～第 14 報），空気調和・衛生工学会近畿支部研究発表会論文集，2006.3～2014.3
- 2) 一谷・丹羽・杉原他：未利用エネルギー（河川水）を活用した地域熱供給システムの性能検証・評価に関する研究（第 1 報～第 12 報），空気調和・衛生工学会学術講演論文集，2006.9～2014.9

注 1) 販売熱量：各需要家の熱量計にて計測された熱量

注 2) 生成熱量：各熱源機にて計測された熱量

注 3) プラント COP＝販売熱量(変電所利用熱量含む)÷消費エネルギー量



# 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

Research on efficient heating system for a plastic greenhouse in winter  
-An experimental study on the effect of heating and insulating the high-floored sand bed-

○稲葉 直美 (大阪市立大学)  
笠島 佳明 (大阪市立大学)  
大橋 良之 (東レ建設株式会社)  
前田 一隆 (グリーンファーム株式会社)

鍋島 美奈子 (大阪市立大学)  
西岡 真稔 (大阪市立大学)  
岡本 治 (茂広組)

Naomi INABA\*<sup>1</sup> Minako NABESHIMA\*<sup>1</sup> Yoshiaki KASASHIMA\*<sup>1</sup> Masatoshi NISHIOKA\*<sup>1</sup>  
Yoshiyuki Oohashi\*<sup>2</sup> Osamu OKAMOTO\*<sup>3</sup> Kazutaka MAEDA\*<sup>4</sup>  
\*<sup>1</sup> Osaka city University \*<sup>2</sup> TORAY Construction Co., Ltd.  
\*<sup>3</sup> Sigehirogumi Co., Ltd. \*<sup>4</sup> 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 the heat and water balance of a plastic greenhouse by using measurement data. Examination of heating system for the high-floored sand bed has been conducted by using a heating cable and a heat pipe. As a result, it is shown that heating and insulating sand bed can be earlier growth condition than normal sand bed. Electricity consumption was reduced by thermal insulating.

### 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、重要な役割を担っている。しかし我が国の施設園芸では、暖房のエネルギー源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。しかし、作物を育てる砂ベッドの厚さが薄く、砂層の熱容量が小さいため、ハウス内の気温の影響を受けやすく、冬期の連作回数のペースが落ちるといった課題が残っている。現状、高床式砂栽培農業は温暖地域のみで行われており、冬期のハウス内の暖房は行われていないが、寒冷地域に導入する際には、暖房が必須であると考えられる。しかし、現在主流の暖房方式である温風暖房は気密性の低いハウスでは無駄が多く効率が悪い。

そこで本報では、高床式砂栽培農業のビニルハウスに適した暖房として、砂ベッド下部を直接暖める土壌加温方式を採用する。第一段階として、ハウス内外と砂ベッドの熱環境実測によりハウスの熱収支と水収支を明らかにする。また、土壌加温と保温による砂層の温度低下防止策を比較し、冬期の作物の収穫日数と消費電力量(エネルギーコスト)により評価することを目的とする。

### 1. ビニルハウスの熱収支の把握

#### 1.1 実測概要

大阪府四條畷市下田原農場のビニルハウスにおける、ビニルハウスの熱収支を把握するため、屋外とハウス内と砂ベッドに測器を設置し、冬期(10月～1月)の4ヶ月間実測を行った。測定項目を Table 1、測器設置位置を Figure 1～Figure 3 に示す。

Table 1 Measurement item

Outdoors	In plastic greenhouse	Sand bed
Air temperature	Air temperature	Soil temperature
Humidity	Humidity	of depth
Wind direction	Wind speed	direction
Wind speed	Wall temperature	Soil heat flux
Short wave radiation	Short wave radiation	
Long wave radiation	Long wave radiation	

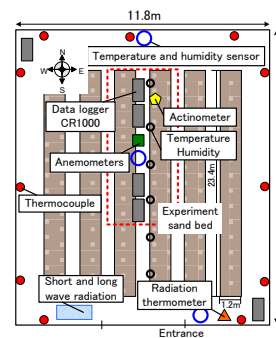


Figure 1 In plastic greenhouse

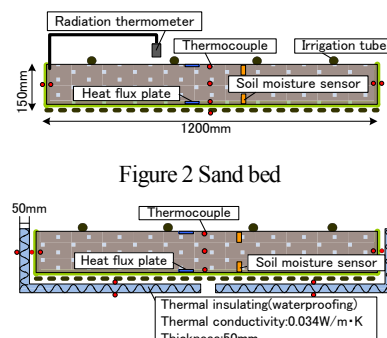


Figure 2 Sand bed

Figure 3 Sand bed(insulating)

## 1.2 熱収支

### (1) 熱収支式

ビニルハウスの熱収支<sup>1)</sup>をFigure 4 に示す。本研究では簡易モデルのハウスの熱収支を考えるため、ハウスの水平面積は砂ベッド面積に等しいと見なした。そして、ハウスの砂ベッド表面の熱収支(Formula 1)、ハウス壁面と天井の熱収支(Formula 2)、ハウス空気の熱収支(Formula 3)について考え、Formula 1 では砂ベッド表面の潜熱量である  $BuH_E$  を、Formula 3 では  $wH_V$  を文献値から算出し、貫流熱量である  $wH_T$  を未知数として算出した ( $wH_T = S_I \uparrow - wH_C$  より)。そしてFormula 1~3 より、ハウス全体の熱収支式<sup>2)</sup>(Formula 4)を求めた。(ただし太文字は面積を考慮している)。また  $BuH_E$  よりハウスの水収支(Formula 5)を算出した。

### (2) ハウス全体の熱収支

ハウス全体の熱収支式(Formula 4) において、左辺の  $R_N$  は透過日射量を示し、右辺の各項のうち、 $wH_V$  の項が隙間換気伝熱量、 $wH_T$  の項が貫流伝熱量、 $BuH_S$  の項が砂ベッド伝熱量を示している。 $BuH_E$  は換気項と貫流項で表される(Formula 5 より)。そこで左辺をハウス内への供給熱量、右辺をハウス外への放出熱量と考えた。ただし、右辺の各項は温度変化に伴い、熱を供給、放出する。Figure 5 は右辺の各項の1日の経時変化を示している。Figure 5 より、昼間は全ての項が+の値より放出熱量となるが、朝方と夜間は砂ベッド伝熱項が-の値より供給熱量となることが分かる。また、昼間および夜間の各熱量の平均と全体に対する比率を Table 2 に示す。Table 2 より、昼間の供給熱量は透過日射量のみであり、放出熱量は貫流熱量が62%、砂ベッド伝熱量が35%と全体の97%を占め、隙間換気熱量が3%となった。夜間は、供給熱量は砂ベッド伝熱量のみであり、放出熱量は約99%が貫流熱量となり、残りの約1%が隙間換気伝熱量となった。以上より左辺と右辺の1日の経時変化を Figure 6 に示す。Figure 6 より、1日の合計熱量は供給熱量(透過日射量・砂ベッド伝熱量)が3089.7MJ、放出熱量(貫流熱量・隙間換気熱量・砂ベッド伝熱量)が2070.3MJ となり、供給熱量の方が放出熱量に比べて約1.5倍大きくなった。この理由として、今回砂ベッド下部に日射が当たらないとしたため、地中への伝熱量( $G_H S$ )やハウス内面の結露量( $wH_E$ )について考慮しなかったことが原因であると考えられる。ゆえに、高床式砂ベッドのハウスにおける熱収支を考える際は、これらの項目について考える必要があり、実測を行う必要があると明らかになった。

### (3) ハウスの水収支

ハウスの水収支式(Formula 5)は、n 時の砂ベッドの蒸発量( $W_{1n}$ )、n 時の隙間換気による移動水分量( $W_{2n}$ )と n 時のハウス内面の結露量( $W_{3n}$ )、1時間前から n 時までの

$$\begin{aligned}
 R'_N &= BuH_C + BuH_E + BuH_S & \text{Formula 1} \\
 (R_N - R'_N - aS_O \downarrow) B A_S & & \text{Formula 2} \\
 &= (wH_C + wH_A + wH_E)(A_W + A_R) & \text{Formula 2} \\
 (BuH_C + BdH_C) B A_S + G_H C \cdot G A_S + p H_C \cdot G A_S & & \text{Formula 3} \\
 &= (wH_V - wH_C)(A_W + A_R) & \text{Formula 3} \\
 R_N &= wH_V + wH_T + BuH_E + BuH_S & \text{Formula 4} \\
 W_{1n} &= W_{2n} + W_{3n} + \Delta W_{4n} & \text{Formula 5}
 \end{aligned}$$

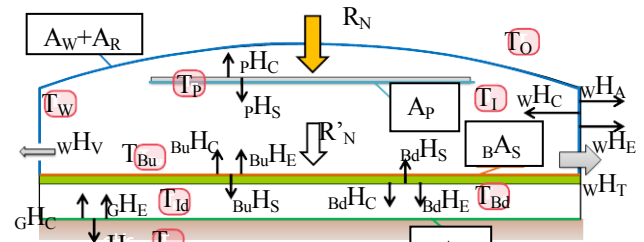


Figure 4 Thermal balance in plastic greenhouse

$R_N$ :Solar radiation outside(W/m <sup>2</sup> )
$R'_N$ :Solar radiation inside(W/m <sup>2</sup> )
$G_H C$ :sensible heat flux due to ground(W/m <sup>2</sup> )
$G_H E$ :latent heat flux due to ground(W/m <sup>2</sup> )
$G_H S$ :heat transmission through ground(W/m <sup>2</sup> )
$wH_C$ : sensible heat flux due to wall(W/m <sup>2</sup> )
$wH_E$ : latent heat flux due to wall(W/m <sup>2</sup> )
$wH_A$ :combined heat flux due to wall(W/m <sup>2</sup> )
$wH_V$ :infiltrating ventilation of heat flux(W/m <sup>2</sup> )
$wH_T$ :transmission of heat flux(W/m <sup>2</sup> )
$p H_C$ :sensible heat flux due to members(W/m <sup>2</sup> )
$p H_S$ :heat transmission through members(W/m <sup>2</sup> )
$BuH_C$ : sensible heat flux due to surface of the sand bed(W/m <sup>2</sup> )
$BuH_E$ : latent heat flux due to surface of the sand bed(W/m <sup>2</sup> )
$BuH_S$ : heat transmission through surface of the sand bed(W/m <sup>2</sup> )
$BdH_C$ : sensible heat flux due to bottom of the sand bed(W/m <sup>2</sup> )
$BdH_E$ : latent heat flux due to bottom of the sand bed(W/m <sup>2</sup> )
$BdH_S$ : heat transmission through bottom of the sand bed(W/m <sup>2</sup> )
$T_O$ :outside temperature(°C) $T_I$ :inside temperature(°C)
$T_S$ :ground temperature(°C) $T_W$ :wall temperature(°C)
$T_P$ :members temperature(°C)
$T_{Id}$ :under the sand bed temperature(°C)
$T_{Bu}$ :temperature of the surface of the sand bed(°C)
$T_{Bd}$ :temperature of the bottom of the sand bed(°C)
$B A_S$ :sand bed area(m <sup>2</sup> ) $G A_S$ :ground area(m <sup>2</sup> )
$A_W$ :wall area(m <sup>2</sup> ) $A_R$ :roof area(m <sup>2</sup> ) $A_P$ :members area(m <sup>2</sup> )
$W_{1n}$ : latent heat of transpiration in sand bed at n hour(kg/h)
$W_{2n}$ :latent heat of flux due to infiltrating ventilation at n hour(kg/h)
$W_{3n}$ :the amount of dew at n hour (kg/h)
$\Delta W_{4n}$ :incremental of water vapor in plastic greenhouse from an hour ago to n hour( $\Delta W_{4n} = W_{4n} - W_{4n-1}$ )

ハウス空気の水蒸気増分量( $\Delta W_{4n}$ )から成る。 $W_{3n}$ を未知数として算出した。右辺と左辺の1日の経時変化を Figure 7に示す。各項の1日の総水分量は、 $W_1$ が364.3kg、 $W_2$ が0.3kg、 $W_3$ が362.3kg、 $\Delta W_{4n}$ が1.7kgとなった。よって、 $W_2$ と $\Delta W_{4n}$ は、全体の水収支からみれば微小であり、ハウスの水収支は、砂ベッドの蒸発量( $W_1$ )と、ハウス内面の結露量( $W_3$ )が主要因であると考えられる。Figure 8はハウスの露点温度と壁面温度の1日の経時変化を示したグラフであり、Figure 8より、朝方と夜間は壁面温度が露点温度より低くなっており、ハウス内面で結露が生じていることが分かる。

ゆえに、ハウス全体の熱収支と水分収支より、熱収支を考える際にはハウス内面の結露量は無視できないということが明らかになった。

## 2 高床式砂ベッドの冬期の加温方式の検証

### 2.1 加温方式の概要

作物(チンゲン菜)の冬期の収穫日数を Table 3 に示す5つのケースで比較した。Case1 は従来通りの砂ベッド、Case2 は断熱材を設置した砂ベッド、Case3 は断熱材と温床線を設置した砂ベッド、Case4 は温床線のみを設置した砂ベッド、Case5 は断熱材とヒートパイプを設置した砂ベッドである。温床線とヒートパイプの制御方法は、作物の根付近に温度制御熱電対を設置し、制御温度を15℃に設定した。そして、土壌温度が15℃を下回った場合に暖房装置が作動し、土壌温度を15℃以上に保持するという仕組みである。比較方法として、各 Case 同時に定植したチンゲン菜の収穫までの日数の違いと、加温用熱源がある Case では消費電力量(エネルギーコスト)の違いを比較する。ここで、温床線とヒートパイプの主な特徴は、温床線は設置が容易で安価であるということ、ヒートパイプはパイプの径が5cm と大きく、加温部の表面積が大きくなるため、砂ベッドを均一に加温できるということが挙げられる。

### 2.2 結果と考察

各 Case のチンゲン菜の収穫日数を Table 4 に示す。Table 4 より各 Case の収穫日数は、Case1 が76日、Case2 と Case3 が70日、Case4 と Case5 が63日となった。ただし Case3 に関しては、20日間温床線が作動しておらず収穫日が遅くなった。よって、加温を行った砂ベッドの場合は従来の砂ベッドに比べて、収穫日数を13日間短縮することができ、保温を行った砂ベッドの場合では6日間短縮することができると分かった。また、収穫日までのハウス温度と各 Case の土壌温度の積算温度(℃・日)を Figure 9 に示す。一般的に葉もの野菜はハウス空气の1日の平均温度の積算温度が800~850(℃・日)となる頃が収穫の目安とされている。Figure 9より、今回収穫までに必要なハウス空气の積算温度は、Case1 より741(℃・日)であったの

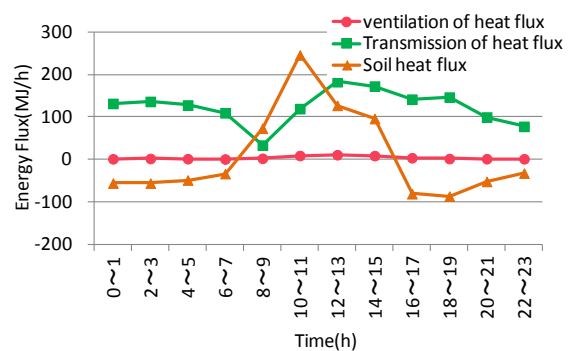


Figure 5 Diurnal change of each section in right side

Table 2 The thermal balance in plastic greenhouse

		Solar radiation of heat flux	Ventilation of heat flux	Estimation of heat flux	Soil heat flux
Daytime	Average heat flux (MJ/h)	220.5	-3.1	-63.3	-35.7
	rate(%)	100	-3.0	-62.0	-35.0
Night	Average heat flux (MJ/h)	0	-0.9	-60.0	27.5
	rate(%)	0	-1.5	-98.5	100

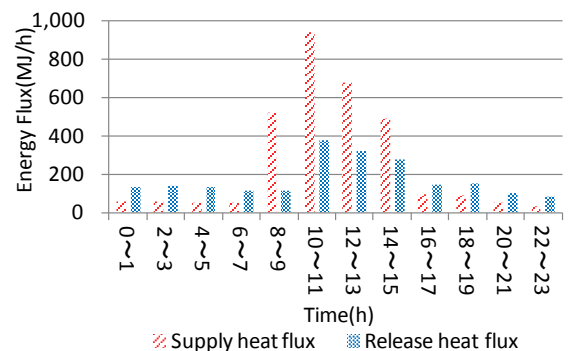


Figure 6 Diurnal change of supply and release heat flux

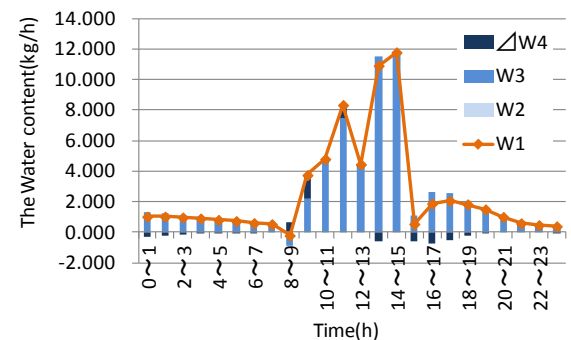


Figure 7 Moisture balance in plastic greenhouse

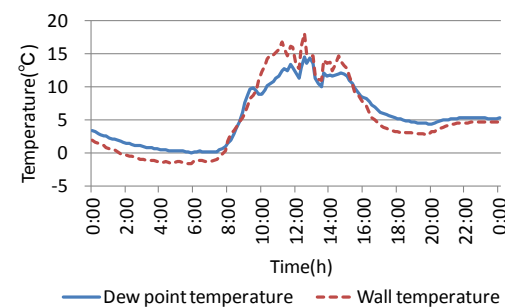


Figure 8 Dew point and Wall temperature

に対し、加温した場合のハウス空気の積算温度は、623 (°C・日)となった。さらに、加温した場合は土壌温度の積算温度が約 1000 (°C・日)になると収穫となっていることが分かった。ゆえに、ハウス空気を暖めるのではなく、砂ベッドの加温のみで、作物の生育を早めることができると明らかになった。さらに、土壌温度における収穫の目安の積算温度を確認できた。

次に、Figure 10 は Case3・Case4・Case5 の 1 日の積算消費電力量(kWh)を示したグラフである。ただし、この値は 18 日間の積算消費電力量を平均したものである。Figure 10 より、Case3 が 7.6kWh/日、Case4 が 13.5kWh/日、Case5 が 8.8kWh/日となり、Case4 が最も消費電力量が大きく、次にCase5、そしてCase3 が最も小さくなった。また収穫までの 63 日間の積算消費電力量を推定すると、Case3 が 476.9kWh/63 日、Case4 が 853.5kWh/63 日、Case5 が 554.3kWh/63 日となり、電気料金に変換すると、現在 1kWh=11.11 円<sup>3)</sup>より断熱材の有無による差は 4184 (円)、ヒートパイプと温床線の違いによる差は 860(円)となることが分かった。ヒートパイプは温床線に比べて、電気料金はやや高くなったが、砂ベッドの温度分布は小さくなった。しかし、温度分布が小さくても、収穫日数に差が生じるほどではなかった。

### 3 まとめ

- ビニルハウスの水分収支と全体の熱収支より、ハウスの供給熱量と放出熱量の各要素の定量的な把握を行い、内訳を明らかにした。また、高床式砂ベッドの熱収支を考える際の、考慮すべき項目について示した。
- 冬期における砂ベッドの加温や保温は作物の生育を早め収穫日数を短縮できるということを明らかにした。また、加温を行った砂ベッドにおける消費電力量の比較により、断熱材の効果を示した。さらに温床線とヒートパイプでは温床線の方が消費電力量が小さくなることが分かった。

### 4 今後の課題

- 本研究では、簡易ハウスの熱収支を考えたが、高床式砂ベッドのビニルハウスの熱収支を考える際は、ハウス壁面の結露量や、地中面の伝熱量についても考慮すべきであり、実測を行う必要がある。
- 更なる冬期の作物の収穫日数短縮のために、新たな砂ベッドの暖房方式について検討する必要がある。

### 参考文献

- 1) 気象利用研究会編『気象利用学』森北出版株式会社p113～116
- 2) 田原迫昭ら「ビニルハウス内における切干し大根の除湿乾燥(Ⅱ)」農業施設学会第 21 巻 3 号p183～191 1991 年 3 月
- 3) 関西電力株式会社HP(12/19 閲覧)

URL:[http://www.kepco.co.jp/home/ryoukin/menu/dento\\_a.html](http://www.kepco.co.jp/home/ryoukin/menu/dento_a.html)

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

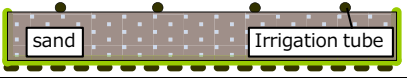
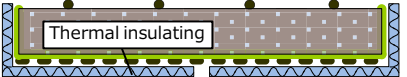



Case1 Normal sand bed	
Case2 Thermal insulating	
Case3 Heater cable Thermal insulating	
Case4 Heater cable	
Case5 Heat pipe Thermal insulating	

Table 4 harvest days of each case (day)

Case1	Case2	Case3	Case4	Case5
76	70	70	63	63

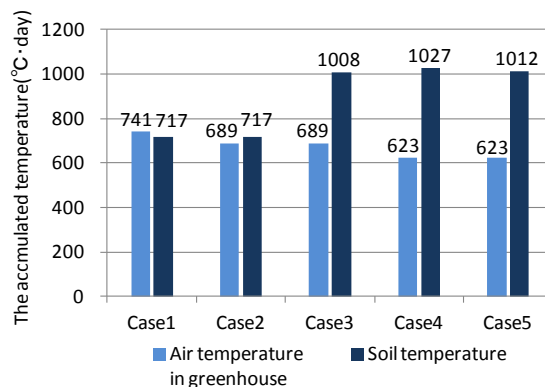


Figure 9 The accumulated temperature until a harvest day

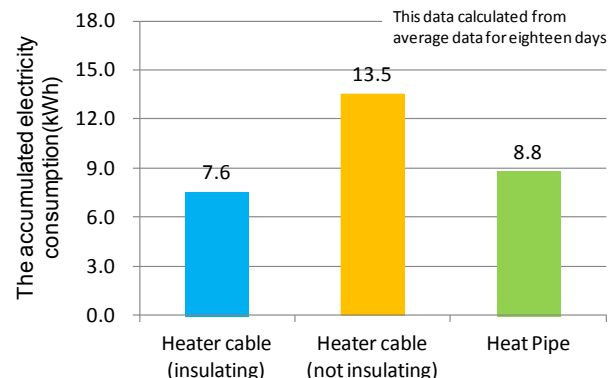


Figure 10 The accumulated electricity consumption

### 【謝辞】

東レペフ加工品株式会社、ならびに山里産業株式会社に実験用材料を提供頂いた。記して謝意を表します。



# 地中熱、太陽熱を直接利用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システム の実建物を利用した性能評価

## Performance Evaluation of the Thermal Storage Radiation Air Conditioning System from the Concrete Slab that uses Underground Heat and Solar Heat Directly

○鳥羽 大樹 (立命館大学)

近本 智行 (立命館大学)

李 明香 (立命館大学)

金子 幸樹 (立命館大学)

小林 陽一 (安井建築設計事務所)

関根 賢太郎 (大成建設)

Hiroki TOBA\*<sup>1</sup> Tomoyuki CHIKAMOTO\*<sup>1</sup> Myonghyang LEE\*<sup>1</sup>

Koki KANEKO\*<sup>1</sup> Yoichi KOBAYASHI\*<sup>2</sup> Yoichi KOBAYASHI \*<sup>3</sup> Kentaro SEKINE\*<sup>3</sup>

\*<sup>1</sup> Ritsumeikan University \*<sup>2</sup> Yasui ARCHITECTS & ENGINEERS, INC. \*<sup>3</sup> TAISEI Co. Ltd.

In order to reduce CO<sub>2</sub> emission from air conditioning, use of sustainable energy is necessary. Thermal storage radiation air-conditioning system from the concrete slab that uses underground heat and solar heat directly is a solution for CO<sub>2</sub> reduction. Performance evaluation for this system was done in summer and winter season for the purpose of performance improvement and In order to spread this system to be introduced into many buildings.

### はじめに

既往研究<sup>文1)文2)</sup>に続き、本報では躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムを導入した建物における実測結果を報告する。図1にシステム概要を示す。本システムは、配管とポンプのみを用いて、地中熱、太陽熱を採熱し、熱源機を介さずに躯体スラブに埋設した配管（スラブ埋設放熱配管）を利用して直接室内に放熱を行うものである。夏期は、ボアホールと水平埋設管に水を循環させて冷熱を採熱し、放射冷房を行い、冬期には屋上押えコンクリート内に埋設した配管と屋上に設置した黒色塗装配管を用いて採熱し、放射暖房を行う。既存建物への導入のため、天井に配管むき出しで貼り付けられている天井貼付け型放熱配管に関しても検証した。

本研究では夏季冷房時・冬期暖房時の実建物実測を行い、放熱特性、室内環境の検証を行う。

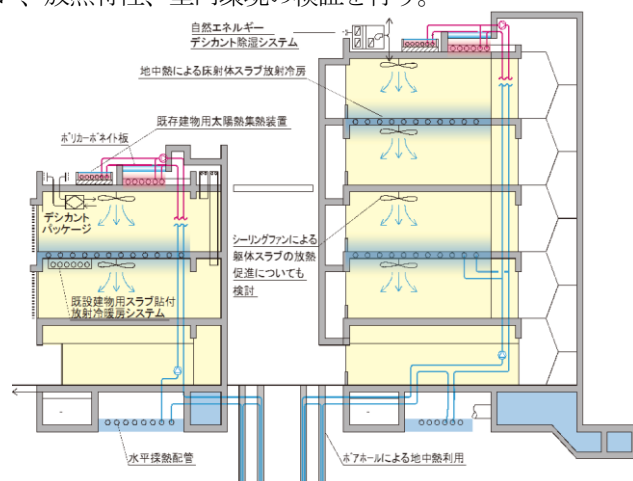


図1 システム概要

### 1. 研究概要

#### 1.1 対象建物概要

表1に対象となる立命館大学・新棟の概要を示す。新棟は3階（低層棟）と6階（高層棟）建ての2棟連結型の理工学部研究棟である。本研究では3階（低層棟）のいくつかの研究室を実測対象とする。なお本システムは躯体スラブを用いて放熱を行うので、放熱スラブの上下階で同時に実測を行った。

表1 建物概要

所在地	滋賀県草津市(立命館大学びわこ・くさつキャンパス)
延床面積	約7,000m <sup>2</sup> (建築面積: 約2,200m <sup>2</sup> )
階数	3階(低層棟)、6階(高層棟)
用途	1階: 会議室、教室 2~5階: 研究室
構造	鉄筋コンクリート造
竣工	2014年4月

#### 1.2 地中熱採熱方法

地中熱の採熱にあたっては、ボアホールと地中採熱配管および水平埋設地中採熱配管(図2)で採熱を行う。



平行配管方式



スリンキー方式

図2 水平埋設地中熱採熱配管



### 1.3 太陽熱採熱方式

太陽熱の採熱にあたっては、図 3 に示すように建物屋上に屋上押えコンクリート内スラブ埋設配管（埋設型）と屋上設置型太陽熱採熱配管（設置型）が備え付けてある。

埋設型は屋上の押さえコンクリート内に配管を埋設し、上部に透明ポリカーボネイト板を設置しており、囲まれた部分は暖気室として共用部の暖房などに利用される。設置型は屋上押えコンクリート上部に設置しており、黒色塗装された配管を渦巻状に施工し取り付けられている。本実測は設置型のみ使用した。

## 2. 実測概要

### 2.1 実測期間・実測環境

夏期実測は7月23日～8月14日、冬期実測は11月25日～12月10日の期間の9:00～17:00で実測を行った。

### 2.2 実測項目・測定項目

実測は夏期・冬期実測ともに図 4 で示す低層棟の2階・3階の研究室、3部屋で実施した。研究室 1、2 はスラブ埋設配管における天井面放射と床面放射を比較した。研究室 3 は、天井貼付け型放熱配管に関して検証した（表 2）。

各研究室で、天井面、床面、壁面、ガラス面の表面温度、グローブ温度、鉛直温度分布の計測を行った。

## 3. 夏期実測

### 3.1 夏期実測概要

夏期冷房時の実測は流量、併用空調のパラメーターで case 分けを行った（表 3）。

### 3.2 表面温度

コイルは北→南に蛇行して3系統で埋設されている（図 5）。また、西側ペリメーターは、コイルが埋設されておらず、また温度も測定していない。case2 のスラブ内部温度は、運転開始後急激に約 0.5℃温度下がり、その後ゆっくり下がっているが、Case1 の流量が 1.5L/min の場合は無かった（図 6）。床表面は FCU の吹出しに合わせて温度が乱れているが、平均すると、case0 に比べて case2 は約 1.5～2.0℃冷却されており、天井表面は 2.5～3.0℃冷却されている（図 7）。全体的に天井表面温度の方が冷却されており、これはコイル埋設高さが天井表面により近いからである。また、天井表面ではコイルが埋設さ直下の表面温度はおおむね同じであるが、床表面はコイル②、①、③の順で温度が下がっている。これは、コイル②については両脇をコイルに挟まれている為、冷熱が逃げにくい、コイル①は外部空間との間にコイルが無く、コイル③は外部空間に近く、外廊下が冷熱を外に逃がすため、表面温度が他と比べて高い。

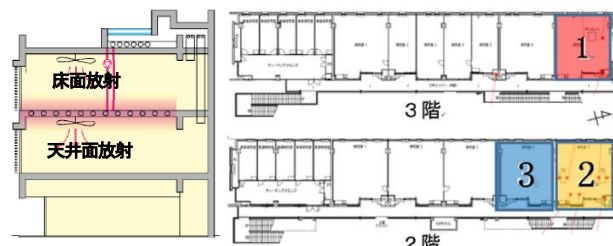


図 4 実測研究室概要（暖房時の例）

表 2 実測研究室配管

実施研究室	1	2	3
配管位置	スラブ埋設	スラブ埋設	貼付け
放射面	床面放射	天井放射	天井放射

表 3 夏期実測ケース

case	case0	case1	case2	case3	case4	case5
流量[L/min]	0	1.5	5.0	6.0	5.0	5.0
空調方式	FCU	FCU	FCU	FCU	外調機	デシカント

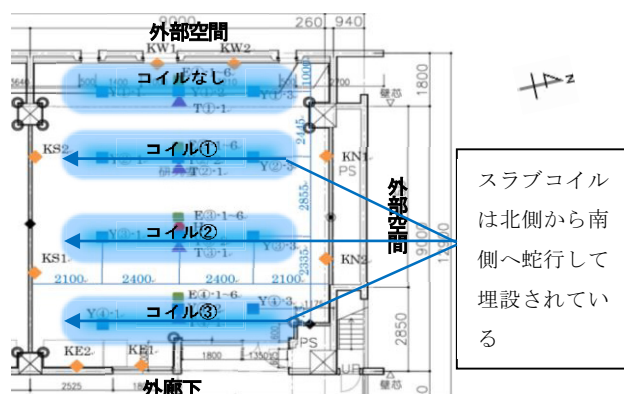


図 5 スラブコイル概要

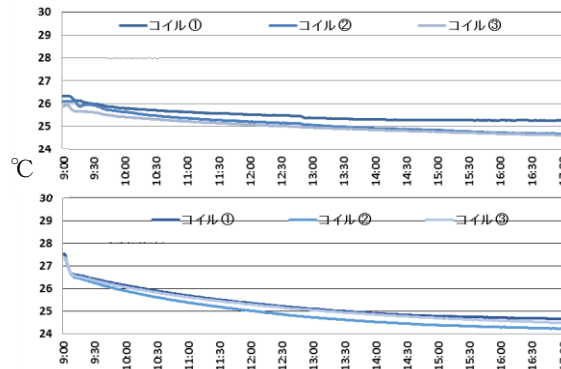
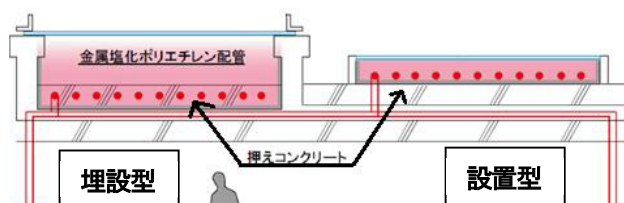


図 6 スラブ内部温度



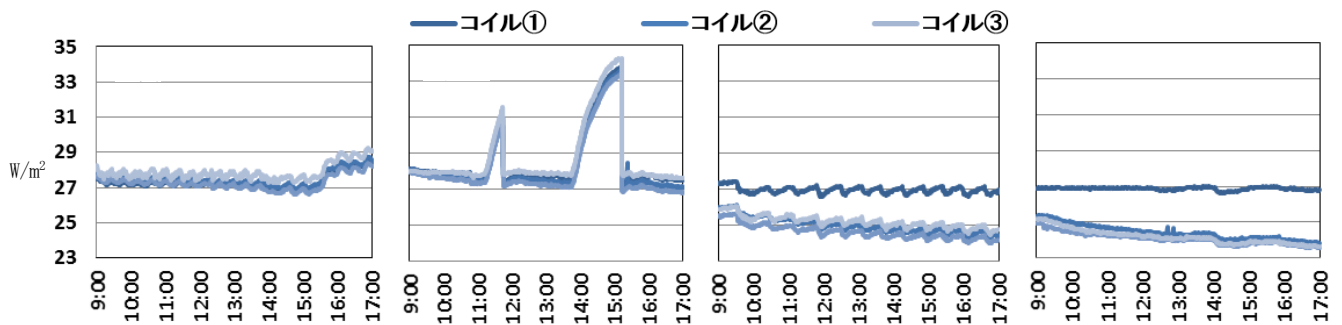


図7 放射面表面温度

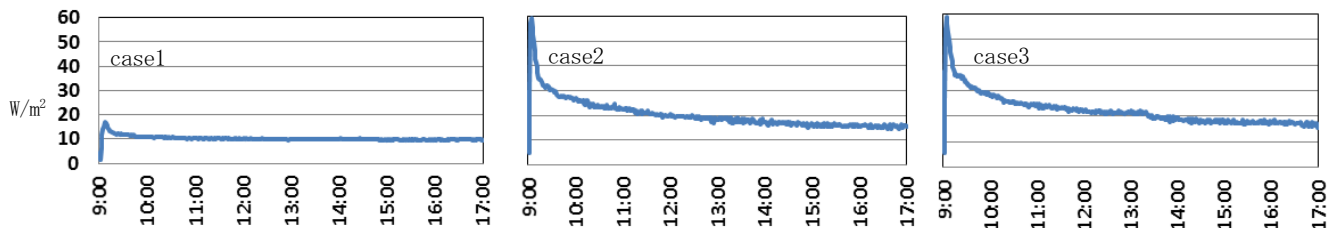


図8 スラブへの供給熱量 (面積あたり)

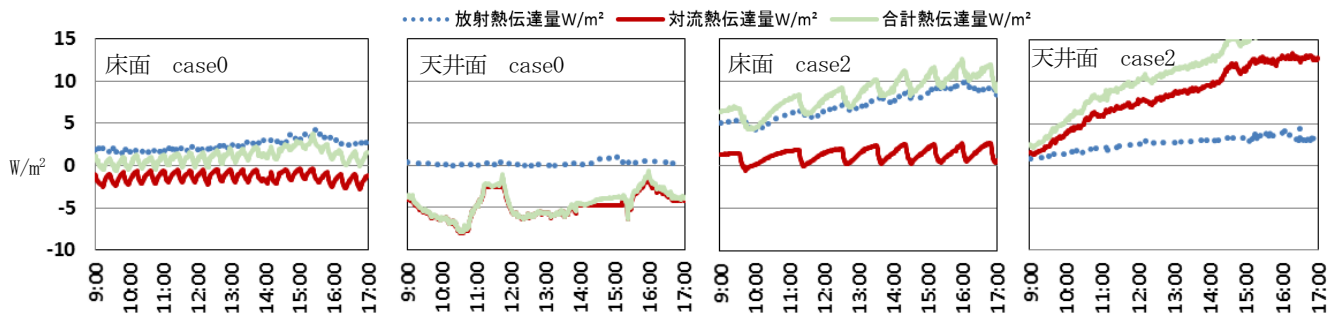


図9 放射・対流熱交換量 (面積あたり)

表4 Case1 スラブ内部平均温度

	case1	case2	Case3
ポンプ消費電力	2.7kWh	2.7kWh	2.7kWh
スラブ供給熱量	23.4MJ	23.4MJ	23.4MJ
COP	12.06	7.98	4.59

### 3.3 スラブへの供給熱量

コイル入口出口温度差から異なる流量でのスラブへの供給熱量を算出した。(図8) case1 と case2、3 を比較したとき、Case1 は他より小さい。流量を絞ったことにより、コイルの管内対流熱伝達率が case2 の  $3334\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  に対して、case1 では  $1272\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  と大幅に小さくなっているためである。この熱伝達率の差で運転開始直後の前節で述べた急激な冷却が出来ず、スラブの冷却温度に影響している。またポンプの消費電力量と、スラブへの供給熱量から COP を算出した (表4)。基本の case2 は COP を 7.98 であるが、case3 については、ポンプの消費電力が大きく、また外気温度が若干 case2 よりも低いため case2 よりも低い。case1 については、スラブへの供給熱量は他の半分以下であるが、消費電力が小さいため高い COP である。高い COP を維持し、スラブへ熱を供給するには、運転初期段階で流量を大きくし、急激な冷却を行い、その後流量を下げて運転する。

### 3.4 放射・対流熱伝達量

床・天井表面と室内各表面温度、空気温度から放射面からの放射・対流熱伝達量を算出した (図9)。

case2 は床表面からの放射が大きく、対流は小さい。天井表面は、表面の放射率が低いため放射は小さいが、対流は冷却された空気が下降流を生じ、大きい。このとき床・天井それぞれ 40% と 60% の割合で室内に熱が供給されている。case0 は床面では熱伝達量がほとんど無く、天井表面ではスラブが加熱されている。スラブへの供給熱量よりも、室内への供給熱量が少ないが、これはスラブの冷却の他に、外部空間へ冷熱が放熱していると考えられるため、建物の外断熱が必要である。

### 3.5 併用空調

本システム、FCU、外調機、デシカント空調機 (潜熱処理のみ) を併用した際の処理熱量を求めた。

室内の PMV を 0.5 に維持できたのは、吹出し流量的に FCU のみであった。よって併用空調としては、FCU が最も適切だが、地中熱の採熱がもっと多い地層で、スラブの表面温度をさらに冷却できる場合、潜熱処理量で考えると吹出し絶対湿度が低いデシカント空調機が必要と考えられる (図10)。

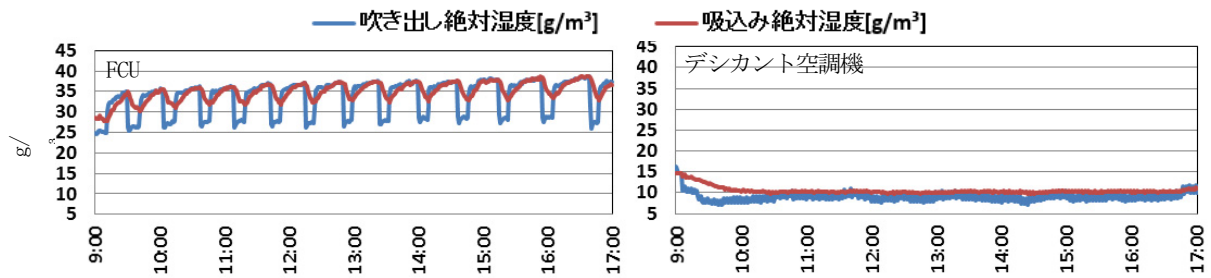


図 10 絶対湿度

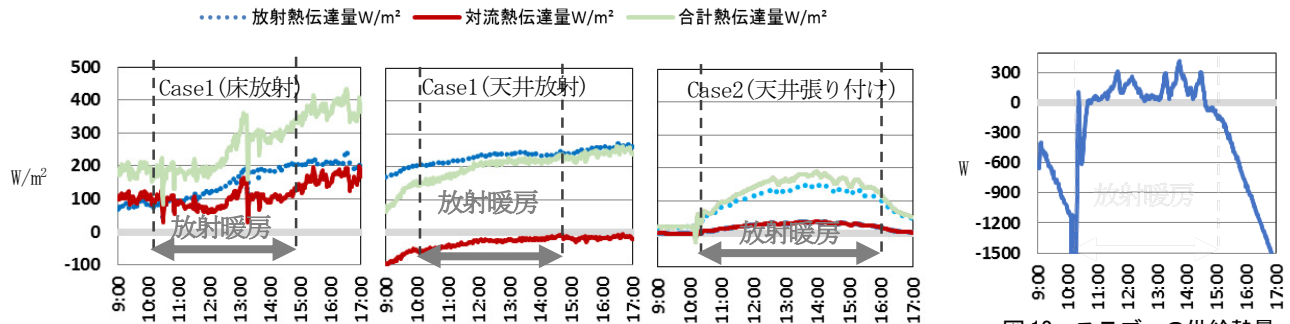


図 11 放射・対流熱交換量

図 12 スラブへの供給熱量

#### 4. 冬期実測

##### 4.1 冬期実測概要

冬期暖房は太陽採熱装置で採熱を行うため本システムの稼働は天気に影響されるため、稼働の有無も稼働時間も実測日によって異なる。実測ケースを表 5 に示す。

表 5 冬期実測ケース

case	case1	case2
実施研究室	1, 2, 3	3
空調方式	FCU+放射暖房	放射暖房

##### 4.2 放熱量

図 11 に 12/8, case1 (FCU : 20℃) におけるスラブ埋設型の床面・天井面の放射・対流熱伝達量と 11/30, case2 (FCU : なし) における天井面貼付け型の放射・対流熱伝達量を示す。図 12 に 12/8, スラブへの供給熱量を示す。スラブへの供給熱量は、本システム稼働とともに約 300W 程度まで大きく上昇するが、床面・天井面の放射・対流熱伝達量はほとんど変動しない。これは、スラブ埋設配管が埋設してある躯体スラブ温度が、研究室 2 の天井付近に溜まった FCU の暖気により上昇し、配管に温水を流しても、躯体スラブ温度が変動しない事が原因であると考えられる。採熱装置を改善し、FCU に影響を受けた躯体スラブ温度より高い温度の温水を作る必要がある。

case2 における天井貼付け型の放熱量は本システムの他に併用空調がないため、放射暖房の影響が顕著に現れる。天井貼付け型についても、放熱量は不十分である。

##### 4.3 採熱装置の課題

本システムは開発段階であり、実測を通して採熱装置の課題が把握できた。以下に 1) 問題点、2) 実測後に行った改修、3) 今後の課題を示す。

##### 1) 問題点

- ・埋設型：コンクリートによる冷熱の蓄熱
- ・設置型：配管配置（圧力損失が大きい）、結露の発生

##### 2) 実測後の改修点

- ・設置型：配管配置（並列に変更）、結露防止の工事

##### 3) 今後の課題

- ・埋設型：採熱効率向上方法の検討
- ・設置型：採熱面積拡大による採熱効率の向上

#### 5. まとめ

本報では、「地中熱、太陽熱を直接利用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システム」の性能検証を、夏期・冬期における実建物実測によって検証した。

- －夏期運用時のスラブからの放熱特性を明らかにした
- －本システムと併用する空調について検討を行った
- －冬期太陽熱利用時のシステムの課題点を明らかにし、改善を行った。

今後は夏期運用時の地中熱採熱方法ごとの採熱量の検証と最適運用の提案をし、実測で確認をする。また、冬期のシステムの改善後の性能検証を実測で確認をする。

##### 参考文献

- 文 1) 宮城、近本、関根、小林、鳥羽：地中熱、太陽熱を直接利用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムに関する研究（その 5）研究及びその概要、日本建築学会学術講演梗概集(秋田)2013 年 9 月、pp.298-301
- 文 2) 鳥羽、近本、関根、小林、宮城：地中熱、太陽熱を直接利用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムに関する研究（その 6）スラブ試験体実験によるスラブ内伝熱の検証、日本建築学会学術講演梗概集(秋田)2013 年 9 月、pp.301-304

# 熱源を選択可能な水式天井放射空調の性能検証及び在来空調との比較

## Verification of the Performance of the Water-type Ceiling Radiative Air-conditioning System which can Select Heat Sources

○宮城 令 (立命館大学)

近本 智行 (立命館大学)

岡本 茂 (東畑建築事務所)

小林 陽一 (安井建築設計事務所)

Ryo MIYAGI\*<sup>1</sup> Tomoyuki CHIKAMOTO\*<sup>1</sup> Shigeru OKAMOTO\*<sup>2</sup> Youichi KOBAYASHI\*<sup>3</sup>

\*<sup>1</sup> Ritsumeikan University \*<sup>2</sup> Tohata Architects & Engineers, Inc. \*<sup>3</sup> Yasui Architects & Engineers, Inc.

The performance of the radiative ceiling air-conditioning system, which can select the water for cooling, supply/return water from/to heat sources and water which uses underground heat and solar heat, is verified in summer and winter by measurement. The measurement was done using two rooms, one has radiative ceiling air-conditioning system, and the other has normal convection type air-conditioning system.

### 1. はじめに

放射空調は、吹出し気流の冷風・温風を人体にあてることなく、放射を利用して直接人体を冷却加熱することができるため、快適性が向上しやすい。既往研究においても、放射冷暖房システムは夏期及び冬期に室内設定温度を緩和しても、在来空調と比べて温熱感を維持する結果を得た<sup>文1)</sup>。この放射空調では冷房時放射面の結露を防ぐために通水温度を下げすぎない様に制御している。

本研究では、熱源を選択可能（冷温水行き/還り、地中熱、太陽熱）な天井放射空調を実建物に導入し、夏期と冬期の環境実測を行うことで、放射冷暖房システムの性能を検証する。また、在来空調システムとの比較も行う。

### 2. システム概要

対象とするシステムは水熱源式天井放射空調システムで、熱源として吸収式冷温水機からの往冷温水の他、建物の空調機を経由して熱源に戻る還冷温水を用いることができる。また夏期では地中熱を採熱した冷水、冬期では太陽熱を採熱した温水をバルブの切り換えにより選択することができる。放射パネルはアルミパンチングメタル製である。図1にシステム概要図を示す。天井内に全熱交換器の吹出口、室内側に全熱交換器の吸込口があることにより天井内が正圧、室内側が負圧になり、パンチングメタルからの天井内の冷氣・暖気のにじみだしによる対流の効果での空調も期待できる。結露防止のため、全熱交換機の室内側外気吹出経路に除湿コイルユニットを設置している。在来空調は天井カセット式ガスヒートポンプパッケージエアコン（GHP）を使用している。

### 3. 実測室概要

実測は実会議室で行った。床面積は両室 70 m<sup>2</sup>、天井高

は 2.6m である。放射空調室の放射パネルは 96 枚で面積は 34.56 m<sup>2</sup> である。在来空調室の GHP はインテリア側に設置してあり 4 方向吹出である。

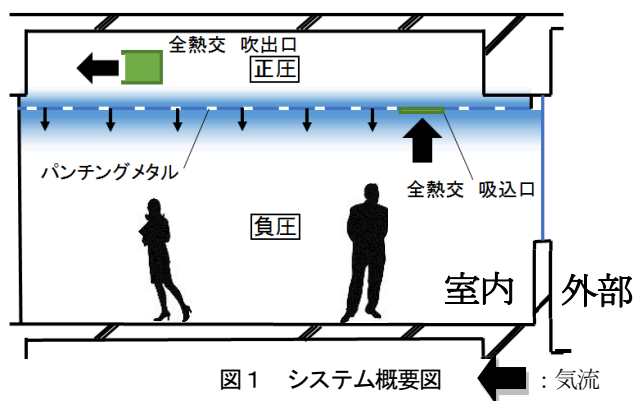


図1 システム概要図

表1 夏期実測ケース

case	放射空調			在来空調		
	熱源	ブラインド	全熱交風量 (m <sup>3</sup> /h)	GHP 設定温度	ブラインド	全熱交風量 (m <sup>3</sup> /h)
case1	往冷水	開	310	26°C	開	330
case2	還冷水	開	310	26°C	開	330
case3	地中熱	開	310	26°C	開	330
case4	往冷水	閉	310	26°C	閉	330

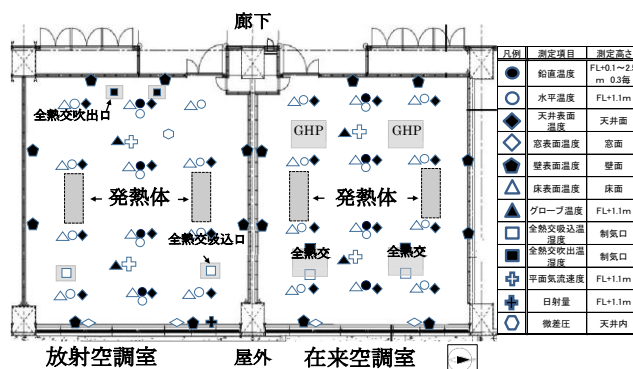


図2 夏期測定箇所及び凡例



## 4. 夏期実測

### 4.1 実測概要

8月下旬から9月上旬の11日間の8時から17時にかけて物理環境実測を行った。その内4日間で放射空調室と在来空調室を表1に示す実測ケースで運用し、同時計測した。計測は1分間隔で行った。図2に測定箇所及び凡例を示す。在室者約10人を想定し、ペリメータ側とインテリア側に発熱量500Wの発熱体を設置した。設定温度は、両室ともに26℃になるように設定した。

### 4.2 放射空調と在来空調との比較

#### (1) 上下温度分布と平面温度分布

図3にcase1の13時～14時における放射空調室、在来空調室の平均上下温度分布を示す。両室においてペリメータ側の温度が高くなったことから両室とも外部負荷の影響を受けやすいこと、また放射空調室は1時間あたりでの温度の分散がほとんど見られないことが確認できた。図4にcase1の13時～14時における在来空調室、放射空調室の床上1100mm地点の平均平面温度分布を示す。放射空調室は最大温度差0.6℃となった。在来空調室は最大温度差1.0℃となった。放射空調では、在来空調よりも温度分布が生じにくいことが確認できた。

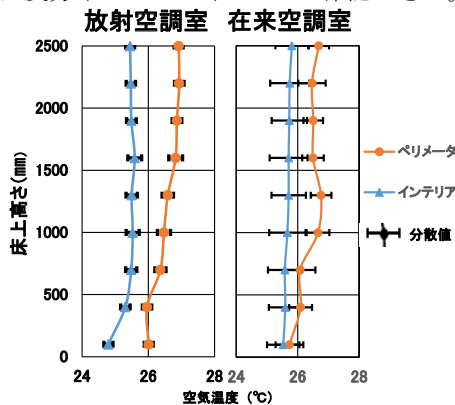


図3 上下温度分布

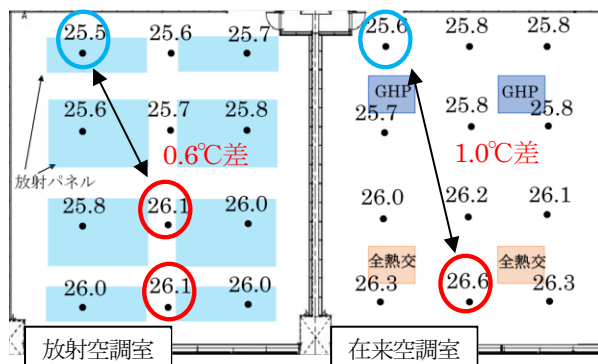


図4 水平温度分布

#### (2) PMV

図5にcase1における在来空調室、放射空調室のPMV値を示す。在来空調室は、サーモ on・offの影響を受け一定間隔で値が上下しているが-0.5～0.5の快適域を推移している時間が長かった。放射空調室では、直達日射の影響でPMVが高くなり直達日射が無くなると緩やか

に低下しているが、快適域に入った時間帯はわずかであった。これは放射空調が急速な熱処理に対応しにくいことに起因するものと考えられる。

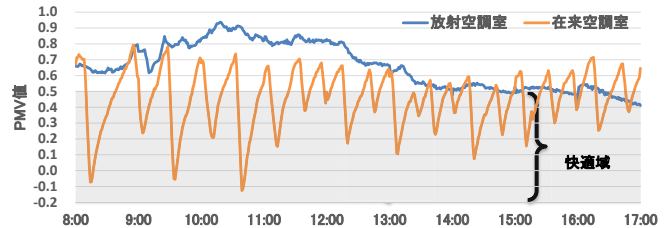


図5 夏期PMV

#### (3) 被験者アンケート

8月7日と9月18日に被験者アンケートを実施した。図6に温熱環境の快適感申告、図7に気流の快適感申告のアンケート結果を示す。図7から放射空調室は在来空調室より不快側の申告が少なかった。これは、気流の快適感申告で不快に感じる人が少なかったことが要因の一つだと考えられる。

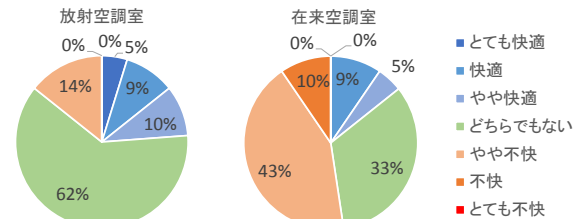


図6 温熱環境の快適感申告

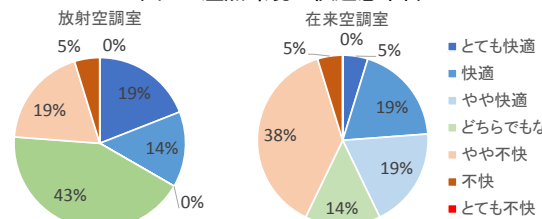


図7 気流の快適感申告

### 4.3 ペリメータにおける温熱環境

#### (1) グローブ温度

ブラインドを開けていた場合は、ブラインドを閉めていた場合に比べて、ペリメータとインテリアにおいて放射温度に差が生じている(図8)。これは、放射熱交換量は両日に差はほとんどないため、ブラインドを開けていた場合はペリメータにおいて窓面からの負荷が大きくなり、温度差が生じた。

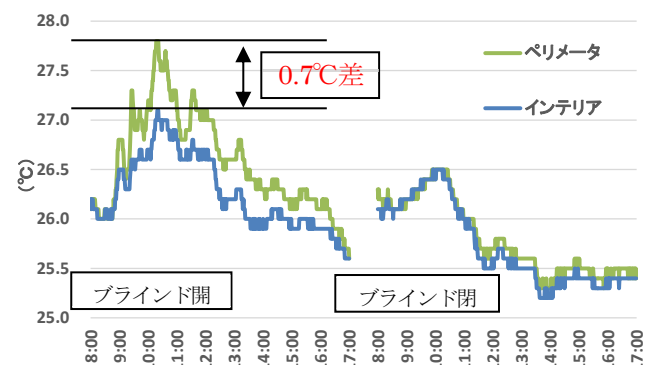


図8 グローブ温度



## (2)放射熱交換量

ブラインドを開けていた場合の放射熱交換量において、窓面での放射熱交換量が全体の放射熱交換量に占める割合が、ブラインドを閉めていた場合の窓面での放射熱交換量が全体の放射熱交換量に占める割合より少しではあるが大きく、また熱量もブラインドを開けていた場合のほうが大きくなった(図 9)。これは、ブラインド閉の状態が開の状態に比べて窓面からの負荷を室内に伝わりにくくしたことが考えられる。

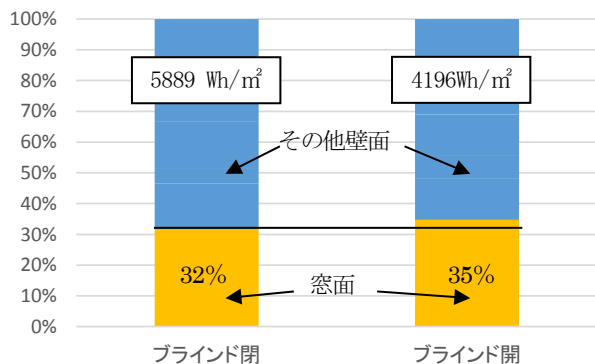


図 9 日積算放射熱交換量

## 4.4 対流のにじみだしによる効果

全熱交換機風量を 8 月 22 日に強設定、8 月 26 日に弱設定で運転させた。天井内と室内との差圧は風量強のほうが風量弱よりも大きかった(図 10)。また、図 11 において枠で示した時間に風量強の場合は強い風で天井パネル面が冷やされることと、にじみだしにより室内温度と躯体表面温度が急激に下がったと考えられる。またその後も風量弱に比べて高い冷房効果が見られる。同様に、対流熱伝達量も風量強の場合は強い風で天井パネル面が冷やされることにより大きな処理熱量となり、パネル温度が一定になると平衡状態となった(図 12)。

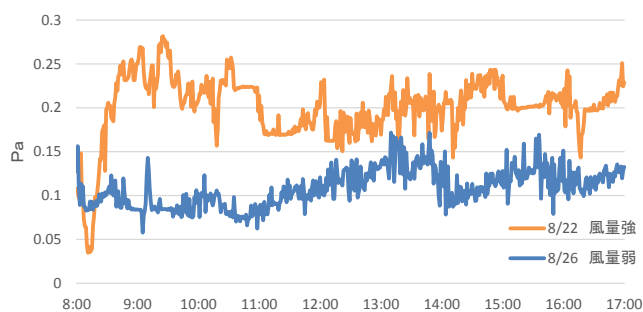


図 10 全熱交換機風量による天井内と室内の差圧

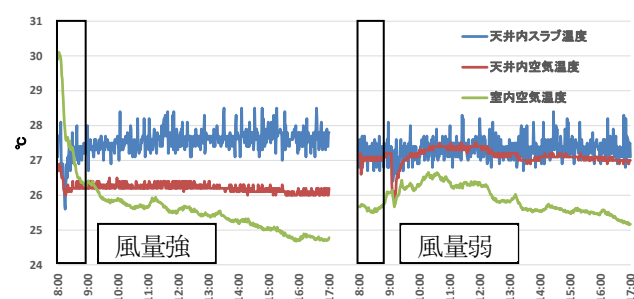


図 11 天井内温度 室内温度 躯体表面温度

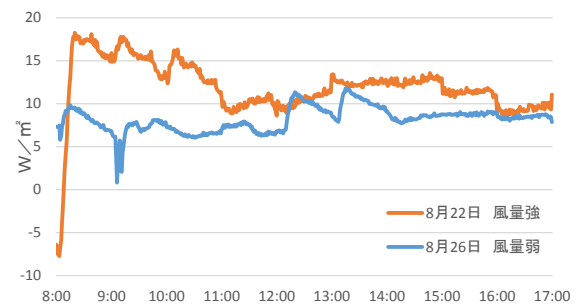


図 12 対流熱伝達量

## 5. 冬期実測

### 5.1 実測概要

12 月中旬から 12 月下旬の 10 日間の 8 時から 17 時にかけて夏期と同じ測定箇所での物理環境実測を行った。表 2 に実測ケースを示す。設定温度を両室ともに 22℃になるように設定した。

表 2 冬期実測ケース

case	放射空調			在来空調		
	熱源	ブラインド	全熱交換風量 (m/h)	GHP 設定温度	ブラインド	全熱交換風量 (m/h)
case1	還温水	閉	310	22℃	閉	330
case2	往温水	閉	310	22℃	閉	330
case3	往温水	閉	500	22℃	閉	500

### 5.2 放射空調と在来空調との比較

#### (1) 上下温度分布と分散値

図 13 に case1 の 13 時～14 時における放射空調室、在来空調室の平均上下温度分布を示す。放射空調室は上下温度差が快適範囲ではないが在来空調室に比べ、上下温度差は見られなかった。放射空調室は 1 時間あたりでの温度の分散がほとんど見られないことが確認できた。図 14 に case1 における在来空調室、放射空調室の床上 1100 mm 地点の平面温度分布を示す。放射空調室は最大温度差 0.6℃となった。在来空調室は最大温度差 0.8℃となった。放射空調は、在来空調よりも温度分布が生じにくいことが確認できた。

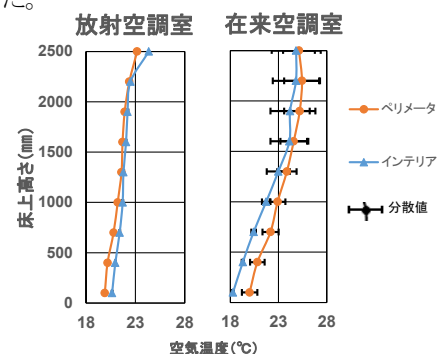


図 13 上下温度分布

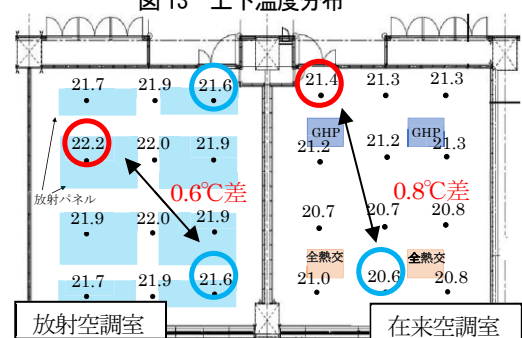


図 14 水平温度分布

## (2) PMV

両室ともにブラインドを閉めていたためペリメータとインテリアの値はほとんど差が生じなかった(図 15)。また、PMV が両室ともに安定するには約 2 時間かかるが、快適域に達するのは約 1 時間くらいである。ゆえに、温熱環境においては両室の違いは小さく、空調の立ち上がり時間の差も小さいことが確認できた。

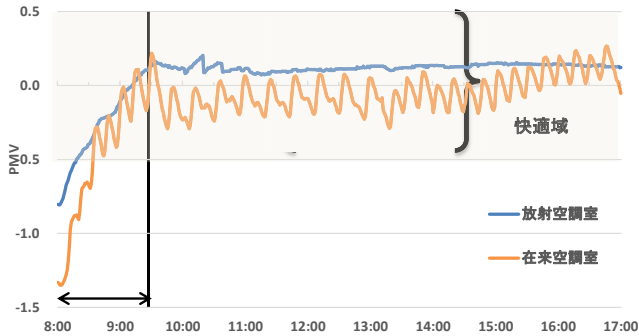


図 15 冬期 PMV

## 5.3 ペリメータにおける温熱環境

### (1) グローブ温度

日射量の大小では、ペリメータとインテリアでほとんど値に差はなかった(図 16)。これはブラインドを閉めることによって、日射などの外乱の影響が大幅に低減させているためである。このことから放射空調においては、ブラインドを閉めることが室内温度を保つのに有効な手段であることがいえる。

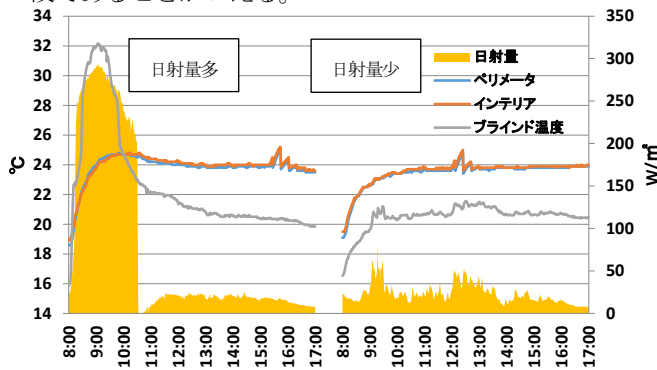


図 16 グローブ温度

### (2) 放射熱交換量

放射熱交換量に関しては、外気温の高いときと低いときでは、ほぼ値に差はなかった(図 17)。これは、ブラインドを閉めていたために外部負荷を受けにくく、室内温度が一定に保たれていたためと考えられる。

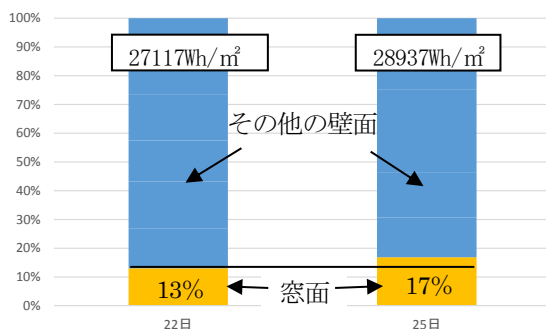


図 17 日積算放射熱交換量

## 5.4 対流のにじみだしによる効果

パンチングメタルからの吹出し風速は、設定が強い場合に運転後の約 30 分間風速があるが、それ以降は見られない(図 18)。天井内温度と放射パネル面付近温度で両日ともにほとんど同じ温度、温度差であること(図 19)、天井内と室内側で差圧に違いがないこと(図 20)を考えると冬期においてパンチングメタルからのにじみ出しによる空調効果はほとんどないといえる。

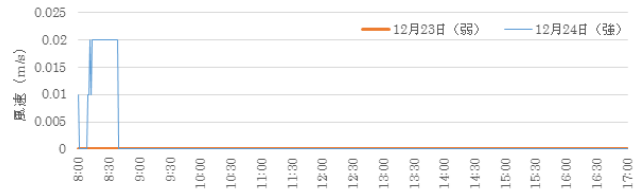


図 18 パンチングメタルからの吹出し風速

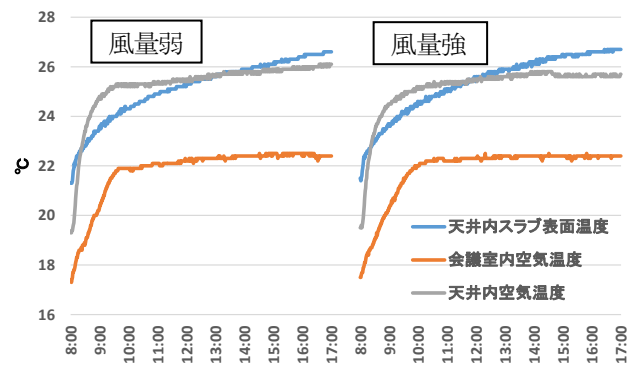


図 19 天井内温度 室内温度 躯体表面温度

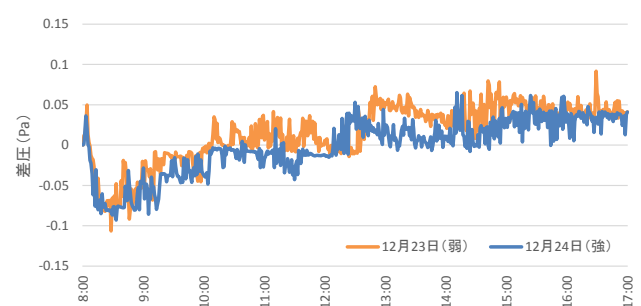


図 20 全熱交換機風量による天井内と室内の差圧

## 6. まとめ

### ・夏期について

上下温度と平面温度ともに在来空調に比べて温度分布を生じにくい、ペリメータの温熱環境において日射などの外乱の影響を受けやすいことが確認できた。

### ・冬期について

上下温度で上下温度差が快適範囲でないものの在来空調に比べ、温度分布を生じにくい同様に、平面温度分布も生じにくいことが確認できた。

## 参考文献

文 1) 今川裕二、中村仁秋ら：天井放射空調システムに関する研究 第 1 報～第 3 報、日本建築学会大会学術講演梗概集(関東)、pp. 1281-1286、2011 年 8 月

## 温泉熱を活用したハイブリッド熱源水ネットワークシステムの構築

### - (第1報) 宿泊施設の実測調査に基づくシステムシミュレーションによる効果試算 -

#### Construction of hybrid heat source water network system with hot spring heat

#### - (Part1) Estimates of the effect of system simulation based on a measurement investigation at hotels-

○大森 雅貴 (大阪市立大学)

三毛 正仁 (総合設備コンサルタント)

鍋島 美奈子 (大阪市立大学)

北野 宏貴 (大阪市立大学)

澤部 孝一 (総合設備コンサルタント)

西岡 真稔 (大阪市立大学)

Masaki OMORI\*<sup>1</sup> Hiroki KITANO\*<sup>1</sup> Masahito MIKE\*<sup>2</sup>

Koichi SAWABE\*<sup>2</sup> Minako NABESHIMA\*<sup>1</sup> Masatoshi NISHIOKA\*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup> Osaka City University \*<sup>2</sup> Sogo Setsubi Consulting Co., Ltd

In order to use the hot spring heat which is renewable energy, we consider hybrid heat source water network system with hot spring heat that springhead energy and drain water energy are used at the community level of the hot spring town unit. To calculate the introduction effect of system as a test, we build simulation models, simulate based on measurement survey result and compare cost and energy amount of existing system and the heat source water network system. As a result, this study shows that primary energy consumption is reduced 25~28GJ/day.

#### はじめに

我が国では全国に多くの源泉が分布しており、源泉熱、排湯熱のポテンシャル量が高いにも関わらず、そのポテンシャルの活用は十分にされていない。温泉施設の多くはボイラを使用しているケースが多く、ヒートポンプを用いた温泉熱利用システムはあまり普及していない現状である。この原因としては、温泉の泉質が源泉ごとに異なるためシステムの一般化が難しく、源泉に応じた対策を施す必要があるため、イニシャルコスト、ランニングコストともに高価になることが挙げられる。

そこで、再生可能エネルギーの活用手法の一手として、温泉熱利用にかかるコストの低減と温泉街単位のコミュニティレベルで各地域に適した温泉熱の面的な活用を考える。本報では、源泉熱と排湯熱のエネルギーを面的に活用できる「温泉熱利用ハイブリッド熱源水ネットワークシステム」(Figure.1)の導入を検討する。

本報で検討するシステムでは、熱源水をネットワーク化して地域に循環させることで、熱源プラントを新設する必要がなく熱利用できる。そのため、熱源プラント方式に比べ新たな土地取得や温泉配布用配管の敷設費用がかからず、地域熱利用に係るコストの削減が可能である。また熱交換器を用いて源泉と熱源水を熱交換し、ネットワーク配管を介して、熱源水を地域供給する。また源泉だけではなく排湯も利用するハイブリッドシステムとすることが特徴の一つである。

熱源水ネットワークの詳細な導入効果を検討するため、実フィールドを予定している温泉地域の宿泊施設における熱源システムの現状調査を行い、使用しているエネ

ルギー量を把握する。実測調査結果に基づき、熱源水ネットワークシステムのシミュレーションを行い、既存システム(ボイラ方式)と熱源水ネットワークシステムの一次エネルギー消費量の比較を行い、熱源水ネットワークシステムの優位性を示すことを目的とする。

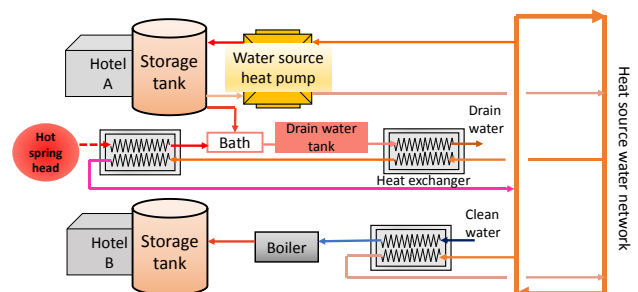


Figure.1 Image figure of hybrid heat source water network system

#### 1. システムシミュレーション概要

温泉熱利用ハイブリッド熱源水ネットワークシステムの優位性を示すため、実測結果(12月)の代表日の結果をもとにシステムシミュレーションを行う。既存システム(温泉宿4棟単独・ボイラ方式)と熱源水ネットワークシステムを温泉宿4棟で共有したケース(Figure.2)の一次エネルギー消費量とエネルギーコストを算出し比較を行う。また温泉宿のシステム(Figure.3)は各温泉宿全てで同じシステムを採用していることとする。本報では、3ケース(Table.1)で実証対象フィールドの対象施設である温泉宿の実測結果をもとに試算を行う。Case1は高温かつ流量が多い源泉を持つ温泉宿4棟を組み合わせたケース、Case2は低温(35℃)かつ流量が多い源泉を持つ温泉宿4棟を組み合わせたケース、Case3は高温かつ流量が多い源

泉を持つ温泉宿2棟と源泉を持たず、温泉を組合等から購入している温泉宿2棟を組み合わせたケースである。各ケースの源泉流量は、各温泉で必要な源泉流量よりも十分に多い場合を想定している。熱需要量は実測結果より算出し、温泉宿A・Cは実測結果を用い、温泉宿Bは温泉宿Aの70%の熱需要量、温泉宿Dは温泉宿Aの50%の熱需要量と想定している。

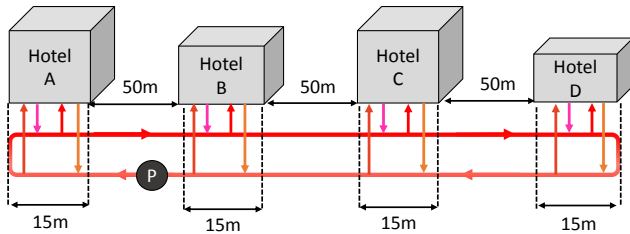


Figure.2 Image figure of whole simulation

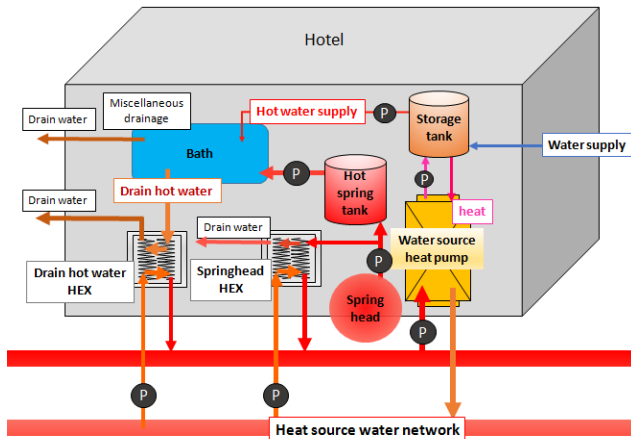


Figure.3 Image figure of system in hotel

## 2. シミュレーション計算方法

システムシミュレーションでは、熱交換器・熱源機器・配管などの個々の要素をモジュール化し、それぞれのモジュールを接続してシステム全体の計算を行う。モデルの計算には、運動方程式・連続の式・エネルギー方程式・機器特性式などを用いる。源泉流量・温度・熱需要量などの実測結果とヒートポンプの温水入口流量・熱交換面積などの設定値を入力値とし、出力値を求める。モジュール間は、時刻ごとに出力された流体温度や流量のデータを引き渡し、計算を行う(Figure.4)。計算条件(Table.2)は温泉宿A・Cの条件であり、温泉宿B・Dにおいては流量や熱交換面積の計算条件を熱需要量と同様の方法で配分をしている。

### 2.1 熱源機器モジュール

熱源機器モジュールでは、貯湯槽の水温、熱源水ネットワーク配管の水温を入力条件として受け取る。熱源機器では65℃給湯を行い、貯湯槽に返している。そして熱源機器からの熱源水の温度を再び熱源水ネットワーク配管へと渡す。また、熱源機器の消費電力およびCOPを出力する。

Table.1 Setting contents of the simulation

	Item	Hotel A,C	Hotel B	Hotel D
Case 1	Hot spring source TEMP.	High (42°C~)	High (42°C~)	High (42°C~)
	Hot spring source flow rate	Large	Large	Large
	Thermal demand	Reference value×100%	Reference value×70%	Reference value×50%
Case 2	Hot spring source TEMP.	Low (35°C)	Low (35°C)	Low (35°C)
	Hot spring source flow rate	Large	Large	Large
	Thermal demand	Reference value×100%	Reference value×70%	Reference value×50%
Case 3	Hot spring source TEMP.	High (42°C~)	-	-
	Hot spring source flow rate	Large	-	-
	Thermal demand	Reference value×100%	Reference value×70%	Reference value×50%

Table.2 Main calculation condition (Hotel A)

	Module	Item
Measurement data	HEX	High temperature fluid entrance flow rate & temperature(Springhead) High temperature fluid entrance flow temperature(Drain water)
	Storage tank	Water supply temperature, Heat demand, outside temperature
	Pipe	Ground temperature:13°C(Ave.)
Set value	HP	Hot water supply temperature:65°C Warm water flow rate:4.3L/s Heat source water flow rate:5.8L/s
	HEX	(Springhead)Heat source water flow rate:2.0L/s (Drain water)Heat source water flow rate:1.0L/s Coefficient of overall heat transfer:1.0kW/m²K Heating area:5.0m²
	Pump	Flow rate, Lifting height, Shaft power
	Pipe	Pipe length:420m Burial depth:500mm Outside diameter:340mm Inside diameter:300mm Thermal conductivity:0.46W/mK Initial heat source water TEMP.:1.5°C Heat source water flow rate:1.7×10³m³/s



## 2.2 熱交換器モジュール

熱交換器モジュールでは、熱源水温度、高温流体(源泉・排湯)流量・温度を入力条件として受け取る。高温流体の値は実測結果を用いる。熱源水と高温流体での熱交換を行う。熱交換後の熱源水の温度を配管の入力条件として引き渡す。なお、流下液膜式熱交換器を設置すると想定し、熱通過率は  $1.0\text{kW/m}^2\text{K}$ 、伝熱面積は  $5.0\text{m}^2$  と設定している。

## 2.3 ポンプ搬送動力計算モジュール

ポンプ搬送動力計算モジュールでは、ポンプ流量と揚程からポンプ搬送動力を算出する。Figure.2 及び Figure.3 のポンプを設置した想定で、各モジュールから負荷側往流量と揚程データを受け取り、それぞれの流体のポンプ搬送動力を算出する。

## 2.4 ネットワーク配管熱輸送特性計算モジュール

各モジュールから受け取った熱源水出口状態量を管路の入口状態量として、同一管路上の次の活用場所における熱源水温度を算出する。算出された管路出口状態量は次の熱利用箇所での熱源水入口状態量として使用される。配管周りの土壌層(500mm)の熱抵抗を考慮し、土壌層の外側に土壌温度を境界条件として与える。埋設管路内水と管路周囲土壌との間での熱授受を考える。Eq.1 より出口温度を算出する。Eq.1 を計算するために、Eq.2~Eq.8 の計算式を用いる。ネットワーク配管全長は  $420\text{m}$ 、埋設深さは  $500\text{m}$ 、内径は  $300\text{mm}$ 、外径は  $340\text{mm}$ 、ポリエチレン配管を想定し熱伝導率は  $0.46\text{W/mK}$ 、断熱加工はしていない想定である。また土壌温度は実測結果を用いる。シミュレーション初期条件として、熱源水初期温度を  $1.5^\circ\text{C}$ 、熱源水循環流量を  $1.7 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$  としている。

## 2.5 貯湯槽モジュール

貯湯槽モジュールは、完全混合・開放型貯湯槽を想定する。貯湯槽は源泉用と給湯用の2種類を検討している。源泉用・給湯用ともに熱需要量より十分に大きな容量としており、温泉宿での需要量に合うものではない。源泉用貯湯槽は外気温、貯湯槽流入温度・流量を入力条件として受け取り、貯湯槽流出温度・流量を算出している。給湯用貯湯槽は外気温、貯湯槽流入温度・流量に加え、熱需要量を入力条件とし、貯湯槽流出温度・流量を算出している。貯湯槽の熱貫流値は源泉用・給湯用ともに  $1.0\text{W/m}^2\text{K}$  と設定している。

## 3. シミュレーション結果と考察

連続する5日間のシミュレーションを行い、計算開始から3日目までを助走期間として、4日目・5日目の結果を示す。なお、5日間の計算は毎日同じデータを運用して試算している。

### 3.1 熱源水温度の推移

シミュレーション結果を代表し各ケースの温泉宿Cのヒートポンプの熱源水温度推移(Figure.5 ~ Figure.7)を示

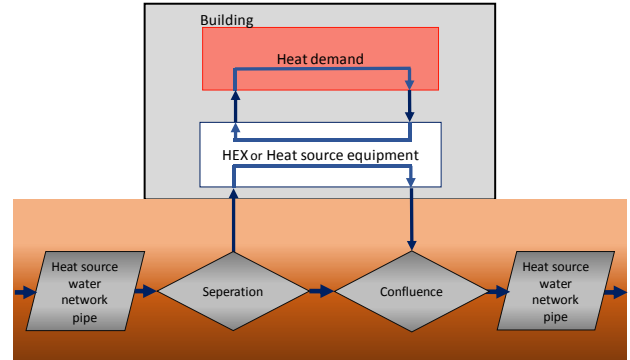


Figure.4 Calculation concept of system simulation

Table.3 Thermal transport property calculation of a pipe

$\theta_{\text{out}} = \theta_s + (\theta_{\text{in}} - \theta_s) \exp\left(-\frac{K_L L}{C_w G}\right)$		Eq.1
$\frac{1}{K_L} = \frac{1}{n} \left\{ \frac{1}{\alpha_0 D_0} + \frac{1}{2\pi} \sum_{i=1}^N \frac{\log(D_i / D_{i-1})}{\lambda_{p\_i}} \right\}$		Eq.2
$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.3}$		Eq.3
$\text{Nu} = \frac{\alpha_0 D_0}{\lambda_w}$		Eq.4
$\text{Pr} = \frac{v_w}{a_w}$	Eq.5	$\text{Re} = \frac{uD_0}{v_w}$ Eq.6
$v = \frac{\eta_w}{\rho_w}$	Eq.7	$a_w = \frac{\lambda_w}{\rho_w c_w}$ Eq.8
$\theta_{\text{out}}$ : Exit TEMP.(degC) $\theta_{\text{in}}$ : Entrance TEMP.(degC) $\theta_s$ : Soil TEMP.(degC) $G$ : Flow rate ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) $K_L$ : Coefficient of overall heat transmission of the pipe (W/mK) $L$ : Length of the pipe(m) $c_w$ : Specific heat(J/kgK) $D_0(D_N)$ : Inside(Outside) diameter of the pipe (m) $\alpha_0$ : Surface heat transfer rate among the pipe(W/m <sup>2</sup> K) $\lambda_{p\_i}$ : Thermal conductivity of the pipe(i)(W/mK) $\text{Nu}$ : Nusselt number $\text{Re}$ : Reynolds number $\text{Pr}$ : Prandtl number $a_w$ : Thermal diffusivity(m <sup>2</sup> /h) $C_w$ : Volumetric specific heat (MJ/m <sup>3</sup> K) $\lambda_w$ : Thermal conductivity of water (W/mK) $v_w$ : Kinematic coefficient of viscosity(m <sup>2</sup> /s) $u$ : Pipe flow velocity(m/s) $\eta_w$ : Coefficient of viscosity (Pa · s) $\rho_w$ : Water density(J/kgK)		

す。Case1 は  $27 \sim 33^\circ\text{C}$ 、Case2 は  $21 \sim 26^\circ\text{C}$ 、Case3 は  $23 \sim 29^\circ\text{C}$  の熱源水をそれぞれ取水している結果となった。グラフの波形は熱交換器での加熱量・源泉流量による影響が関係しており、加熱量・源泉流量がともに大きい時、熱源水温度も高くなる傾向にある。また源泉温度が低いケース(Case2)または源泉が少ないケース(Case3)の場合、熱源水温度は源泉温度が高く、源泉流量が多いケース(Case1)に比べ、温度が上がらないことが確認できた。



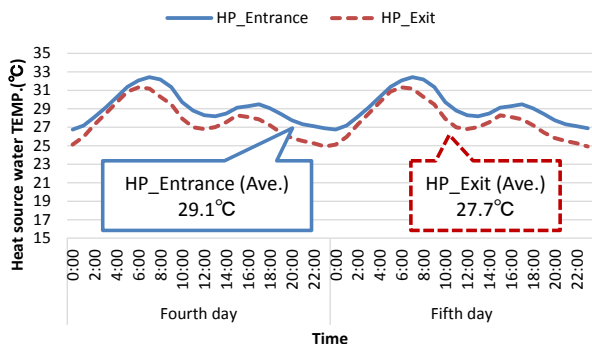


Figure.5 Transition of heat source water TEMP. (Case1, Hotel C, HP)

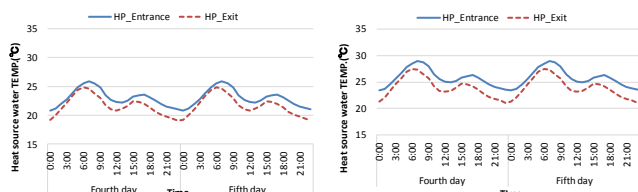


Figure.6 Transition of heat source water TEMP.(Case2,Hotel C,HP)

Figure.7 Transition of heat source water TEMP.(Case3,Hotel C, HP)

### 3.2 COP の推移

各ケースのヒートポンプの COP の推移を Figure.8~Figure.10 に示す。Case1 は 3.8~4.4, Case2 は 3.5~4.0, Case3 は 3.6~4.2 で推移している。COP は温泉宿 D, C, B, A の順に COP は高くなることが分かった。本報で設定した条件では、熱源水が温泉宿 A→B→C→D→C→B→A の順に流れているため、温泉宿 A・B・C・D の熱交換器で熱源水が順次加熱され、D のヒートポンプの入口側の熱源水の温度が高くなる。そのため、温泉宿 D のヒートポンプの COP が他の温泉宿のヒートポンプの COP より高くなったと考えられる。またケースごとの比較では、Case1, Case3, Case2 の順に COP が高い結果となった。Figure. 5~Figure.7 より Case1 は Case2, 3 より熱源水温度が高いため、COP が他のケースより高くなったと考えられる。

### 3.3 一次エネルギー消費量の算出

ヒートポンプとポンプの消費電力から各ケースの一次エネルギー消費量を算出する。Figure.11 に各ケースの一次エネルギー消費量を示す。一次エネルギー換算係数は 9,970kJ/kWh を用いた。温泉宿 A~D が既存システムで運用した場合における一次エネルギー消費量は、実測結果より温泉宿 4 棟分をボイラ効率 0.9 で除すことで算出している。一次エネルギー消費量は Case1 で 29GJ/day, Case2 で 31GJ/day, Case3 で 28GJ/day, 既存システムで 56GJ/day となった。熱源水ネットワークシステムを導入することによる一次エネルギー削減量は 25~28GJ/day となった。熱源水ネットワークシステムの導入により省エネ効果が見込めると言える。

### 4. まとめ

(1)ヒートポンプの COP は、熱源水温度が高いほど COP の値も大きくなり、熱源水ネットワーク配管上の温泉施

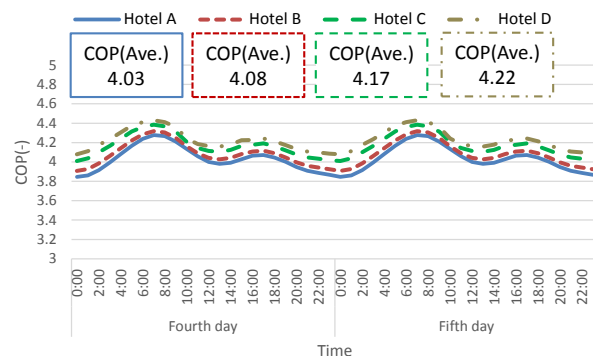


Figure.8 Transition of COP (Case1)

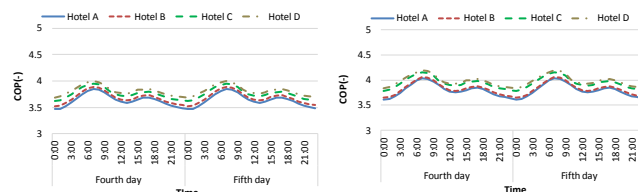


Figure.9 Transition of COP (Case2)

Figure.10 Transition of COP (Case3)

設の場所により HP の COP も変化することを確認した。(2)本報の試算の条件では、一次エネルギー消費量は各ケース約 30GJ/day となり、既存システムより 26~28GJ/day の削減が見込めることを示した。今後の課題として、(1)熱源プラント方式のシミュレーションモデルを作成し、熱源水ネットワークシステムとの比較を行う。(2)異なるケース(源泉流量・源泉温度の変更)した場合のモデル作成と試算を行う。

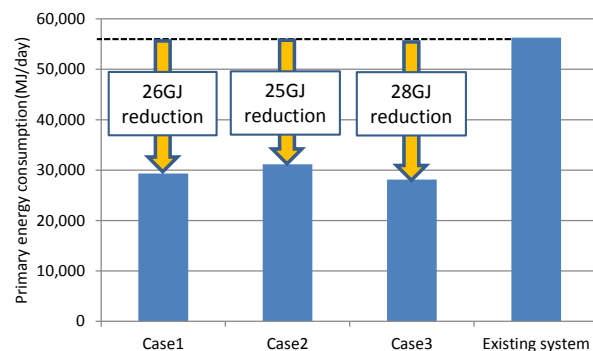


Figure.11 Primary energy consumption

### 参考文献

- 1) 澤部孝一他:「下水管路を利用した下水熱利用・熱融通システムの研究(第2報)下水熱利用・熱融通システムシミュレーションの方法と試算」空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、2011年3月
- 2) 東京電力高圧・特別高圧電気料金  
<http://www.tepco.co.jp/index-j.html> (閲覧: 2015/01/19)

### [あとがき]

この成果は、独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の委託業務の結果、得られたものです。

# 浴室排水熱回収による上水予熱システムの開発

## —実験とシミュレーションによる導入効果の試算—

### Development of Clean Water Preheating System Using Heat Exchange with Waste Water from the Bathroom

### -Estimation of Impact of the System by Experiment and Simulation-

○阿部 敏也 (大阪市立大学)

中尾 正喜 (大阪市立大学)

三毛 正仁 (総合設備コンサルタント)

鍋島 美奈子 (大阪市立大学)

西岡 真稔 (大阪市立大学)

澤部 孝一 (総合設備コンサルタント)

Toshiya ABE\*<sup>1</sup> Minako NABESHIMA\*<sup>1</sup> Masaki NAKAO\*<sup>1</sup>

Masatoshi NISHIOKA\*<sup>1</sup> Masahito MIKE\*<sup>2</sup> Koichi SAWABE\*<sup>2</sup>

\*<sup>1</sup> Osaka city University \*<sup>2</sup> Sogo Setsubi Consulting Co., Ltd.

Our clean water preheating system has not been evaluated the whole system. Improving the heat recovery rate has been remained an issue. This study has been experimented in drainage characteristics to improve the heat recovery rate and shows some optimum conditions for Japanese style bathroom on the basis of the experimental data. Using simulation model of the whole hot water supply system, the heat recovery rate and primary energy consumption are estimated.

## 1 はじめに

### 1.1 研究の背景

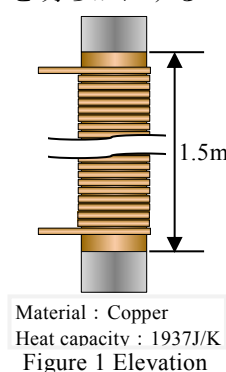
国内のエネルギー消費の約 16%を占める民生家庭部門は 1990 年比で約 4 割増加しており、省エネルギー対策が進んでいないといえる。家庭で消費されるエネルギー全体の約 1/3 を占める給湯用エネルギーの削減方法として高効率給湯機の普及が進められているが、普及率は低いとそれと同時に導入のハードルが低い削減方法の検討が必要である。そこで本研究では浴室排水熱を利用した上水予熱システムを検討する。

### 1.2 研究の目的

筆者らはこれまで製作した上水管巻き付け型熱交換器(図 1・図 2)の性能評価と上水予熱システムの導入効果(熱回収率)を実験によって明らかにし、更に排水流量を上水流量と同程度まで小さくすると熱回収率が向上する事を示し、熱交換器の性能向上の試算を行ってきた<sup>1)</sup>。また複数世帯で熱交換器を共有することで熱回収率が向上することも示した<sup>2)</sup>。しかし、設置状況の違いによる熱交換器の性能変化の原因の把握、熱回収率の向上が課題となっている。また給湯システム(給湯器・配管等)を含めたシステム全体の評価が出来ておらず、実際の給湯使用状況においてどの程度予熱された上水が有効に使われ、給湯負荷の削減に寄与するかは明らかとなっていない。

以上より本研究では実験によって立て管の排水特性を把握する。またこれまでの研究成果を踏まえて上水管巻き付け型熱交換器の日本の住宅への適用条件を明

らかにすると同時に熱回収率向上の展望を示すことを目的とする。また実環境により近い条件で給水スケジュールや給湯システムを含めた上水予熱システムのシミュレーションモデルを構築し、シミュレーションによりシステム全体としての導入効果(一次エネルギー削減量・給湯負荷削減率・ランニングコスト)を明らかにすると同時に、導入建物(単独世帯・複数世帯)、給排水スケジュール、熱交換器の性能向上による影響を明らかにすることを目的とする。



heat exchanger

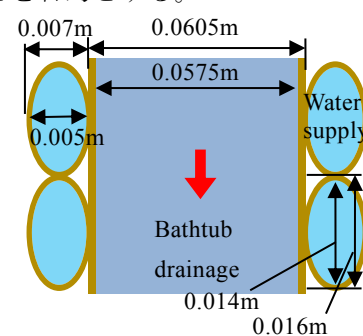


Figure 2 Longitudinal cross-sectional view of the heat exchanger

## 2 排水特性把握実験

### 2.1 実験概要

筆者らが行ってきた実験<sup>1)</sup>において熱交換器立て管設置時の KA 値 42.9W/K、横引き管設置時の KA 値 25.5W/K であることが示されたが、その原因は不明であった(KA:熱通過率と熱交換面積の積)。そこで熱交換器が設置されている配管部を透明配管に入れ替え、熱交換器内の排水の流れの状況を把握する。透明配管の

材質は硬質塩化ビニル樹脂で上水管巻き付け型熱交換器と同じ 1.5m の長さである。

排水流量を参考文献 1 の実験値の 0.9L/s から減少させ、各流量における透明配管内の排水状態を把握する。

## 2.2 実験結果

図 3 に排水流量 0.4L/s 時の透明管内の流れ、図 4 に排水流量 0.3L/s 時の透明管内の流れを示す。



Figure 3 Transparent piping  
in the conditions of the  
drainage flow rate 0.4L/s



Figure 4 Transparent piping  
in the conditions of the  
drainage flow rate 0.3L/s

図 3 において排水流量が 0.4L/s の時は排水が配管に沿うように排水管全面に流れている事が分かる。しかし、図 4 をみると排水流量が 0.3L/s の時は排水が一部流れていない部分が見られ、排水が配管に接触している面積が小さくなった事が分かった。また排水流量をこれより小さくしていくにしたがって排水の接触面積が小さくなっている事も確認された。

また横引き管においては排水流量 0.9L/s 時でも排水が配管に接触している面積は約 60% 程度であった。

以上より排水流量が 0.9L/s 時において立て管では排水が排水管全面に接触しているが、横引き管では排水の接触面が全面ではないため接触面積が小さくなっている。よって横引き管に設置した熱交換器は熱交換面積が小さくなってしまったため立て管に設置した熱交換器の性能の方が高くなったと思われる。

## 3 これまでの研究成果を踏まえた今後の展望

### 3.1 上水管巻き付け型熱交換器の適用条件

#### 1) 単独世帯への適用

単独世帯に適用する場合は熱交換器の設置場所は浴室床下の横引き管に限られるため、立て管設置時に比べ性能は低くなる。また戸建て住宅の場合は熱交換器のメンテナンス費用が新たに維持コストとして必要となる。以上より単独世帯に本熱交換器を適用すると導入効果が小さくなるため、不向きであると言える。

#### 2) 複数世帯への適用

複数世帯で一つの熱交換器を共有する場合は排水集合管の立て管への設置となるため、横引き管設置時に比べて性能は高くなる。また排水流量が小さい場合性能が低下してしまうことが分かっている<sup>1)</sup>が集合住宅

の集合管であると排水管全面に排水を沿わせる配管が設置されているため高い性能を維持でき、導入効果はより大きくなると考えられる。また集合住宅では定期的に配管のメンテナンスが行われるため、熱交換器のメンテナンス費用が不要となるため導入の障壁は小さいと言える。これらから上水管巻き付け型熱交換器は、複数世帯で共有する熱交換器として用いると導入効果が大きいため適していると言える。

### 3.2 導入効果の向上に向けて

導入効果向上の方針として熱交換器の熱通過率  $K$  の向上、熱交換面積  $A$  の向上、熱交換時間  $t$  の延長が考えられる。以下にそれぞれの方針の展望を述べる。

#### 1) 熱通過率 $K$ の向上

上水予熱システム用の熱交換器は、排水と上水のクロス接続の危険性を出来る限り低減させるために排水管と上水管が独立した形状である必要がある。このような形状の熱交換器においては、排水管と上水管の接触面の隙間に生じる接触熱抵抗を低減することが熱通過率の向上に有効である。

接触熱抵抗低減の方法として、筆者らはろう付けによって空隙を埋めることを提案しているが<sup>1)</sup>、他にも上水管の形状を円管から角管に変更することで接触面の隙間を小さくすることも有効であると考えられる。また熱交換器に漏水センサーを設置することで、一枚の管壁での熱交換を行う製品も検討可能となり、より熱通過率の高い熱交換器の導入ができると考えられる。

#### 2) 熱交換面積 $A$ の向上

配管スペースやメンテナンスの観点から単独世帯に導入する場合は横引き管に、複数世帯に導入する場合は立て管に熱交換器を設置することを想定して、それぞれに適した熱交換器を製作する必要がある。

単独世帯用熱交換器で熱交換面積を向上させるには床下スペースで熱交換面積が大きくなる平板型熱交換器が適していると考えられる。また複数世帯用熱交換器はスペースの制限から上水管巻き付け型熱交換器のような形状の熱交換器が適している。実験で用いた上水管巻き付け型熱交換器の排水管は 50A のサイズであるが、集合管であると径が 50A より大きくなるため、より大きな熱交換面積を確保できると考えられる。

#### 3) 熱交換時間 $t$ の延長

参考文献 1 より排水の流量調節による熱交換時間の延長で導入効果向上が可能となることが分かっている。そこで排水の制御機構の設置により排水を制御し開放型貯湯槽の設置により上水の制御を行う。これにより熱交換時間が延長され更に排水時に常に上水と熱交換可能となるため、導入効果向上につながると考えられる。



## 4 シミュレーションによるシステム導入効果の試算

### 4.1 シミュレーション概要

これまでの実験では考慮できていなかった給水スケジュール、配管熱損失、上水予熱による給湯器の省エネルギー効果について検討するため、Dymola(モデリング言語 Modelica®をベースとした物理系複合モデリング・シミュレーションツール)を用いたシミュレーションモデルを構築し、上水予熱システム導入効果を評価する。また給排水スケジュール、季節の違い、熱交換器の性能向上による影響も検証していく。表1に単独世帯シミュレーション条件、表2に複数世帯シミュレーション条件を示す。給排水スケジュールは参考文献2を基に作成した。Case1-1と1-2、2-1と2-2を比較して熱交換器の性能変化の影響、Case1-2と1-3と1-4、Case2-2と2-3と2-4を比較して季節の変化による影響、Case1-5と1-6を比較して浴槽排水の流量制御による影響をそれぞれ検証していく。熱交換器の性能KA値については参考文献1で示した性能の試算値126W/Kと海外製熱交換器の性能値933W/Kを用いた。また上水温度は冬期8.13℃、中間期16.0℃、夏期24.33℃とし、気温は冬期6.67℃、中間期17.22℃、夏期27.23℃とした(上水温度は東京都水道局2014年水道水の水温、気温は気象庁2014年の気象データ参照)。

Table 1 Simulation conditions for a household

	Value of KA*	Bathing method	Season
Case1-1	126(W/K)	Bathtub bathing	Winter
Case1-2	933(W/K)	Bathtub bathing	Winter
Case1-3	933(W/K)	Bathtub bathing	Interim period
Case1-4	933(W/K)	Bathtub bathing	Summer
Case1-5	933(W/K)	Shower in the evening and morning Bathtub drainage in the morning	Winter
Case1-6	933(W/K)	Shower in the evening and morning Bathtub drainage in the morning(Control)	Winter

\* K:heat transmission coefficient, A:means area of heat exchange

Table 2 Simulation conditions for multiple households

	Value of KA*	number of people in 5 families	Season
Case2-1	126(W/K)	4・4・3・2・2	Winter
Case2-2	933(W/K)	4・4・3・2・2	Winter
Case2-3	933(W/K)	4・4・3・2・2	Interim period
Case2-4	933(W/K)	4・4・3・2・2	Summer

Table 3 表3に熱交換器モデル内計算式、表4に給湯器モデル内計算式、表5に配管モデル内計算式を示す。本熱交換器モデルに熱容量と熱通過率を設定し熱交換量を求める。熱交換器、配管モデルともに熱伝導は一次元のみを考慮し、熱交換器は周囲との熱損失を考慮せず、配管は熱容量と周辺空気温度を境界条件として外表面からの熱損失を考慮する。熱交換器の長さは1.5m、上水管の長さは単独世帯2.0m、複数世帯8.0m、排水管の長さは単独世帯で0.5m、複数世帯で5.5mとし、長さ方向の分割数を20として計算を行っている。熱交換器はまた熱交換器の配管内が常に水で満水である状態での計算となっているため、排水後も配管内に排水が留まる状態となってしまう実際の排水状況を再現できない。そこで配管内空気の換気による外部との熱移動と同程度の熱量が外部に移動するように、シミュレーション上は排水終了後に気温と同じ温度の排水を微小流量流して換気による熱移動を再現した。換気により移動する熱量は排水管温度の実験値を参考に決定した。次に本給湯器のモデルは給湯器内の熱交換器の熱容量と性能、機器効率をパラメータとして設定する。機器の効率曲線は外部との熱損失を考慮しない。ここでは機器効率は0.9とした。

### 4.2 シミュレーション結果

図5に各Caseにおける給湯負荷削減率、図6に各Caseにおける一次エネルギー削減量を示す。

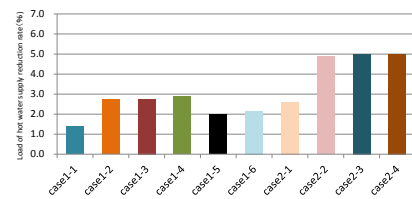


Figure 5 Load of hot water supply reduction rate in each case

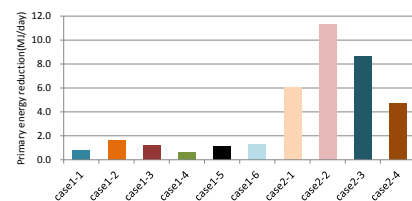


Figure 6 Primary energy reduction in each case

図5の単独世帯においてCase1-1は1.37%、Case1-2は2.72%となり、熱交換器の性能が807W/K向上すると給湯負荷削減率は1.35ポイント向上することが分かった。またCase1-2は2.72%、Case1-3は2.76%、Case1-4は2.89%となり、季節が冬期から中間期、夏期となるに従って給湯負荷削減率が大きくなっている事が分かる。冬期では上水温度の方が気温より低いためシステム内で上水の熱損失が発生するが、中間期・夏期では気温の方が上水温度より低くなり、システム

内で上水の熱取得が発生するためこのような結果となった。次に Case1-5 は 1.97%、Case1-6 は 2.16%、となった。これより浴槽排水の流量を制御することで給湯負荷削減率を大きくできることを確認できた。

複数世帯についてみていくと Case2-1 は 2.61%、Case2-2 は 4.88% となり、熱交換器の性能が 807W/K 向上すると給湯負荷削減率は 2.27 ポイント向上することが分かった。また Case1-2 と Case2-2 より複数世帯で熱交換器を共有することで給湯負荷削減率は 2.16 ポイント向上することが分かった。最後に Case2-2 は 4.88%、Case2-3 は 5.00%、Case2-4 は 5.00% となり、季節が冬期から中間期、夏期となるに従って給湯負荷削減率が大きくなっている事が分かる。単独世帯の条件より季節間の差が小さくなっているのは、複数世帯の排水が重なり排水がない時間が短くなることで熱交換器の熱容量の影響が小さくなるからである。

図 6 において Case1-2 は 1.59MJ、Case1-3 は 1.18MJ、Case1-4 は 0.64MJ の一次エネルギー削減となり、Case2-2 は 11.36MJ、Case2-3 は 8.66MJ、Case2-4 は 4.69MJ の一次エネルギー削減となった。給湯負荷削減率の比較では冬期の方が低くなったが給湯負荷の全体量は冬期が大きく、夏期になると小さくなるため削減量では冬期の方が高くなる結果となった。また一次エネルギー削減量よりランニングコスト削減量を算出すると、単独世帯で年間 1538.8 円、複数世帯(5 世帯)で年間 11191.0 円の削減となった。

## 5 まとめと今後の課題

(1)立て管の排水流量を把握し、排水流量が 0.4L/s 以上の場合、管壁全体を沿うように排水が流れるため横引き管より立て管の方が熱交換器の性能が高くなることが分かった。

(2)上水管巻き付け型熱交換器の適用条件を整理し、複数世帯で共有する熱交換器として適していることを示した。また導入効果向上に向けた熱交換器とシステムの提案を行った。

(3)上水予熱システムの導入効果を評価し、単独世帯では最大 1.59MJ、複数世帯では最大 11.36MJ の一次エネルギー削減ができ、年間のランニングコスト削減量は単独世帯で 1538.8 円、複数世帯(5 世帯)で 11191.0 円であることを示した。また導入建物・給排水スケジュール・季節の違いと熱交換器の性能向上の影響を明らかにした。

## [あとがき]

本研究は JSPS 科研費 基盤研究(C)25420611 の助成を受けたものである。

Table 3 Expression of heat exchanger model

$c_w m_w (T_b - T_a) = Q_a + Q_b$	…(1)	$m_w = \rho_w A_h s_w$	…(2)
$Q_a = A_h k_w (T_a - T_w)$	…(3)		
$c_w$	: Specific heat capacity of wall material (J/kgK)		
$m_w$	: The mass of the wall (kg)		
$A_h$	: Heat transfer area ( $m^2$ )		
$T_a$	: Temperature of the drainage side ( $^{\circ}C$ )		
$T_b$	: Temperature of the water supply side ( $^{\circ}C$ )		
$Q_a$	: Drainage heat loss quantity (W)		
$Q_b$	: Clean water heat gain quantity (W)		
$\rho_w$	: Density of wall material (kg/ $m^3$ )		
$k_w$	: Heat transfer coefficient (W/ $m^2 K$ )		
$T_w$	: Temperature of the wall ( $^{\circ}C$ )		

Table 4 Expression of water heater model

$Q = (\gamma Q_0 \eta) / \eta_0$	…(4)	$\eta = Q / Q_f$	…(5)
$m_f = Q_f / h_f$	…(6)	$V_f = m_f / \rho_f$	…(7)
$Q$	: Heat input into the medium (W)		
$y$	: Part load ratio (-)		
$\eta$	: Coefficients for efficiency curve (-)		
$\eta_0$	: Efficiency at $y=1$ (-)		
$Q_f$	: Heat released by fuel (W)		
$m_f$	: Fuel mass flow rate (kg/s)		
$h_f$	: Fuel heating value (kg/J)		
$V_f$	: Fuel volume flow rate ( $m^3/s$ )		
$\rho_f$	: Fuel mass density (kg/ $m^3$ )		

Table 5 Expression of piping model

$Q_l = k_p A_{out} \Delta T_l$	…(8)	$Q_2 = h A_{in} \Delta T_2$	…(9)
$Q_{storage} = C_p (dT/dt)$	…(10)		
$Q_l$	: Heat loss of the piping (W)		
$k_p$	: Heat transfer coefficient of the piping (W/ $m^2 K$ )		
$A_{out}$	: Outside surface area of the pipe ( $m^2$ )		
$A_{in}$	: Inside surface area of the pipe ( $m^2$ )		
$\Delta T_l$	: Difference of piping temperature and the pipe ambient temperature (K)		
$Q_2$	: Convective heat transfer amount of heat (W)		
$h$	: Convective heat transfer coefficient (W/ $m^2 K$ )		
$\Delta T_2$	: Difference of piping temperature and the pipe in the fluid (K)		
$Q_{storage}$	: Thermal storage amount of piping (W)		
$C_p$	: Heat capacity of the piping (J/kgK)		
$m_p$	: Mass of the piping (kg)		
$dT/dt$	: The time derivative of the pipe temperature (K/s)		

## 【参考文献】

- 1)阿部敏也ら「家庭の排水熱を利用した上水予熱システムの開発-浴槽排水熱回収用熱交換器の製作と性能評価-」空気調和・衛生工学会論文集 2013 年 9 月
- 2)大森雅貴ら「排水熱回収による上水予熱システムの開発-集合住宅における熱回収システムの評価-」空気調和・衛生工学会近畿支部学術講演論文集 2014 年 3 月



# 下水管路を利用した下水熱利用・熱融通システムの研究 (第9報) 省エネルギー性・経済性から見た下水熱利用システムの導入可能性の検討 Study of the System for Accommodating Thermal Energy by Using Sewage Water Pipeline (part 9) Feasibility study of the system in terms of energy-saving and economic efficiency

学生会員    ○中村 賢司 (大阪市立大学)                      正 会 員        鍋島 美奈子 (大阪市立大学)  
正 会 員        三毛 正仁 (総合設備コンサルタント)    正 会 員        澤部 孝一 (総合設備コンサルタント)  
技術フェロー    中尾 正喜 (大阪市立大学)                      正 会 員        西岡 真稔 (大阪市立大学)

Kenji NAKAMURA\*<sup>1</sup>    Minako NABESHIMA\*<sup>1</sup>

Masahito MIKE\*<sup>2</sup>    Koichi SAWABE\*<sup>2</sup>

Masaki NAKAO\*<sup>1</sup>    Masatoshi NISHIOKA\*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup> Osaka City University    \*<sup>2</sup> Sogo Setsubi Consulting Co. Ltd.

In evaluation of economic efficiency in part7, a calculation considered only energy cost was performed. In this study, we carried out a detail estimation including initial costs. Furthermore, we have run the system simulations of hot water supply system including heat exchange between sewage water and heat source water for Osaka, Sendai and Sapporo. The basic units for primary energy consumption and running costs are offered by using the obtained results through the simulation. This study tries to conduct a simple feasibility study in terms of energy-saving and economic efficiency in Osaka and Sendai city.

## 1 はじめに

未利用エネルギーの有効活用の一つとして、下水熱の利用が考えられる。しかし、我が国における下水熱利用の導入先は、処理場内やその直近等での利用に限定されており普及が進んでいない。そこで、本研究では、熱導管として既存の下水管路網を活用する。それにより、熱導管敷設コストが削減でき処理施設近傍に限らず広域での下水熱利用が可能である。

前報<sup>1)</sup>ではシステムシミュレーションによって、省エネルギー性・経済性の観点から従来システムと比較した下水熱利用システムの導入効果を試算した。しかし、前報での経済性の評価では、各システムのイニシャルコストが考慮されておらず、従来システムに比べて多くの設備を必要とする下水熱利用システムの優位性が過剰に見積もられている点や、導入検討が温暖地域である大阪市のみであった点が課題である。そこで本報では以上の課題を踏まえ、以下の三項目を目的とする。

- 1) 経済性の評価ではイニシャルコストまで考慮し、より詳細な導入効果の試算を行う。
- 2) 温暖地(大阪市)と寒冷地(仙台市, 札幌市)それぞれの外界条件を用いてシステムシミュレーションを行い、

下水熱利用システムの導入効果の地域性を把握する。

- 3) 大阪市・仙台市内のいくつかの建物において省エネルギー性・経済性から見た下水熱利用システムの導入可能性を検討する。

## 2 温暖・寒冷地における下水熱利用導入効果の試算

### 2.1 下水熱利用システムの導入効果の算出方法

導入効果の算出方法の概要を Table 1 に示す。本研究では省エネルギー性・経済性の二つの観点から下水熱利用システムの導入効果を評価する。前者については、下水熱利用システムと従来システムの一次エネルギー消費量を比較することで導入効果を評価する。後者については各システムのランニングコストとイニシャルコストを求め、さらに次項の Eq. 1 によって単純投資回収年数を算出し、それらを比較することで従来システムと比べた下水熱利用システムの導入効果を評価する。

Table 1 Overview of a method of calculating introduction effect

Evaluation items	Evaluation indicator		Calculation procedure
Energy-saving	Primary energy consumption		Calculated by the system simulation
Economic efficiency	Running cost	Energy cost	Calculated by the system simulation
		Maintenance cost	The uniformly set at 30% of the heat source machine as a secular costs
	Initial cost		Calculated by stacking the price of each facility device
	Simple payback period		Calculated by Eq. 1

2.2 システム構成・計算条件

下水熱を利用した給湯システムのモデルを Fig. 1 に、計算条件を Table 2 に示す. 従来システムはガスボイラ方式と空冷 HP 方式を考える. 給湯方式は熱源機を用いた一次加温のみで補給水は一過式を考え、給湯水の循環による配管熱ロスや圧力損失は無視するものとする. また、貯湯槽の方式は開放型貯湯槽を想定し、貯湯槽の内部の水は完全混合しているものとする.

2.3 試算結果

2.3.1 年間一次エネルギー削減量

Fig. 2 に地域別・建物用途別の年間一次エネルギー削減量を示す. ガスボイラ方式に対しては各建物用途で、削減量の傾向が異なる. 一方、空冷方式に対してはいずれの建物用途についても、札幌市→大阪市→仙台市の順に削減量が多い. これは、札幌市は外気と下水温度の温度差が最も大きいため、相対的に一次エネルギー削減量が大きくなったと考えられる. 空冷方式については、同じ寒冷地でも札幌と仙台では導入メリットが異なることから、札幌市と同程度の低温地域ならば、導入メリットが大きくなる傾向がある事を把握できた.

2.3.2 従来システムに対する単純投資回収年数

Fig. 3 に従来システムに対する下水熱利用システムの単純投資回収年数を示す. いずれの条件でも業務施設が最も回収年数が長く、集合住宅・宿泊施設・医療施設の回収年数はほとんど変わらない. この結果から、業務施設などの給湯負荷が小さい建物用途は経済性についての導入メリットが小さい事が把握できた. また、ガスボイラ方式と比較した場合、各建物用途で導入メリットが異なる事から、寒冷地に導入することで導入メリットが増加するわけではない事が把握できた. 一方、空冷方式と比較した場合、札幌市と同程度以上の低温地域に導入することで、経済性での下水熱利用の導入効果がより高くなる傾向があることを把握できた.

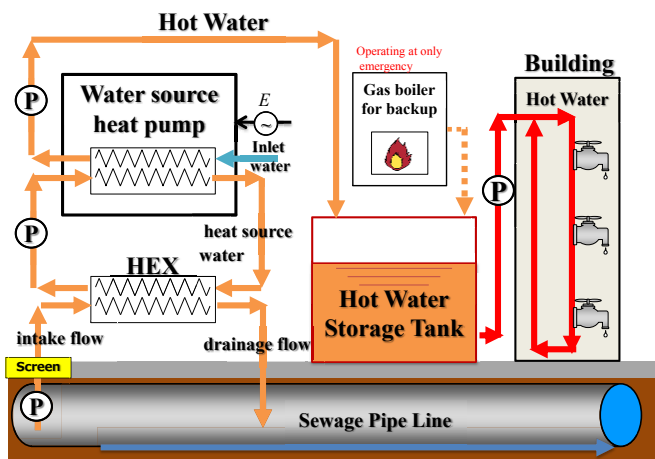


Fig. 1 Composition of Sewage heat utilization system

Table 2 Calculation condition

Items			Values・Spec
Heat load conditions	Building type		Residential , Business, Hotel , Medical
	Total floor space		Scale corresponds to 58kW
System operating method			Thermal storage operation (Operating for 20 hours per day )
Heat source facilities	Main	Water source heat pump (Sewage heat utilization system)	58kW(Made of Z Co Ltd) <sup>1)2)</sup>
		Gas boiler (Conventional system)	58kW(reference to the LCEM)
		Air-source heat pump (Conventional system)	38kW(Made of Z Co Ltd) <sup>2)</sup>
	back up	Gas boiler	It has 10% of the capacity for the main facilities. And it is not reflected in the energy calculations.
Hot water	Temp.	Outlet	65(degC)
	Flow rate	Primary side	Changes depending on heat load
		Secondary side	Changes depending on heat load
Circulated flow rate of heat source water			132.6(L/min) <sup>2)</sup>
Intake sewage water flow			183.7(L/min)
Temperature of outside air			Expanded AMeDAS data <sup>3)</sup>
Temperature of hot water inlet			Literature values <sup>4)</sup>
Temperature of sewage			Sapporo, Sendai City : Measured value of sewage plant in each city Osaka City : Measured value <sup>4)</sup>
Hex for sewage	Heat transfer coefficient		1(kW/K) <sup>5)</sup>
	Thermal exchange area		19.3(m <sup>2</sup> ) <sup>5)</sup>

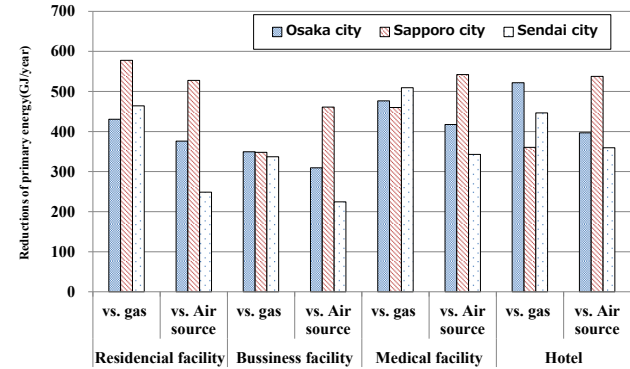


Fig. 2 Per year primary energy reduction for conventional systems

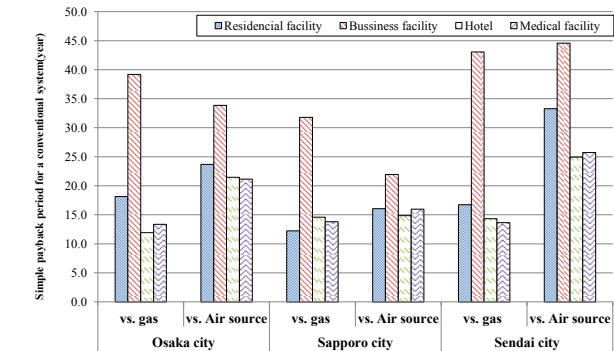


Fig. 3 Simple payback period for conventional systems

$$\text{単純投資回収年数(年)} = \frac{\text{下水熱利用Sのイニシャルコスト(円)}}{\text{従来Sと下水熱利用Sの年間ランニングコストの差分(円/年)}}$$

Eq. 1

### 3 下水熱利用導入可能性検討ケーススタディ

#### 3.1 下水熱利用導入可能性検討方法

本研究での下水熱利用導入可能性検討方法を Fig. 4 に示す。なお、Fig. 4 より下水熱利用導入可能性評価は手順 1 の「熱需給比率から見た下水熱利用有望建物の抽出」と手順 2、3 の「省エネルギー性・経済性から見た下水熱利用可能建物の抽出」の 3 段階に大別される。以下にそれぞれの段階での評価方法の概要を示す。

##### 3.1.1 熱需給比率から見た下水熱利用有望建物の抽出

###### 1) 熱需給比率について

本研究では熱需給比率は、Eq. 2 にて定義し、熱需給比率が 1.0 以上となる建物では、下水熱を用いて熱需要の全量を賄うことが可能であると考えられるため、これらの建物を下水熱利用有望建物とする。

$$\text{熱需給比率} = \frac{\text{近傍管路の下水熱ポテンシャル}}{\text{建物熱需要量}} \quad \text{Eq. 2}$$

###### 2) 下水熱ポテンシャルと熱需要量の推定方法

下水熱ポテンシャルと熱需要量との熱需給比率の整合検討を行うことで、下水熱利用システムの導入可能性検討が行える。建物の熱需要量は、建物延床面積に熱負荷原単位<sup>6)</sup>を乗じることで求められる。下水熱ポテンシャルは、Eq. 3 により、各マンホールの年平均推定流量（または時刻別流量）に、比熱と下水熱利用温度差を乗じることで求める。

$$Q_N = C_w \times G_N \times \Delta T \quad \text{Eq. 3}$$

$Q_N$	: 年平均推定下水熱ポテンシャル[MJ/年]
$C_w$	: 容積比熱[MJ/m <sup>3</sup> K] (4.164[MJ/m <sup>3</sup> K])
$G_N$	: 年平均推定下水流量[m <sup>3</sup> /年]
$\Delta T$	: 下水熱利用温度差[K](5K とする)

##### 3.1.2 省エネ性・経済性から見た導入可能建物の抽出

省エネルギー性については、「従来システムに対して年間一次エネルギー削減率が 30%以上」、経済性については「単純投資回収年数が 5 年未満」を下水熱利用導入可能の基準とする。なお、従来システムに対する下水熱利用システムの年間一次エネルギー削減率は Eq. 4 より作成した地域別・建物用途別・方式別年間一次エネルギー消費量原単位(Table 4)に建物の延床面積を乗ずる事で算出する。また、単純投資回収年数については、Eq. 5 より作成した年間ランニングコスト原単

位(Table 5)と建物の延床面積を乗じて算出したランニングコスト削減量および各方式のイニシャルコストを用いて算出する。

##### 3.2 導入可能性検討ケーススタディ対象地域

大阪市内の 10 建物および仙台駅周辺の 12 建物を対象に、下水熱利用システムの導入可能性検討ケーススタディを行った。次項の Table 6, Table 7 に大阪市、仙台市それぞれの検討結果を示す。

Table 3 Overview of evaluation for feasibility study of the system

Step	Evaluation indicator	Criteria	Mark
1	Thermal supply and demand balance	More than 1	"Possible"
		Less than 1	"Impossible"
2	Reduction rate of per year primary energy	More than 30%	"Possible"
		Less than 30%	"Impossible"
3	Simple payback period for a conventional system	Less than 5 year	"O"
		More than 5 years less than 10 year	"△"
		More than 10 year	"Impossible"

※評価が "Impossible" であった時点で検討は終了する

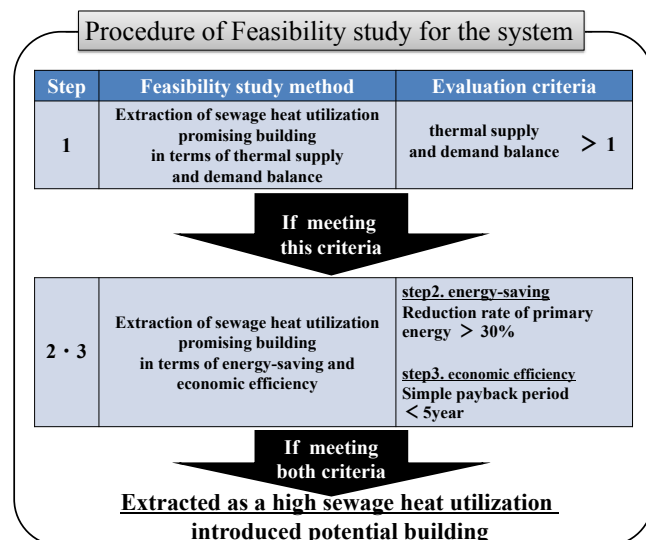


Fig. 4 Procedure of feasibility study for the system

$$\text{年間一次E消費量原単位(GJ/年} \cdot \text{m}^2) = \frac{\text{基準年間一次E消費量(GJ/年)}}{\text{基準建物延床面積(m}^2)} \quad \text{Eq. 4}$$

$$\text{年間Rコスト原単位(円/年} \cdot \text{m}^2) = \frac{\text{基準年間Rコスト(円/年)}}{\text{基準建物延床面積(m}^2)} \quad \text{Eq. 5}$$

※地域別・建物用途別・方式別それぞれ算出している

Table 4 Basic unit of per year primary energy consumption for each of regions, building types and systems

Basic unit of per year primary energy consumption (GJ/year·m <sup>2</sup> )	Residential facility			Business facilities			Hotel			Medical facilities		
	Osaka city	Sapporo city	Sendai city	Osaka city	Sapporo city	Sendai city	Osaka city	Sapporo city	Sendai city	Osaka city	Sapporo city	Sendai city
Sewage heat utilization system	0.086	0.119	0.105	0.007	0.010	0.009	0.246	0.329	0.296	0.233	0.308	0.274
Conventional system(Air-source)	0.134	0.185	0.137	0.011	0.016	0.011	0.362	0.486	0.401	0.345	0.453	0.366
Conventional system(Gas boiler)	0.141	0.191	0.164	0.012	0.015	0.013	0.397	0.433	0.425	0.361	0.431	0.410

Table 5 Basic unit of per year running cost for each of regions, building types and systems

Basic unit of per year running cost(yen/年·m <sup>2</sup> )	Residential facility			Business facilities			Hotel			Medical facilities		
	Osaka city	Sapporo city	Sendai city	Osaka city	Sapporo city	Sendai city	Osaka city	Sapporo city	Sendai city	Osaka city	Sapporo city	Sendai city
Sewage heat utilization system	168.9	216.3	194.2	14.9	19.2	17.1	747.6	875.9	823.1	695.6	820.2	768.4
Conventional system(Air-source)	237.9	322.5	240.6	20.8	28.9	21.4	918.1	1134.8	966.0	868.9	1057.7	906.3
Conventional system(Gas boiler)	391.6	488.4	425.5	33.0	38.7	34.7	1105.0	1167.8	1120.4	1010.6	1125.3	1077.1

### 3.3 導入可能性検討結果

#### 3.3.1 大阪市

大阪市では、対ガス方式の場合は施設 No.1,4,7 が○、No.8, 9 が△、その他は”Impossible”評価である。このうち、○評価であるのは宿泊施設および集合住宅である。対空冷方式の場合は○評価は無く、No.1,4 施設が△評価であるのみである。これより大阪市の場合、ガスボイラ方式に対してのみに限られるが、下水熱利用可能な建物を3箇所見つけることができた。

#### 3.3.2 仙台市

対ガス方式の場合は施設 No.4 が○、No.7 は△である。一方、対空冷方式の場合はいずれの建物も”Impossible”評価である。これより仙台市の場合、ガスボイラ方式に対してのみではあるが、下水熱利用可能な建物を1箇所見つける事ができた。

## 4 おわりに

### 4.1 まとめ

1) 温暖・寒冷地それぞれの外界条件を用いてシステムシミュレーションを行い、従来システムに対する下水熱利用システムの導入効果を試算した。その結果、対ガスボイラ方式の場合、寒冷地において導入メリットがあるか否かは建物用途の種類によって異なり、対空冷方式の場合は、省エネルギー性・経済性いずれについても札幌市と同程度以上の低温地域であれば、より高い導入効果を得られる傾向があるという事を把握できた。

2) 大阪市内および仙台市内において省エネルギー性・経済性から見た下水熱利用導入可能性検討ケーススタディを行った。その結果、対ガスボイラ方式と比較した場合、大阪市では3箇所、仙台市では1箇所の導入可能性が高い建物を見つける事ができた。ただし、導入可能性が高

い建物は「大阪市内で3箇所、仙台市内で1箇所のみ」とは限らず、今後それぞれの地域において範囲を拡大して検討を行えば、さらなる下水熱利用導入の可能性が高い建物が見つかる可能性がある。

### 4.2 今後の課題

1) 本研究の試算では給湯利用の場合のみについて検討したが、空調利用の場合の検討も行う必要がある

2) 本研究で作成した地域別・建物用途別・方式別年間一次エネルギー消費量・ランニングコスト原単位は本研究での試算条件から得られた結果を基に作成した値であるため、本研究で想定したシステムと大きく異なる場合の下水熱利用システムの導入効果の概算を行う際は、別途異なるシステム・条件を想定した試算を行い、得られた試算結果を用いて新たに原単位を作成する必要がある。

[あとがき]

この成果は、独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の委託業務の結果得られたものです。

- 1) 中村 賢司「下水管路を利用した下水熱利用・熱融通システムの研究 第7報 空気熱源ヒートポンプ方式と比較した省エネ性・経済性の試算」空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 2014年3月 pp209～212
- 2) ゼネラルヒートポンプ工業株式会社 ゼネラルヒートポンプ工業電子カタログ ver. 1.27
- 3) 拡張アメダスデータ(大阪、標準年データ)2013年10月3日閲覧
- 4) (財)ソーラーシステム振興協会「太陽熱給湯冷房システムの計画入門」,
- 5) 脇田 翔平:下水熱利用における熱交換器性能の実験的検討, 第2報 流下液膜式熱交換器の熱通過率と汚れ, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 2014年3月 pp201～204
- 6) 「地域冷暖房技術手引書<改訂新版>」社団法人日本地域冷暖房協会発行, 2002年11月改訂新版発行

Table 6 Feasibility study results for Sewage heat utilization system (Osaka city)

Building No		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Processing area		Ebie	Ebie	Ebie	Ebie	Ebie	Tsumori	Tsumori	Tsumori	Suminoe	Suminoe
Building type		Hotel	Business	Business	Hotel	Business	Medical	Residential	Hotel	Residential	Commercial
Total floor space(m2)		85,338	105,588	75,710	45,706	78,174	6,846	75,015	19,973	19,001	15,619
Average hot water demand per year(GJ/year)		28,578	972	697	15,306	720	2,293	9,420	6,689	2,386	1,504
In terms of thermal supply and demand balance	Per year average sewage heat potential (GJ/year)	345,189	68,083	13,504	139,474	135,088	83,845	15,869	60,705	218,403	6,564
	thermal supply and demand balance (—)	12.1	70.0	19.4	9.1	187.6	36.6	1.7	9.1	91.5	4.4
	Evaluation in terms of thermal supply and demand balance	Possible	Possible	Possible	Possible	Possible	Possible	Possible	Possible	Possible	Possible
In terms of energy-saving and economic efficiency	VS gas boiler	Per year reduction rate of primary consumption (%)	32	17	17	32	31	57	32	57	
		Simple payback period for a conventional system(year)	3.3	27.9	39.8	4.3	39.3	10.5	3.4	5.9	
		Evaluation in terms of energy-saving and economic efficiency	○	Impossible	Impossible	○	Impossible	Impossible	○	△	
	VS Air-source	Per year reduction rate of primary consumption (%)	32	36	36	32	36	32	35	32	
		Simple payback period for a conventional system(year)	6.9	29.4	41.9	8.9	41.3	19.1	11.0	12.4	
		Evaluation in terms of energy-saving and economic efficiency	△	Impossible	Impossible	△	Impossible	Impossible	Impossible	Impossible	

Table 7 Feasibility study results for Sewage heat utilization system (Sendai city)

Building No		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Processing area		South-Gamou	South-Gamou	South-Gamou	South-Gamou	South-Gamou	South-Gamou	South-Gamou	South-Gamou	South-Gamou	South-Gamou	South-Gamou	South-Gamou
Building type		Hotel	Hotel	Hotel	Hotel	Hotel	Hotel	Medical	Commercial	Commercial	Commercial	Commercial	Commercial
Total floor space(m2)		113,605	75,163	42,030	38,894	23,793	15,087	39,338	52,798	32,748	47,490	22,392	
Average hot water demand per year(GJ/year)		38,044	25,171	14,075	13,025	7,968	5,052	4,363	13,174	5,083	3,153	4,572	2,156
In terms of thermal supply and demand balance	Per year average sewage heat potential (GJ/year)	4,993	19,475	9,754	40,462	1,275	2,115	8,483	1,730	12,642	1,118	21,270	1,492
	thermal supply and demand balance (—)	0.13	0.77	0.69	3.11	0.16	0.42	1.94	0.13	2.49	0.35	4.65	0.69
	Evaluation in terms of thermal supply and demand balance	Impossible	Impossible	Impossible	Possible	Impossible	Impossible	Possible	Impossible	Possible	Impossible	Possible	Impossible
In terms of energy-saving and economic efficiency	VS gas boiler	Per year reduction rate of primary consumption (%)			30.3			30					
		Simple payback period for a conventional system(year)			4.8			8.4					
		Evaluation in terms of energy-saving and economic efficiency			○			△					
	VS Air-source	Per year reduction rate of primary consumption (%)			26.2			26.2					
		Simple payback period for a conventional system(year)			10.0			17.6					
		Evaluation in terms of energy-saving and economic efficiency			Impossible			Impossible					

※商業施設の場合については年間一次E消費量・Rコスト原単位を作成していないため、手順1以降の導入検討は行っていない



**帯水層を利用した昼夜間蓄熱システムの研究**  
**(第5報) 地下構造物が生成する滞留域が蓄熱性能に及ぼす影響**  
**Study on Daily Thermal Energy Storage utilizing Aquifer**  
**(Part5) Heat storage performance of accumulating region made by**  
**underground structures**

○山本 真平 (大阪市立大学)      中島 成章 (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 (関西電力)  
Shinpei YAMAMOTO\*<sup>1</sup>    Shigeaki NAKAZIMA\*<sup>1</sup>    Masatoshi NISHIOKA\*<sup>1</sup>  
Minako NABESHIMA\*<sup>1</sup>    Masaki NAKAO\*<sup>1</sup>    Yasuhisa NAKASO\*<sup>2</sup>  
\*<sup>1</sup> Osaka City University    \*<sup>2</sup> Kansai Electric Power CO.Inc.

The use of Aquifer thermal storage systems for seasonal thermal storage has spread widely in north Europe. We focused on the possibility of utilizing Aquifer for daily thermal storage use. This system can't get enough heat storage performance at Aquifer with high velocity. We aimed to expand opportunity of use this system. The purpose of this study is to estimate heat storage performance of accumulating region made by underground structures. Through heat and moisture transfer simulation studies, the thermal recovery rate of accumulating region rise up 24.6 point compared with open aquifer at 7<sup>th</sup> cycle and reaches about 80%.

## 1. 研究背景・目的

電力利用において、昼夜間での電力需要格差を縮小し、電力負荷平準化を行うことは、発電設備の効率的な利用へ繋がり社会的な意義があるといえる。これに加えて東日本大震災以降、電力供給不足が顕在化しており、電力需要ピークを抑える必要性が高まっている。

電力負荷を平準化する技術として、建物内の蓄熱槽に水や氷を媒体として負荷が小さい夜間に熱を蓄え、負荷のピークを迎える昼間に蓄熱分を利用する蓄熱空調システムがあるが、蓄熱槽の構築コストとスペースを確保することが普及を妨げる要因の一つとなっている。そこで、本研究では建物地下の帯水層を蓄熱槽の代わりに利用し、蓄熱槽を必要しない帯水層蓄熱システムに着目した。

帯水層蓄熱システムは欧州においては、積極的な研究開発や導入事例が多く見られているが、その殆どが季節間蓄熱利用である。本研究では、電力負荷平準化に寄与する昼夜間蓄熱利用を対象とする。ところで帯水層蓄熱システムは、地下水流が速いと蓄熱塊が流さ

れ、十分な蓄熱効果が得られない。そこで中村ら<sup>(1)</sup>は地下躯体工事に伴う止水壁内の帯水層への昼夜間蓄熱を提案した。これに対し Figure. 1 のように地下構造物の後流として発生する滞留域を活用できれば帯水層蓄熱の利用機会の拡大につながる。これまで地下構造物が生成する滞留域を活用する帯水層蓄熱の蓄熱特性について検討した研究は見られなもので、本研究では、低流速域の分布および滞留域の熱回収率の上昇効果を把握することを目的とする。

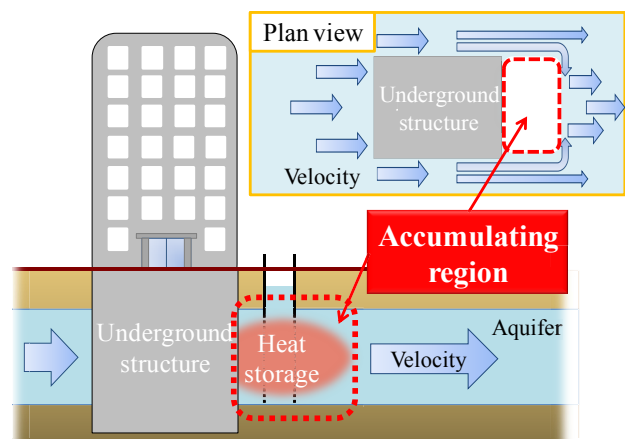


Figure. 1 Accumulating region made by underground structure



## 2. 低流速域の分布の把握

本研究では、土壤中の熱の移動や拡散を解析するために、独 WASY 社の地下水流動シミュレーションツールである FEFLOW を採用している。FEFLOW では、モデルを層状に分割し、各層に適切な物性値を入力することで実験地盤を再現し、3 つの保存則から成る基礎式を基に地下水流動や熱収支を有限要素法により算出する。なお、蓄熱領域の周辺は細かくメッシュ分割を行い、計算精度を高めている。

佐々木<sup>(2)</sup>の研究により蓄熱特性が同定された本学敷地内の帯水層を対象とし、これに地下構造物を設置した地盤モデルを構築した。なお、地下構造物は帯水層を深さ方向に覆っているため、上下からの地下水の移流はない。モデルの概要を Figure. 2 に示す。低流速域の分布に影響する要因を調べるために、地下構造物の奥行き(X 軸方向)と幅(Y 軸方向)の長さを変化させてシミュレーションを行った。なお、地下水流は X 軸正の方向に与え、佐々木の同定値である 1.3 m/day とした。シミュレーション結果の奥行きを変化させた場合の帯水層内断面の流速分布を Figure.3 に、幅を変化させた場合を Figure. 4 に示す。奥行きを変化させた場合には低流速域の分布に大きな変化は見られないが、幅を変化させた場合に大きく変化していることがわかる。この結果より、低流速域の分布に大きく影響する要因は、地下構造物の奥行きではなく、幅(流れに対して垂直な方向の長さ)であることがわかった。

## 3. 地下構造物の有無が蓄熱性能の及ぼす影響

流速分布の結果より、地下構造物に近くなるほど低流速域になっていることから、近傍ほど地下水の移流による蓄熱塊の拡散を抑制できると考えられる。しかし、地下構造物が存在する場合、井戸が地下構造物に近いと、Figure. 5 に示すように注水を行う場合に地下構造物が障害となって蓄熱塊が広範囲に拡散してしまう、もしくは揚水の際に地下構造物が障害となり、効率が悪くなるというようなことが考えられる。そこで、地下構造物の有無が蓄熱性能にどの程度影響を及ぼすのかについて検討を行った。地下水の移流がない流速が 0 m/day の閉鎖帯水層において、地下構造物が存在する場合としない場合でシミュレーションを行った。

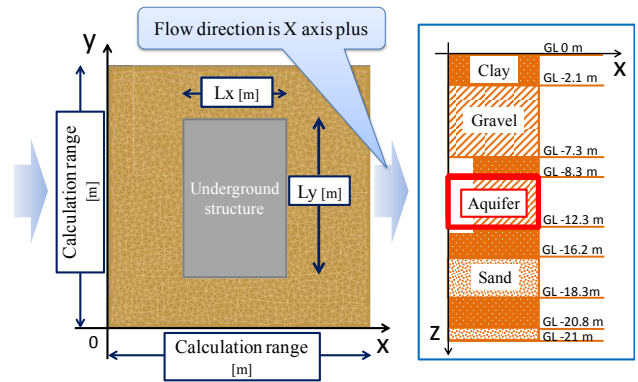


Figure. 2 Modeling of target ground

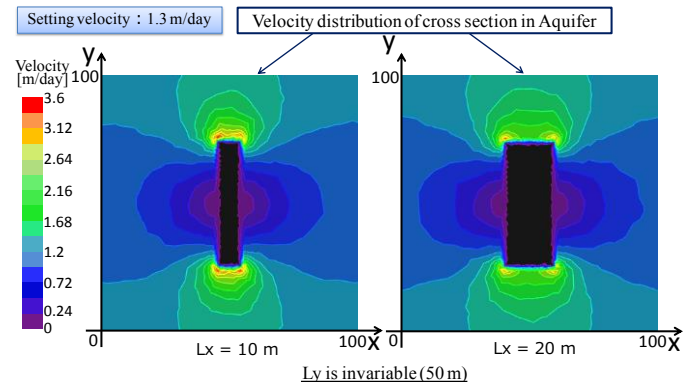


Figure.3 Comparison of velocity distribution in the case of changing Lx

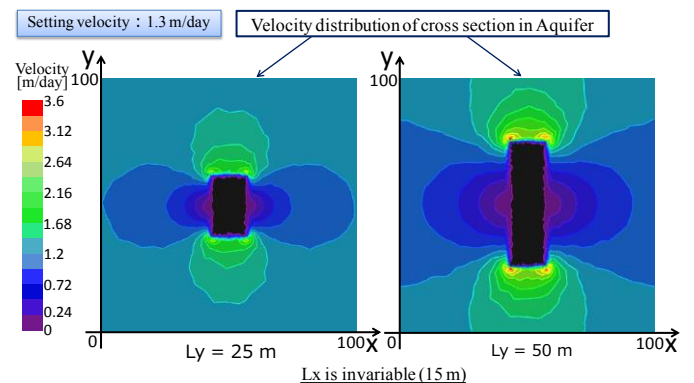


Figure. 4 Comparison of velocity distribution in the case of changing Ly

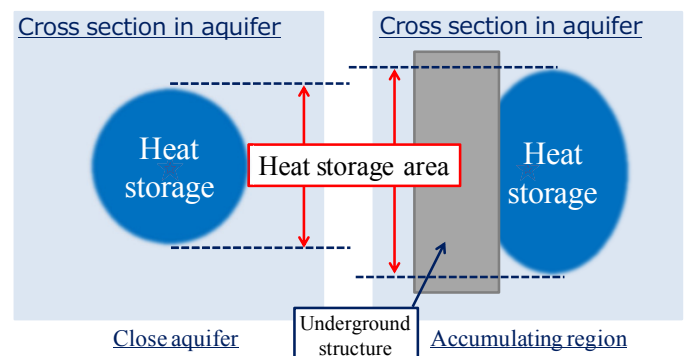


Figure. 5 Difference of heat storage area

井戸の位置は地下構造物中央の側面から 1 m の位置に設置に設置し、流量は 40 L/min とした。

シミュレーション結果より、熱回収率を算出し比較したものを Figure. 6 に示す。なお、熱回収率は以下に示す式を用いて算出した。

$$\eta_H = \frac{c\rho_w \sum q_{out}(T_{out} - T_0)}{c\rho_w \sum q_{in}(T_{in} - T_0)} \quad (1)$$

ここに、 $\eta_H$ は熱回収率、 $c\rho_w$ は水の熱容量、 $q_{in}$ は注水量、 $T_{in}$ は注水温度、 $q_{out}$ は揚水量、 $T_{out}$ は揚水温度、 $T_0$ は初期地中温度を指す。

Figure. 6 より、地下構造物の有無にかかわらず同等の熱回収率が得られていることがわかる。この結果より、地下構造物が障害となって蓄熱性能に及ぼす影響は小さく、滞留域を活用する場合には地下構造物の近傍に井戸を設置しても問題ないと考えられる。

#### 4. 滞留域の蓄熱性能の把握

地下構造物の近傍に井戸を設置しても問題ないことが把握できているので、地下構造物中央の側面から 1 m の位置に井戸を設置し、昼夜間蓄熱利用を想定した Table. 1 の条件でシミュレーションを行った。また、比較のために地下構造物が存在しない様に地下水流が流れる開放帯水層においても同様のシミュレーションを行った。シミュレーション結果の温度応答から式(1)より熱回収率を算出し比較したものを Figure. 7 に示す。この結果より、1.3 m/day という比較的流速の早い帯水層であっても滞留域を活用することで、地下水の移流による拡散が抑制され、開放帯水層と比較して 1cycle 目で 11.5 point、7cycle 目で 24.6 point の熱回収率の上昇が確認できた。また、滞留域においては、サイクルを重ねることで、帯水層内の冷却が促進されるため熱回収率が上昇し、7cycle 目において、約 8 割の熱回収率が得られた。

#### 5. 滞留域の活用範囲の検討

地下構造物の幅と注水揚水流量を変化させ、滞留域が活用できる範囲の検討を行った。地下構造物の幅 5,10,15,25,50,75 m と比較のために開放帯水層と流速が 0 m/day の閉鎖帯水層を含めた 8 ケース、流量を 40,80,160 L/min の 3 ケースで変化させ、計 24 ケースで、その他は Table. 1 に示す条件でシミュレーションを行った。流量 40 L/min における各ケースの熱回収率を Figure. 8 に示す。

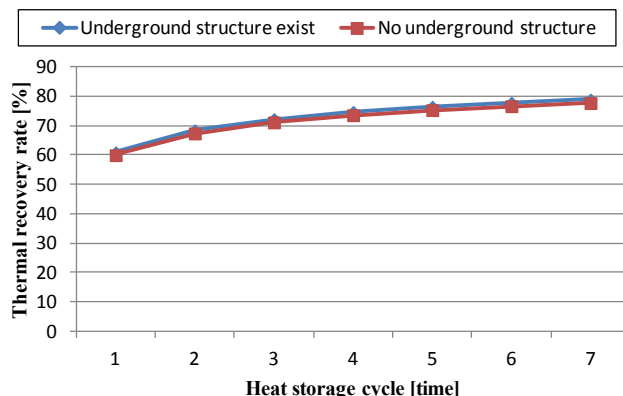


Figure. 6 Comparison of underground structure existence

Table. 1 Simulation condition

Heat storage Cycle [time]	1cycle : 8h Injection - 8h Pumping - 8h stop Total : 7cycle		
Initial temperature [°C]	18.1	Injection temperature [°C]	8.1
Aquifer thickness [m]	3	Flow [L/min]	40
Velocity [m/day]	1.3	Under ground structure [m] (Ly=Depth)	Lx = 15
Longitudinal (Transverse) dispersivity [m]	0.1 (0.01)		Ly = 50
			Lz = 21

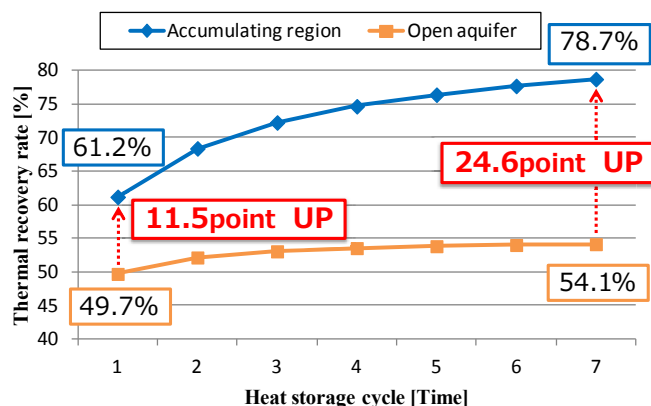


Figure. 7 Comparison of accumulating region with open aquifer

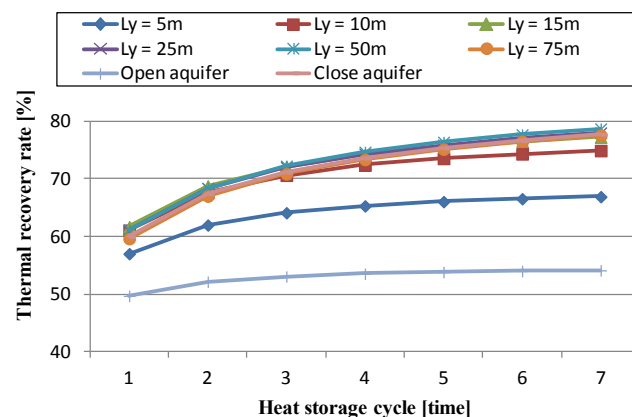


Figure. 8 Comparison of heat recovery rate in case of changing Ly

幅が 15~75 m においては、熱回収率に変化はなく閉鎖帯水層と同等の熱回収率が得られているが、幅 10 m では少し減少し、5 m になると大きく減少し、開放帯水層の値に近づいている。また、各ケースの 7cycle 目の熱回収率を比較した Figure. 9 より、流量が変化した場合でもこの関係は変わらず、地下構造物の幅が 15 m 以降の熱回収率が一定になっていることがわかる。しかし、流量が増加すると蓄熱塊は広範囲に拡散するはずであり、滞留域を活用するために必要な地下構造物の幅が同じとは考えにくい。

そこで、注水した蓄熱塊が円筒状に拡散すると仮定して拡散範囲の試算を行った結果を Table. 2 に示す。Table. 2 を見ると、流量が 40~80 L/min に変化した場合の蓄熱塊の拡散範囲の直径の増加は 2.16 m であり、流量が 80~160 L/min になった場合でもその増加は 3.05 m になっている。このような結果より、各ケースにおいて、流量が変化した場合でも地下構造物の幅が 15 m 以降で熱回収率が一定という結果になったのは、流量の増加による蓄熱塊の拡散範囲の増加量に対して、地下構造物の幅を変化させる間隔(5 m or 25 m)が大き過ぎたのが要因の一つとして考えられる。今後は、地下構造物を細かく変化させるケーススタディに加えて、FEFLOW を用いて蓄熱塊の温度分布と流速分布から更なる分析が必要であると考えられる。

Table. 2 Diameter of heat storage area

流量 [L/min]	蓄熱塊の直径 [m]	増加量 [m]
40	5.21	-
80	7.37	2.16
160	10.42	3.05

## 6. まとめ

- (1) 低流速域の分布形状に対して支配的な要因は、流れ平行な方向ではなく、垂直な方向の地下構造物の長さであることを示した。
- (2) 流速 1.3m/day と比較的早い流速の帯水層であっても滞留域を活用することで、40L/min の場合に開放帯水層と比較して、熱回収率(7cycle 目)が 24.6 point 上昇し、約 8 割の熱回収率が得られた。
- (3) 滞留域の活用範囲の解明には、構造物を変化させる間隔を細かくしたケーススタディに加えて、FEFLOW を用いた蓄熱塊の温度分布と流速分布の関係から更なる分析が必要。

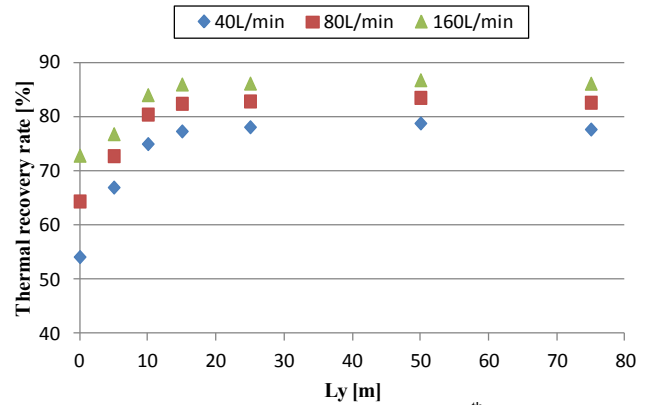


Figure. 9 Comparison of all cases at 7<sup>th</sup> cycle except close aquifer

## [FEFLOW の基礎式]

< 質量保存則 >

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon_a \rho^\alpha) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\varepsilon_a \rho^\alpha v_i^\alpha E_a) = \varepsilon_a \rho^\alpha Q_\rho^\alpha \quad (2)$$

< 運動量保存則 >

$$v_i^\alpha + \frac{k_{ij}^\alpha}{\varepsilon_a \mu^\alpha} \left( \frac{\partial p^\alpha}{\partial x_j} - \rho^\alpha g_j \right) = 0 \quad (3)$$

< エネルギー保存則 >

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon_a \rho^\alpha E^\alpha) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\varepsilon_a \rho^\alpha v_i^\alpha E^\alpha) + \frac{\partial}{\partial x_i}(j_{iT}^\alpha) = \varepsilon_a \rho^\alpha Q_T^\alpha \quad (4)$$

ここで $\alpha$ は固体や液体、気体などの各相を表している。また、 $j_{iT}$ は熱フラックスとして式(5)で表される。

$$\begin{aligned} j_{iT}^\alpha &= -\left( \lambda_{ij}^{cond} + \lambda_{ij}^{disp} \right) \frac{\partial T^\alpha}{\partial x_j} \\ &= -\varepsilon_a \left[ \left( \lambda^\alpha + c^\alpha \rho^\alpha \alpha_T V^\alpha \right) \delta_{ij} + c^\alpha \rho^\alpha (\alpha_L - \alpha_T) \frac{v_i^\alpha v_j^\alpha}{V^\alpha} \right] \frac{\partial T^\alpha}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (5)$$

式(5)の $\alpha_L$ と $\alpha_T$ は縦方向と横方向の熱分散長であり、土壌内の伝熱機構において重要な因子である。

< 記号一覧 >

$\varepsilon$ : 間隙率	$\rho$ : 密度
$v_i, v_j$ : 速度ベクトル	$Q_\rho$ : 質量発生項
$k_{ij}$ : 浸透テンソル	$k$ : 透水係数
$\mu$ : 粘性係数	$p$ : 圧力
$g_j$ : 重力加速度	$E$ : 内部エネルギー
$j_{iT}$ : 熱フラックス	$Q_T$ : 熱量発生項
$\lambda_{ij}^{cond}$ : 移流熱伝達率	$\lambda_{ij}^{disp}$ : 分散熱伝達率
$T$ : 温度	$\lambda$ : 熱伝導率
$c$ : 比熱	$\alpha_L$ : 縦分散長
$\alpha_T$ : 横分散長	$V$ : 絶対速度
$\delta_{ij}$ : クロネッカーテンソル	

< 参考文献 >

- (1) 中村 慎:「システム概念と熱的基本性能の確認 - 敷地内帯水層蓄熱システムに関する研究 -」  
2001 年日本建築学会計画系論文集
- (2) 佐々木 健太:「帯水層を利用した昼夜間蓄熱システムの研究 - 長期間運転時の蓄熱モデルの実験検証 -」  
2013 年大阪市立大学院修士論文

帯水層を利用した昼夜間蓄熱システムの研究  
(第6報) 季節間昼夜間併用型帯水層蓄熱システムの  
省エネルギー性能に関するシミュレーション  
Study on Daily Thermal Energy Storage utilizing Aquifer  
(Part 6) Simulational analysis of energy performance for  
seasonal and daily aquifer thermal energy storage-

○中 島 成 章 (大阪市立大学)      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 曾 康 壽 (関西電力)  
Shigeaki NAKAJIMA\*<sup>1</sup>   Shinpei YAMAMOTO\*<sup>1</sup>   Masatoshi NISHIOKA\*<sup>1</sup>  
Minako NABESHIMA\*<sup>1</sup>   Masaki NAKAO\*<sup>1</sup>   Yasuhisa NAKASO\*<sup>2</sup>  
\*<sup>1</sup> Osaka City University   \*<sup>2</sup> Kansai Electric Power Co. Inc.

In this report, we focused on the possibility of utilizing Aquifer for thermal energy storage use combined daily and seasonal. The purpose of this study is to consider, as the next step in establishment for design method of Aquifer, thermal energy storage(ATES) using the model combined a thermal energy storage system model and an air conditioner model, coupled calculation of thermal storage system and an air conditioner is performed, and the performance of ATES is evaluated. In the simulation, a maximum of 45% of electric-power-demand-load-peak cut effect and 19% energy-saving effect were found compared with the existing system.

## 1. 研究の背景・目的

近年、電力の需給逼迫の影響により、全国に電力負荷低減が呼びかけられている。電力負荷平準化に向けた技術である蓄熱空調システムは、当初は熱源機の容量削減や容量制御による運転効率の低下を避ける事を目的に導入された。その後、昼間にピークを迎える電力消費の一部を夜間に移行できる事から、一般的な空調技術として建築設備設計指針にも採用されている。しかし、蓄熱槽の構築にコストやスペースが必要となるため、既存の建物への導入に支障がないとは言えない。そこで建物地下に存在する帯水層を蓄熱槽として利用すれば、槽構築のコストや設置スペースの確保が必要なくなる(Figure 1)。

## 2. 研究の目的

帯水層蓄熱システムは欧州においては、導入事例が多く見られるが、日本での適用事例は、試験的な導入や融雪目的など、導入件数も僅かである。我々はこれまでの研究成果から昼夜間蓄熱における「蓄熱実験と熱水分移動シミュレーションの突き合わせによる蓄熱特性把握」<sup>1)</sup>の試験法を提案してきた。ただし、帯水層蓄熱システムの導入を検討する際、帯水層の蓄熱特性のみの把握ではシステム設計は行えない。帯水層蓄熱システムの設計・導入手法確立への次の一手として、蓄熱対象の帯水層の

蓄熱特性だけではなく、熱源機や空調機などの二次側、つまり建築設備と組み合わせ、システム全体としてのエネルギー消費特性についての評価が必要となる。藤井<sup>2)</sup>は建築設備と蓄熱設備を別々に計算し、代表日における電力消費量の試算を行ったが、一定流量の揚水であったこともあり、増エネルギーという結果となっていた。

本研究では、建築設備と蓄熱設備を連成計算できるシミュレーションモデルの構築を行い、変流量制御に対応した帯水層蓄熱システムにおいて、従来の昼夜間蓄熱利用に季節間蓄熱利用を組み合わせた新しい蓄熱利用方式のエネルギー消費特性を試算することとする。

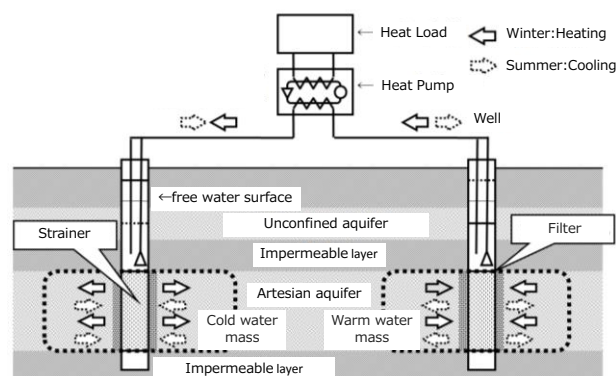


Figure 1 Aquifer thermal energy storage system



## 2. 帯水層蓄熱システムエネルギーシミュレーション

帯水層蓄熱システム(以下 ATEs)の省エネルギー効果及びピークカット効果などの性能を把握することを目的として、シミュレーションソフト Dymola を用い、帯水層の集中定数モデル及び ATEs のシミュレーションモデルの構築を行ない、既存システムを冷却塔システムとした場合の変流量制御を組み込んだ昼夜間 ATEs と季節間+昼夜間 ATEs のエネルギーシミュレーションを行った。

### 2.1 帯水層蓄熱利用方式

本研究では、ATEs の蓄熱利用方式として 2 つ挙げている。それぞれの運転構成及び特徴を以下に示す。

#### ・昼夜間 ATEs

昼夜蓄熱利用では、夜間電力が適用される時間帯に 1 つの井戸から揚水し、もう 1 つの井戸に蓄熱を行い、冷房負荷が大きくなる時間帯に採熱を行い、ピークカットを行い、電力負荷平準化を主な目的とした運転である。夜間蓄熱運転の運転構成を Figure 2、昼間採熱運転を Figure 3 に示す。

#### ・季節間+昼夜間 ATEs

季節間+昼夜間蓄熱併用利用では、冬期に暖房排熱を利用して蓄熱を行なう。なお、蓄熱した冷排熱は夏期の初期に採熱し、使用する。つまり、季節間蓄熱である。しかし、日本では一般に暖房負荷より冷房負荷のほうが大きいので、冬期の冷排熱を用いて夏期の冷房を行なう季節間蓄熱利用のみでは、夏期の冷房負荷の全てを賄うことは出来ない。そこで、冬期に蓄熱した冷排熱を使用し終わり次第、昼夜間蓄熱利用に切り替える蓄熱利用方式が本方式である。この蓄熱利用方式は季節間蓄熱利用のメリットである省エネルギー効果と昼夜間蓄熱利用のメリットである電力負荷平準化の両方のメリットを持ちつつ、昼夜間蓄熱の増エネルギーになりやすいというデメリットを軽減する利用方式である。本蓄熱利用方式の熱利用概念を Figure 4 に示す。季節間蓄熱の採熱運転及び昼夜間蓄熱運転の構成については昼夜間 ATEs と同様 (Figure 2、Figure 3) である。

次に比較対象である既存システムである冷却塔システムの運転構成を Figure 5 に示す。冷却塔システムは、冷却塔と冷凍機を用いた熱源システムである。

### 2.2 設定条件

#### ・想定建物及び熱負荷

想定する建物は、業務施設を対象とする。また、建物規模は帯水層集中定数モデル<sup>2)</sup>の数値計算上の適用範囲を考慮し、使用している冷凍機の定格冷水量を 100L/min とした場合に夏期冷房負荷を処理できる規模である 1000m<sup>2</sup>にした。熱負荷は年間熱負荷原単位と冷房・暖房月別、時刻別負荷変動<sup>3)</sup>を参考とし、建物の延べ床面積を乗じるにより算出した (Figure 6)。冷凍機の基礎式は注釈に記載する。

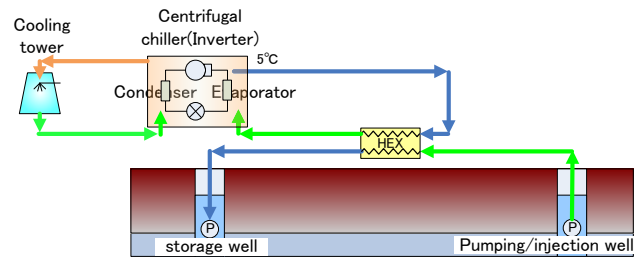


Figure 2 Nighttime thermal storage operation overview

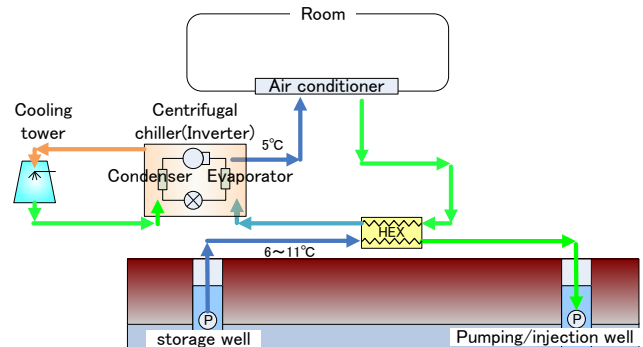


Figure 3 Taking thermal energy operation overview

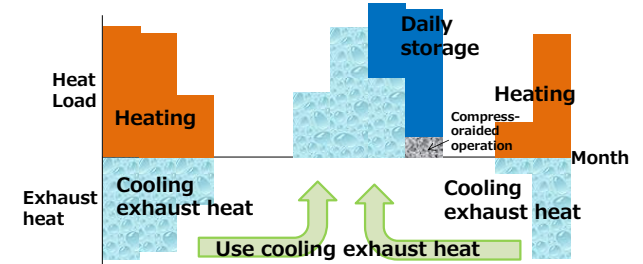


Figure 4 Energy use of seasonal and daily aquifer thermal energy storage

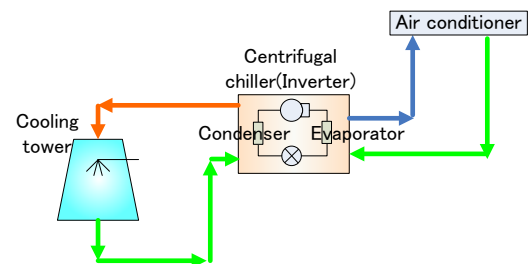


Figure 5 Existing system overview

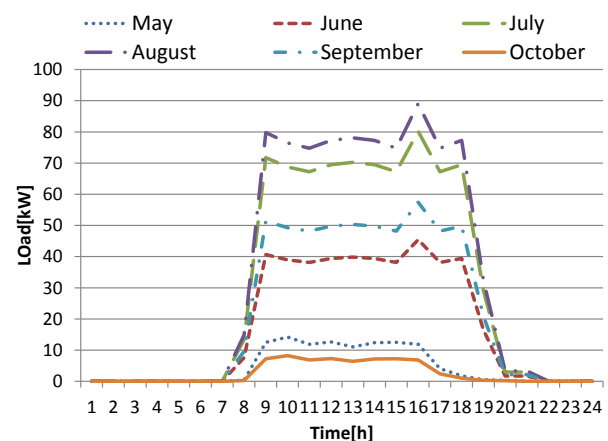


Figure 6 Heat load intensity

・運転モードの切り替えと変流量制御

運転モードの切り替えは時間で制御しており、各モジュールに運転モード別にパラメータを設定し、切り替えを行っている。運転スケジュールは、昼夜間蓄熱運転時は23時～7時が夜間蓄熱、負荷がある時間帯が採熱運転、その他が停止運転である。季節間運転時は負荷がある時間は採熱運転、その他が停止運転である。

変流量制御には2パターンの制御ロジックがある。

- (1)空調機から戻ってきた冷水と揚水した地下水が熱交換を行なった後の温度を検出し、その温度が一定(12℃～14℃)になる様に揚水流量を操作
- (2)空調機から戻ってきた冷水温度と地下水の揚水温度の差を検出し、その差の大きさによって、揚水流量を操作

### 2. 3 シミュレーションケース

ATES のエネルギー消費特性を把握するため、冷却塔システムと変流量制御(1)を組み込んだ昼夜間 ATES と季節間+昼夜間 ATES の連続計算による冷房期間(季節間+昼夜間 ATES は暖房期間も計算実施)の導入効果の試算を行った。また、変流量制御(1)では現実とは違う運転が生じたため、変流量制御(1)を改良した変流量制御(2)を組み込み、さらに、夜間蓄熱量を翌日の冷房負荷に合わせて調整した季節間+昼夜間 ATES(以下、季節間+昼夜間 ATES(改))の各月代表日の計算も行った。

### 2. 4 シミュレーション結果

シミュレーション結果のうち、代表日の時刻別の電力消費量の試算結果を用いて、冷却塔システムと3つの帯水層蓄熱システムの計算結果との比較を行う。本報告では代表として8月の結果を Figure 7, Figure 8 に示す。

冷却塔システムのピーク電力消費量は、16時となっている。それと比較して変流量制御を組み込んだ昼夜間 ATES は、ピーク電力消費量は夜間蓄熱運転中の3時となっているため、ピークシフトが行われている。また、昼間の電力消費量も両蓄熱利用方式とも冷却塔システムと比較すると、大きく電力消費量が低減できており、ピークカットが行えている。ただし、1日の後半の冷房負荷が小さくなる時間帯においては、地下水が負荷になり電力消費量が増加している。一方、季節間+昼夜間 ATES(改)では、変流量制御をより効率的な操作が行えるよう改善したことにより、負荷平準化を行うためにより適切な流量に制御できていることから、他の ATES と比較すると、ピーク負荷が生じる16時でも大幅に電力消費量を低減できている。

藤井<sup>2)</sup>の試算結果では、8月代表日のピーク電力負荷は約17%低減出来るが、1日積算電力消費量は約18%増加してしまう。一方、本研究の試算では、変流量制御と夜間蓄熱量を適切に設定することにより、ピーク電力負荷は約45%低減、1日積算電力消費量も約21%低減可能

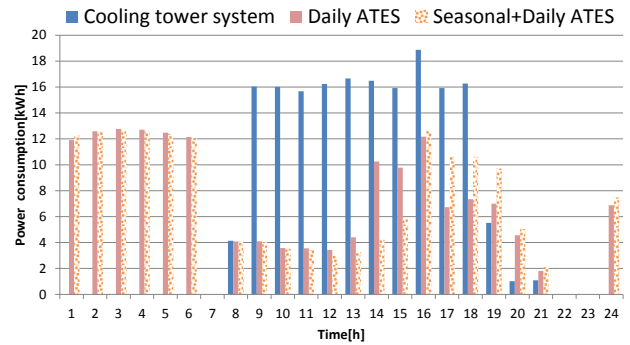


Figure 7 Comparison of power consumption between Cooling tower system and ATES by time, August 15

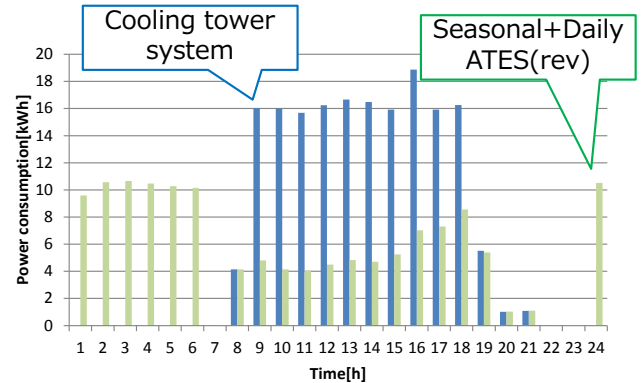


Figure 8 Comparison of power consumption between Cooling tower system and ATES(rev) combined daily and seasonal by time, August

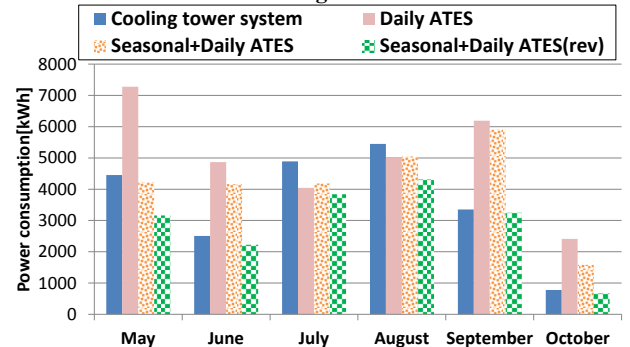


Figure 9 Comparison of monthly cumulative power consumption

となることがわかった。

次に、月別積算消費電力量の比較結果を Figure 9 に示す。昼夜間蓄熱システムでは改良前の制御ではあるが、変流量制御を導入したとしても冷却塔システムと比較した場合、5月、6月、9月、10月は電力消費量がそれぞれ63%、94%、85%、211%増加している。だが、7月、8月は17%、8%低減することができている。一方、季節間+昼夜間蓄熱システム(改)では、昼夜間蓄熱に季節間蓄熱を組み合わせることにより7月、8月に加えて、5月も電力消費量を低減することができている。そして、改善した変流量制御の設定と翌日の冷房負荷に合わせて夜間蓄熱量の調整を行うことにより、全ての月において省エネルギーが実現できている。低減の比率としては、5月は29%、6月は11%、7月は22%、8月は21%、9月は3%、10月は14%である。

冷房期間の積算電力消費量(Figure 10)でみると、冷却塔システムの電力消費量を基準とした場合、昼夜間 ATES が約 40%増加、季節間+昼夜間 ATES が約 19%増加となった。一方、季節間+昼夜間 ATES(改)は、約 19%低減可能ということがわかった。この結果より、昼夜間蓄熱利用だけではなく季節間蓄熱利用も組み合わせることによって、電力消費量を低減することができることがわかった。さらに、変流量制御を適切に行い、夜間蓄熱量を翌日の負荷に合わせ、適切な熱量を蓄熱することによって、冷房期間全ての積算電力消費量も低減できることがわかった。

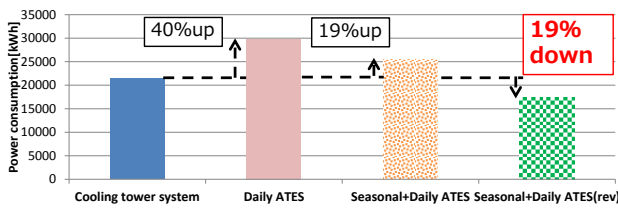


Figure 10 Comparison of cumulative power consumption for cooling period

次に、昼間電力消費量、夜間電力消費量、ピーク電力消費量からピーク電力消費量と夜間電力を昼間の 1/2 とした場合の電気料金について、冷却塔システムを基準とした場合の 2 つの蓄熱利用方式の帯水層蓄熱システムの増減率を Figure 11 に示す。

昼夜間 ATES を導入すると、ピーク電力消費量は 5 月、7 月、8 月、また、電気料金は 7 月、8 月は低減できることがわかった。しかし、その他の月については増加してしまい、合計電気料金は増加してしまう結果となった。一方、季節間+昼夜間 ATES(改)を導入すると、ピーク電力消費量と電気料金ともに、全ての月では低減できることがわかった。また、冷房期間全体では、電気料金は 30.2%低減することが出来ることがわかった。

### 3. まとめ

建築設備と蓄熱設備を連成させ、連続計算を実施した結果、変流量制御と夜間蓄熱量の調整を実施した場合、昼夜間蓄熱利用に季節間蓄熱利用を組み合わせることにより、ピークカット効果に加え、省エネルギー効果も得ることができるとわかった。

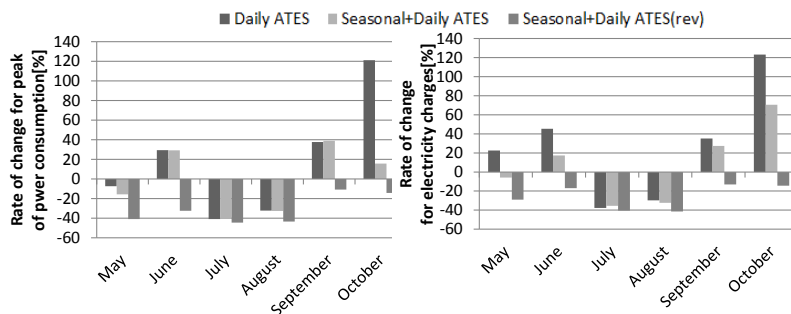


Figure11 Rate of change for Peak power consumption and electricity prices

※[冷凍機の基礎式]

・連続の式

$$G_{chi\_in} = G_{chi\_out} \quad \dots \text{式 1}$$

$$G_{cool\_in} = G_{cool\_out} \quad \dots \text{式 2}$$

・運動方程式

$$P_{chi\_in} = P_{chi\_out} \quad \dots \text{式 3}$$

$$P_{cool\_in} = P_{cool\_out} \quad \dots \text{式 4}$$

・エネルギー方程式

$$Q_{CON} = G_{cool} C_w (\theta_{cool\_out} - \theta_{cool\_in}) \quad \dots \text{式 5}$$

$$Q_{EVA} = G_{chi} C_w (\theta_{chi\_in} - \theta_{chi\_out}) \quad \dots \text{式 6}$$

$$Q_{CON} = Q_{EVA} + E_{ref} \quad \dots \text{式 7}$$

・機器特性式

CAPFT...凝縮器と蒸発器の温度を関数とした実容量曲線

EIRFT...凝縮器と蒸発器の温度を関数とした全負荷の効率曲線

EIRFPLR...負荷率を関数とした効率曲線

$$CAPFT = a_1 + b_1 \theta_{chi\_out} + c_1 \theta_{chi\_out}^2 \quad \dots \text{式 8}$$

$$+ d_1 \theta_{cool\_out} + e_1 \theta_{cool\_out}^2$$

$$+ f_1 \theta_{chi\_out} \theta_{cool\_in}$$

$$EIRFT = a_2 + b_2 \theta_{chi\_out} + c_2 \theta_{chi\_out}^2 \quad \dots \text{式 9}$$

$$+ d_2 \theta_{cool\_out} + e_2 \theta_{cool\_out}^2$$

$$+ f_2 \theta_{chi\_out} \theta_{cool\_out}$$

$$EIRFPLR = a_3 + b_3 \theta_{cool\_out} + c_3 \theta_{cool\_out}^2 \quad \dots \text{式 10}$$

$$+ d_3 PLR + e_3 PLR^2$$

$$+ f_3 PLR^3 + g_3 \theta_{cool\_out} PLR$$

$$PLR \equiv \frac{Q_{EVA}}{Q_{ref} \times CAPFT(\theta_{chi\_out}, \theta_{cool\_out})} \quad \dots \text{式 11}$$

<参考文献>

- 1) 佐々木ら：帯水層を利用した昼夜間蓄熱システムの研究-長期間運転時の蓄熱特性の把握と検証、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、p 245-248、2013 年 3 月
- 2) 藤井ら：帯水層を利用した昼夜間蓄熱システムの研究-大阪市内における昼間電力負荷低減効果の簡易評価- 空気調和・衛生工学会研究発表論文集、p2621-2624、2012 年 8 月
- 3) 中曽ら：帯水層を利用した昼夜間蓄熱システムの研究-帯水層揚水温度を予測する集中定数モデルの構築-空気調和・衛生工学会研究発表論文集、p2617-2620、2012 年 8 月
- 4) 社団法人空気調和・衛生工学会編著『都市ガスによるコージェネレーションシステム計画・設計と評価』

$\theta_{cool\_in}$	冷却水入口水温	$\theta_{cool\_out}$	冷却水出口水温
$\theta_{chi\_in}$	冷水入口水温	$\theta_{chi\_out}$	冷水出口水温
$G_{cool\_in}$	冷却水入口流量	$G_{cool\_out}$	冷却水出口流量
$G_{chi\_in}$	冷水入口流量	$G_{chi\_out}$	冷水出口流量
$P_{cool\_in}$	冷却水入口圧力	$P_{cool\_out}$	冷却水出口圧力
$P_{chi\_in}$	冷水入口圧力	$P_{chi\_out}$	冷水出口圧力
$Q_{CON}$	冷却可能熱量	$C_w$	比熱
$E_{ref}$	消費電力	$Q_{EVA}$	冷却能力
$Q_{ref}$	参照冷却能力		

## 琵琶湖流動場・生態系モデルを用いた T-N と T-P の挙動評価

### Evaluation on behavior of T-N and T-P by using a linked hydrological and water quality model in Lake Biwa

○LIU YANNI (大阪大学)

武川 さゆみ (大阪大学)

嶋寺 光 (大阪大学)

近藤 明 (大阪大学)

井上 義雄 (大阪大学)

Yanni LIU\*<sup>1</sup> Sayumi TAKEGAWA\*<sup>1</sup> Hikari SHIMADERA\*<sup>1</sup> Akira KONDO\*<sup>1</sup> Yoshio INOUE\*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup> Osaka University

Since the 1980s, though water quality in Lake Biwa has been improved, the eutrophication caused by accumulated internal load is still a problem. In this study, in order to develop a method to be able to simulate the behavior of nutrient, a linked 3-dimensional hydrological model and water quality model developed and used to simulate phytoplankton, zooplankton, nitrogen, phosphorus, dissolved oxygen and chemical oxygen demand in Lake Biwa ecosystem. Model was run for the year 2007 and the behavior of T-N and T-P were evaluated. At the surface of the water, the result of T-P shows a reasonable fit of the simulated values and the observed values, though for T-N, the simulated values are underestimated. Meanwhile, the simulated values of T-P are overestimated under the depth of 10 meters.

#### はじめに

窒素やリンは生物にとって重要な栄養素だが、一般に水中には植物の生育に必要な窒素、リンが少なく、これらを含む排水を水域に供給すればプランクトンや水生植物などの生育活動を活発にする。しかし過剰な供給による富栄養化は、異常繁殖によって湖や海の色が変わる赤潮や水の華などの現象を引き起こす。

#### 1. 研究背景と目的

##### 1.1 琵琶湖の環境状況

琵琶湖の水質汚染と富栄養化は 1960 年代以降に急速に進行した。富栄養化の原因物質である窒素・リンの排出を減らすため、1980 年から滋賀県で排水規制が実施されるようになり、琵琶湖の水質は改善してきた。しかし、今の琵琶湖における全窒素 (T-N) と全リン (T-P) に関する環境基準 (それぞれ 0.20 mg/l と 0.01 mg/l) は、北湖の全リンを除いて達成されておらず、北湖は中栄養湖、南湖は富栄養湖となっている。このように外部負荷量は削減されているものの、蓄積された内部負荷の影響など琵琶湖の富栄養化は完全には改善されていない。

##### 1.2 研究目的

今後、琵琶湖における環境政策の制定や湖沼管理を行うために、富栄養化の代表的な指標である T-N、T-P などの挙動を考慮した将来濃度予測が重要となることから、本研究では琵琶湖流動場・生態系モデルを用いて T-N と T-P と植物プランクトン、動物プランクトン、溶存酸素

(DO)、全 COD (T-COD) の挙動評価を行った。

#### 2. 琵琶湖流動場・生態系モデル

##### 2.1 モデル概要

Fig.2 にモデルの計算領域と琵琶湖の水深を示す。水平計算領域は琵琶湖全体を含む 36km×65.5km である。水平格子は 500m×500m、格子数は 72×131 とした。鉛直方向の格子幅は、表層から 20m までを 0.5m 毎、20m 以深は 0.1m 毎に格子幅を大きくし、最大 2.5m に設定し、格子数は 87 である。これは夏季の温度躍層を詳細に表現するためである。

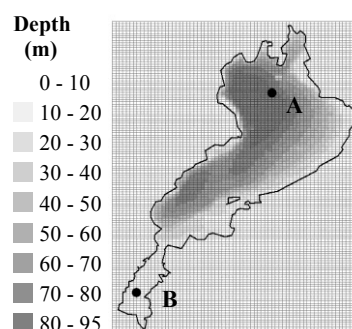


Figure.1 Lake Biwa model mesh

湖面境界条件として風速・気温は気象庁のメソ数値予報モデル解析値、日射量は彦根地方気象台の観測値を用い、1 時間ごとに更新した。生態系モデルでは琵琶湖流動場モデルの計算結果を入力、植物プランクトン、動物プランクトン、有機窒素、無機窒素、有機リン、無機リン、DO、溶解性 COD、SS 性 COD の 11 つの物質濃度を計算した。計算期間は 2007 年の 1 年間であるが、助走期間を含めて 2006 年 7 月から計算を開始した。



## 2.2 生態系モデル

Fig.2 に生態系モデルの概念図を示す。

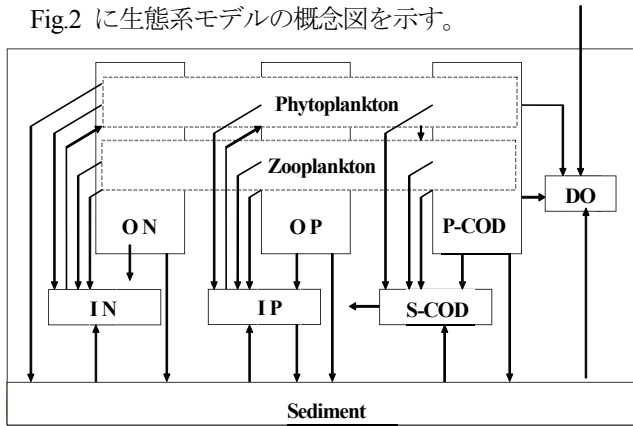


Figure.2 Lake Biwa model

各構成要素は矢印に示しているように化学的・生物的过程による変化と、移流・拡散による影響を考慮する。

以下、窒素とリンに関する濃度変化の定式化について述べる。

(1) 無機態窒素  $C_{IN}(\mu\text{gN/l})$

$\frac{\partial C_{IN}}{\partial t}$  = 光合成による摂取(C1) + 植物プランクトンの死亡

(C2) + 動物プランクトンによる植物プランクトンの捕食(C3) + 動物プランクトンの死亡(C4) + 有機態窒素の無機化(C5) + 底泥からの溶出(C6)

$$C1 = \sum b_{p,x} \cdot Gp_x \quad (1)$$

$$C2 = \eta_N \sum b_{p,x} \cdot Rp_x \quad (2)$$

$$C3 = b_Z \cdot \xi_N \cdot (1 - a_s) \sum G_{ZX} \quad (3)$$

$$C4 = b_Z \cdot \theta_N \cdot R_Z \quad (4)$$

$$C5 = f_N \exp\{k_N(t - 20.0)\} \cdot C_{ON} \quad (5)$$

$$C6 = \omega_{IN} \exp\{\lambda_{IN}(t - 20.0)\} / h \quad (6)$$

$b_{p,x}$  : 植物プランクトン中の N/C 比, 10.0( $\mu\text{gN/mgC}$ )

$\eta_N, \xi_N, \theta_N$  : 有機窒素の無機化率, それぞれ 0.6, 1.0, 0.6

$a_s$  : 動物プランクトンの同化率, 0.65

$b_Z$  : 動物プランクトン中の N/C 比, 200.0( $\mu\text{gN/mgC}$ )

$f_N$  : 20°Cにおける有機態窒素の無機化率, 0.035( $\text{day}^{-1}$ )

$k_N, \lambda_{IN}$  : 温度係数, それぞれ 0.0693, 0.0367( $^{\circ}\text{C}^{-1}$ )

$\omega_{IN}$  : 20°Cにおける底泥からの溶出速度, 10.3( $\text{mgN/m}^2 \cdot \text{day}$ )

(2) 有機態窒素  $C_{ON}(\mu\text{gN/l})$

$\frac{\partial C_{ON}}{\partial t}$  = 植物プランクトンの死亡(D1) + 動物プランクトンの捕食(D2) + 動物プランクトンの死亡(D3) + 有機態窒素の無機化(D4) + 沈降(D5)

$$D1 = (1 - \eta_N) \cdot \sum b_{p,x} \cdot Gp_x \quad (7)$$

$$D2 = b_Z \cdot (1 - \xi_N) \cdot (1 - a_s) \sum G_{ZX} \quad (8)$$

$$D3 = b_Z \cdot (1 - \theta_N) \cdot R_Z \quad (9)$$

$$D4 = -f_N \exp\{k_N(t - 20.0)\} \cdot C_{ON} \quad (10)$$

$$D5 = VM \cdot \frac{C_{ON}(k+1)}{dZ(k+1)} - VM \cdot \frac{C_{ON}(k)}{dZ(k)} \quad (11)$$

(3) 無機態リン  $C_{IP}(\mu\text{gP/l})$

$\frac{\partial C_{IP}}{\partial t}$  = 光合成による摂取(E1) + 植物プランクトンの死亡

(E2) + 動物プランクトンによる植物プランクトンの捕食(E3) + 動物プランクトンの死亡(E4) + 有機態リンの無機化(E5) + 底泥からの溶出(E6)

$$E1 = \sum c_{p,x} \cdot Gp_x \quad (12)$$

$$E2 = \eta_P \sum c_{p,x} \cdot Rp_x \quad (13)$$

$$E3 = c_Z \cdot \xi_P \cdot (1 - a_s) \sum G_{ZX} \quad (14)$$

$$E4 = c_Z \cdot \theta_P \cdot R_Z \quad (15)$$

$$E5 = f_P \exp\{k_P(t - 20.0)\} \cdot C_{OP} \quad (16)$$

$$E6 = \omega_{IP} \exp\{\lambda_{IP}(t - 20.0)\} / h \quad (17)$$

$c_{p,x}$  : 植物プランクトン中の P/C 比, 1.3( $\mu\text{g P/mg C}$ )

$\eta_P, \xi_P, \theta_P$  : 有機リンの無機化率, それぞれ 0.6, 1.0, 0.6

$c_Z$  : 動物プランクトン中の N/C 比, 26.0( $\mu\text{g P/mg C}$ )

$f_P$  : 20°Cにおける有機態リンの無機化速度, 0.1

$k_P, \lambda_{IP}$  : 温度係数, それぞれ 0.0693, 0.0367

$\omega_{IP}$  : 20°Cにおける底泥からの溶出速度, 2.40( $\text{mgP/m}^2 \cdot \text{day}$ )

(4) 有機態リン  $C_{OP}(\mu\text{gP/l})$

$\frac{\partial C_{OP}}{\partial t}$  = 植物プランクトンの死亡(F1) + 動物プランクトン

による捕食(F2) + 動物プランクトンの死亡(F3) + 有機態リンの無機化(F4) + 沈降(F5)

$$F1 = (1 - \eta_P) \cdot \sum c_{p,x} \cdot Rp_x \quad (18)$$

$$F2 = c_Z \cdot (1 - \xi_P \cdot (1 - a_s) \sum G_{ZX} \quad (19)$$

$$F3 = c_Z \cdot (1 - \theta_P) \cdot R_Z \quad (20)$$

$$F4 = -f_P \exp\{k_P(t - 20.0)\} \cdot C_{OP} \quad (21)$$

$$F5 = VM \cdot \frac{C_{OP}(k+1)}{dZ(k+1)} - VM \cdot \frac{C_{OP}(k)}{dZ(k)} \quad (22)$$

## 3. 結果と考察

### 3.1 計算値と観測値

琵琶湖の生態系における T-N、T-P の全般的挙動を把握するために、DO、植物プランクトン、T-COD 計算結果も検討した。本研究で T-N と T-P は、有機態と無機態を合わせたもので、T-COD は、溶解性と SS 性を合わせたもので扱う。濃度計算値を滋賀県琵琶湖環境科学研究センターの水質モニタリング結果と比較した。

(1) 湖面における比較

Fig.1 の A 地点 (北湖観測地点・今津沖中央) と B 地点 (南湖観測地点・唐崎沖中央) で月 2 回の水質調査が行われている。以下 Fig.3 と Fig.4 に DO、植物プランクトン、T-N、T-P と T-COD に関して、今津沖中央と唐崎沖中央地点の水深 0.5m 付近の計算値と観測地の比較を示した。

### a 今津沖中央水深0.5m 付近

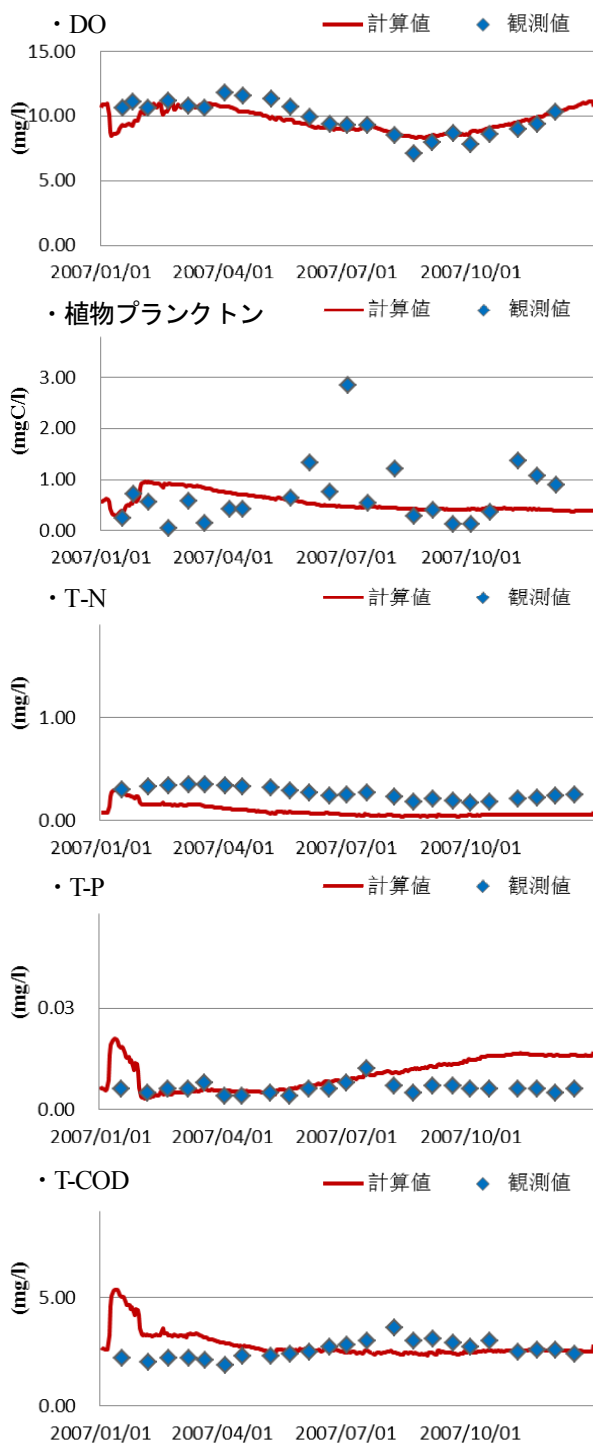


Figure. 3 comparison observed and calculated data at Imazu

今津沖中央において、植物プランクトンについては、計算値のオーダーは観測値と一致しているが、季節変動を再現できていない。T-Nの結果に関して、1月以外は観測値と同様な変動傾向を示しているが、全体的に過小評価となっている。また、T-Pについて2月から7月までの期間でよく観測値を再現できている。その後観測値との差が広がっていく。

### b 唐崎沖中央水深0.5m 付近

唐崎沖中央において、植物プランクトンに関して、ピ

ーク以外は観測値と同様な変動傾向を示しているが、全体的に過大評価となっている。また、T-Nは過小評価となっているが、T-CODは観測値とよく一致している。T-Pについて、観測値と同じ冬のピークを表しているが夏のピークがずれている。

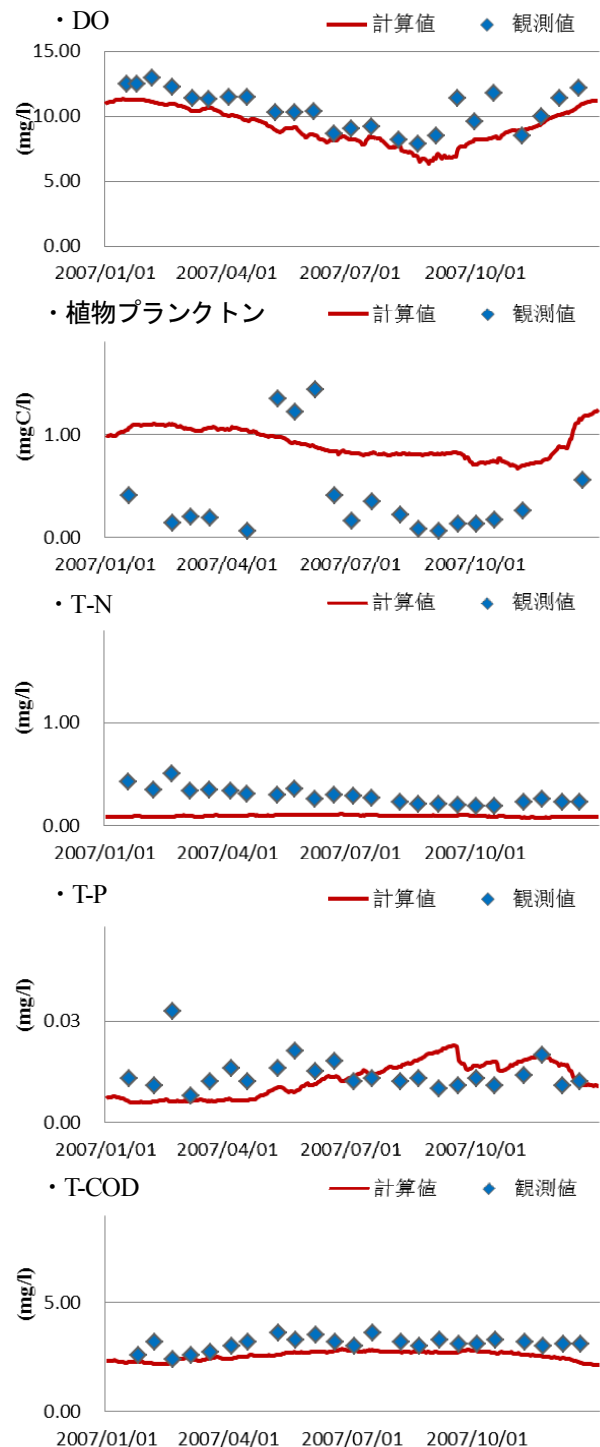


Figure. 4 comparison of observed and calculated data at Karasaki

### (2) T-N と T-P の鉛直分布

鉛直方向の挙動について考察するために、今津沖中央におけるT-NとT-Pについて季節別で(1月17日、4月16日、7月17日、10月15日)、計算値と観測値の鉛直分布と比較した。

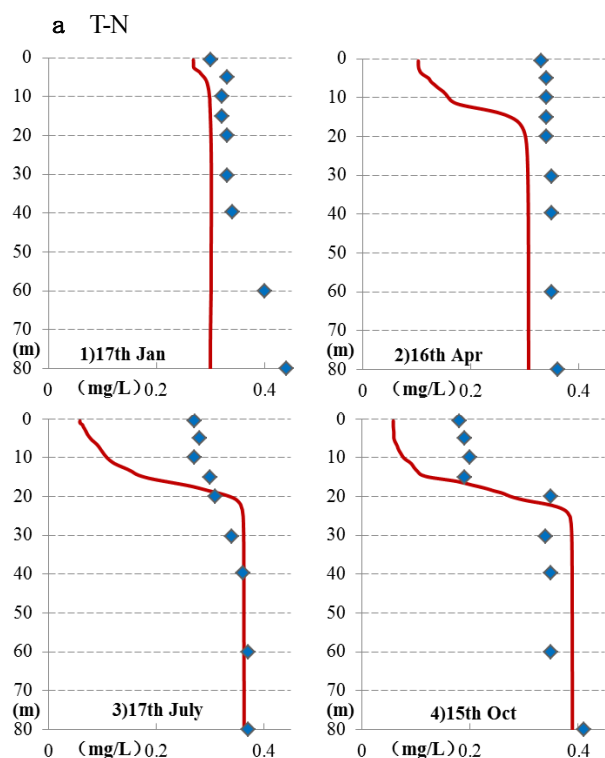


Figure. 5 Vertical profile of T-N

T-Nについて、湖底付近での結果は観測値と近い。湖面付近では、植物プランクトンが光合成により増殖し無機窒素を摂取するため、T-N濃度が低くなる。モデルは表層付近の濃度低下傾向を再現しているが、植物プランクトンの過大評価によりT-N濃度は過小評価となっている。

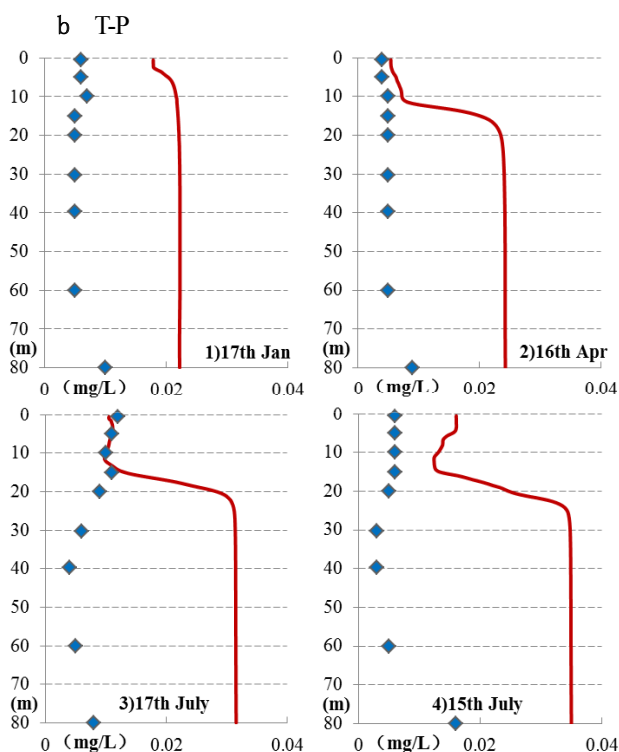


Figure. 6 Vertical profile of T-P

T-Pについて表層付近は概ね観測値を再現している。水深10m以下において冬以外はかなり過大評価となっ

ているのは、リンの初期値設定の見直しを指摘している。今のモデルでは初期濃度を琵琶湖全体均一で考えているが、より精確なシミュレーションを得るためには鉛直分布を考慮するべきである。

本来なら死亡したプランクトンが湖底部に集積し、それが溶存態リンに変換し、湖底から溶出したリンを合わせて湖底はリンの高濃度になるはずである。しかしモデルの結果はその傾向を表していない。そのため、リンの溶出に関するパラメータ再検索が必要だと考えられる。

### 3.2 考察

DO、またはT-CODの計算値と観測値がよく一致しているからこのモデルはそれらの要素に関する表層付近の濃度予測に有用である。

植物プランクトンがピーク再現できていないことから、各植物プランクトンの最適条件を見直すべきことが分かる。このモデルで植物プランクトンの増殖は栄養塩、日射、温度に制限されている。植物プランクトンの過大評価を改善するには不適切な制限を調整することが重要である。

また、今津沖中央水深0.5m付近にT-N、T-P、T-CODにおいて1月のピークが現れた。これは1月に植物プランクトン濃度が急激に減少し、死亡した植物プランクトンがT-N、T-P、T-CODに変換したことである。

### 4. まとめ

本研究では計算期間を2007年1月1日～2007年12月31日の1年間とし、琵琶湖を対象とした流動場モデル・生態系モデルを構築し、数値シミュレーションを通してT-NとT-Pなどの要素の挙動評価を行った。計算結果は北湖の今津沖中央水深0.5m付近、南湖の唐崎沖中央0.5m付近の観測データと比較した。

今津沖と唐崎沖において全リンは観測値とオーダーが一致しているが、全窒素が過小評価となっている。

植物プランクトンの季節変動が大きいことから栄養塩のシミュレーション精度を向上するには植物プランクトンの季節変動の再現と過大評価の改善は必要である。

今後の課題として、パラメータの検討しやすいワンボックス型モデルを用いて、栄養塩濃度に関するパラメータに着目し、栄養塩濃度と植物プランクトンの挙動の関係について考察したうえで、パラメータの調整を行うべきである。

### 参考文献

- 1) 滋賀県平成19年版と平成20年版「環境白書」  
<http://www.pref.shiga.lg.jp/biwako/koai/hakusyo/>
- 2) 田上愛子, 琵琶湖の流動と水質のシミュレーション, 支部学術研究発表会前刷集(平成21年), 279-282, 2010-03-01
- 3) 宗林由樹, 琵琶湖の富栄養化と低酸素化, 2008

# OneBox 型マルチメディアモデルを用いた鉛の環境動態に関するパラメータ感度解析

## Parameter sensitivity analysis for environmental dynamics of lead using OneBox Multimedia model

○日岡 佑介 (大阪大学)      近藤 明 (大阪大学)  
嶋 寺 光 (大阪大学)      井上 義雄 (大阪大学)  
Yusuke HIOKA\*<sup>1</sup> Akira KONDO\*<sup>1</sup> Hikari SHIMADERA\*<sup>1</sup> Yoshio INOUE\*<sup>1</sup>  
\*<sup>1</sup> Osaka University

One box multimedia model for lead to assess the environmental risk was developed, and applied to Lake Biwa - Yodo River basin in Japan. The model could reasonably predict lead concentration in four media. Sensitivity analysis was performed to understand which input parameters affected the output concentration of four media. Uncertainty analysis was performed by Monte Carlo simulation to evaluate the influence on the concentrations due to variability of input parameters. The results indicated that the most important parameter affecting the concentration was soil depth and the concentration uncertainty had the wider range for the soil than any other media.

### 1. はじめに

近年、我々人間の様々な産業活動に伴い、多くの有害化学物質が環境中に排出されているため、これらの化学物質の環境濃度を推定し、人の健康や生態系へのリスク評価を行い、適正な監視と管理をする必要がある。環境中の有害物質の濃度を推定する方法として化学物質の環境挙動を表現する運命予測モデルの活用が有効であるが、有機化学物質と比べて金属を対象としたものは非常に少ない。

化学物質排出移動届出 (Pollutant Release and Transfer Register: PRTR) 制度により定められている第一種指定化学物質である鉛は、環境基準を超過している例が多々あり、神経に影響を及ぼす有害な化学物質として対策が必要な化学物質の一つに挙げられ、環境中鉛のリスクに対する懸念は国際的にも非常に高い。現在、鉛は、有鉛ガソリンの使用規制および労働環境の改善等によって、高濃度の鉛暴露による鉛脳症や貧血などの典型的な中毒症例は世界的にも非常に稀となったが、その一方で、低濃度の環境中鉛の長期暴露により起こりうる健康影響に関心が集まっている<sup>1)</sup>。

本研究では、琵琶湖・淀川流域を対象として、大気、水域、土壌、底質などの環境媒体間における化学物質の移動に着目したモデルを構築し、計算結果を実測値と比較することによりモデルの妥当性を評価する。そして、このモデルに使用されるパラメータはそれぞれ不確実性を持っており、出力結果に影響を与える可能性があるため、それらのパラメータに対して感度解析を実行し、結果に大きく影響を与える感度の高いパラメータを抽出す

る。さらに、抽出されたパラメータに対して、モンテカルロシミュレーションによる不確実性解析を実施し、環境媒体濃度の確率分布の推計を試みる。

### 2. モデルの概要

難分解性・不揮発性で残留性の強い化学物質挙動解析を行う場合、単一媒体のみを対象としたシミュレーションでは不十分であり、複数の媒体について同時にアプローチするマルチメディアモデルが有用である。本研究では、対象領域を1つの箱と仮定し、各媒体における濃度は均一と仮定している One Box 型マルチメディアモデルを構築した。構築したモデルは、大きく大気、土壌、水域、底質の4つの媒体で構成される。また、モデル構築の際に以下の仮定を置く。

1) 大気は上層大気と下層大気の2層から成り、混合層に相当する下層大気厚さは1時間ごとに200 m~1000 mの高さで変化する。

2) 水域は液相、浮遊粒子相(SS)、交換性イオンから成り、土壌、底質は液相、交換性イオン、粒子相から成る。

3) 大気において、風の移流による対象領域外からの化学物質の流入、または対象領域外への流出がある。ただし、One Box 型マルチメディアモデルにおいて下層大気は領域全体の風向が一方向ではないため、移流がないものとした。

4) 大気粒子は重力および降雨の影響により水域と土壌へ沈降する。また、浮遊粒子の底質への沈降がある。

5) 降雨流出で、土壌水と土壌粒子の一部が河川に流出



する。河川に流入した土壌粒子はSSとして浮遊する。

6) 土壌、水域、底質に関しては、粒子相から液相への金属化学物質の溶出と粒子相 - 液相間の陽イオン交換平衡がある。

7) 河川水から底質水への拡散輸送がある。

### 3. 鉛の排出量推計

本研究の対象領域である琵琶湖・淀川流域を Figure.1 に示す。



Figure.1 Lake Biwa - Yodo River basin in Japan

鉛濃度を計算する際に鉛排出量の推計が必要となる。琵琶湖・淀川流域における鉛排出量の推計には平成 19 年度 PRTR データを用いた。この PRTR データは、

1) 平成 19 年 4 月から翌 20 年 3 月までの 1 年間における全国の事業所からの排出量（届出内排出量）

2) 平成 19 年 4 月から翌 20 年 3 月までの 1 年間における届出対象にならなかった事業所や家庭、自動車等の移動体などからの国が推計した排出量（届出外排出量）を集計したものである。

#### 3. 1 2007 年における届出内排出量の推計

届出内排出量による対象領域内の排出量の推計には、平成 19 年度 PRTR データに含まれる各事業所の届出排出量と住所を使用し、対象領域内に存在する各事業所の鉛の排出量の合算を求める。そして、対象領域内に存在する各事業所の媒体別排出量と事業所外への移動量を合算したものを琵琶湖・淀川流域における PRTR 届出内排出量の推計量とした。

#### 3. 2 2007 年における届出外すそ切り以下排出量の推計

すそ切り以下事業所からの排出量が PRTR 届出内排出量に比例するとして、琵琶湖・淀川流域を含む都道府県ごとに推計を行い、それらを合算した値を流域内のすそ切り以下事業所からの排出量とした。

#### 3. 3 過去 51 年間における排出量推計

前述の 2007 年における PRTR 制度で公表されている届出内排出量、届出外すそ切り以下排出量の他に下水道業に係る排出量、塗料に係る排出量、焼却炉からの排出量の結果も基にして、1957～2007 年の 51 年間におけるそれぞれの排出量の推計と 1957～1987 年における有鉛ガソリンからの排出量の推計を行った。各媒体への琵琶湖・淀川流域内における過去 51 年間の鉛の排出量の推計結果を Figure.2 に示す。

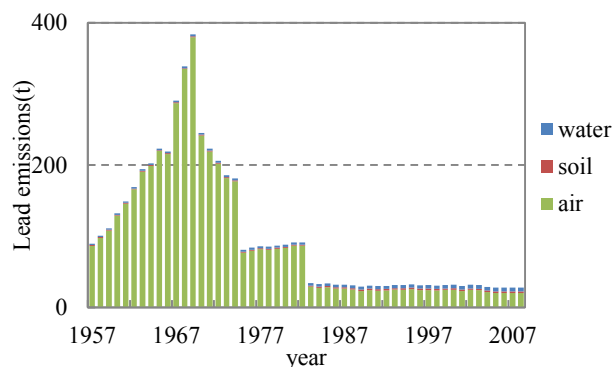


Figure.2 Estimated results of leads emissions to the air and soil, water during the period from 1957 to 2007 in Lake Biwa - Yodo River basin

### 4. 鉛濃度推計結果

#### 4. 1 2007 年における鉛濃度の推計結果

各媒体の 2007 年における鉛濃度の実測値と推計値の比較を Figure.3 に示す。

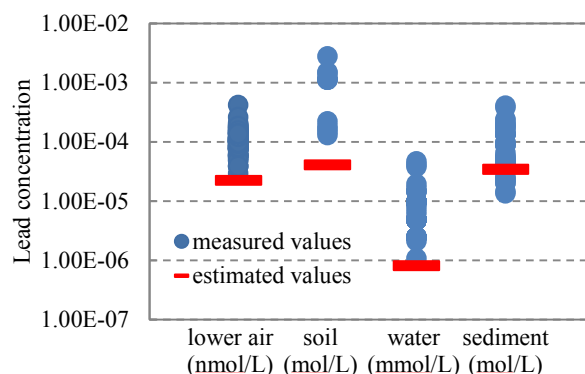


Figure.3 Comparison between measured values and estimated values in four media in 2007

Figure.3 より、土壌における鉛濃度の推計値は実測値よりも 1 桁ほど小さな値となったが、それ以外の媒体においては、推計値と実測値は概ね良い一致を示している。また、各媒体において実測値に比べて推計値は過小評価になる傾向を示している。この原因として、鉛の排出量推計の過小評価により鉛濃度も過小評価になったということが考えられる。

#### 4. 2 鉛濃度の経年変化の推計結果

1957 年から 2007 年の 51 年間における鉛濃度の経年変化の推計結果を Figure.4 に示す。また、この推計結果を標準計算条件での推計値とする。Figure.4 より、大気濃度について、1970 年頃から 1980 年頃まで減少傾向にあるが、これは有鉛ガソリン由来の大気中への鉛の排出量の減少が大きな理由である。このことから、大気中への鉛の排出量は大気濃度に大きな影響を与えることが分かる。水域濃度の経年変化は、1980 年頃まで大気濃度とよく似た傾向を示す。これは、水域濃度は大気から沈着するものや土壌から流出した分が一部底質に沈降し、一部

河口より流出していくものに影響を受けるためと考えられる。土壌と底質濃度について、大気への排出量が多い計算開始の1957年から1980年頃まで増加傾向にあるが、それ以降はほぼ一定となる。その理由として、土壌と底質は、大気や水域とは異なり、物質の移流がほとんどなく、過去の蓄積が大きく影響することが考えられる。

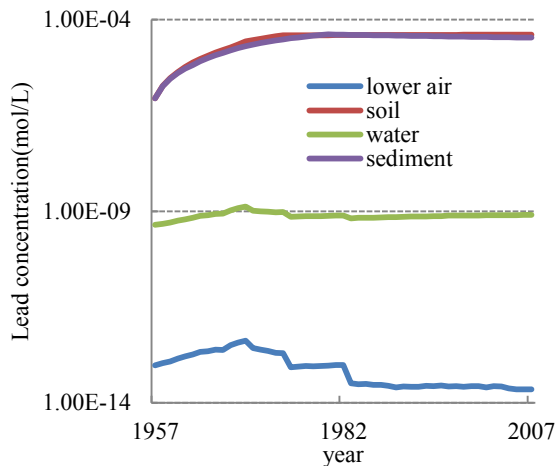


Figure.4 Estimated results of secular change of lead concentration during the period from 1957 to 2007

## 5. 感度解析と不確実性解析

### 5. 1 感度解析

感度解析とは、あるパラメータが変動したとき、結果にどの程度の影響を与えるかを調べる手法である。マルチメディアモデルなどの数理モデルで用いられるパラメータには不確実性が含まれるため、その不確実性によって解がどの程度影響を受けるのかを理解することが重要である。パラメータの感度を網羅的に把握することにより、精度向上させるべきデータや詳細に評価すべき現象などを特定するための補助となる。

本研究で用いたマルチメディアモデルにおいて、最も出力結果に影響を与えるパラメータを抽出するために感度解析を行う。本研究では、入力パラメータの変化によるモデルの出力結果への感度として、式(1)で表される感度係数<sup>2)</sup>を用いる。

$$\text{感度係数}(S) = \left| \frac{Y_{1.1} - Y_{0.9}}{0.2 \times Y} \right| \quad \dots \dots \dots (1)$$

Y : パラメータ変更前の鉛濃度 (mol/L)

$Y_{1.1}$  : 対象のパラメータを1.1倍した時の鉛濃度 (mol/L)

$Y_{0.9}$  : 対象のパラメータを0.9倍した時の鉛濃度 (mol/L)

モデルに使用されている31個のパラメータに対して感度解析を行い、感度の高いパラメータを7個抽出した。抽出したパラメータを以下に示す。

- ① 土壌深さ (m) :  $5.00 \times 10^{-2}$
- ② 大気への鉛排出量 (t/year) : 20.3 (2007年値)
- ③ 初期底質厚さ (m) : 0.100
- ④ SS沈降速度 (m/s) :  $7.13 \times 10^{-6}$

- ⑤ 降雨による洗浄率 (1/s) :  $1.28 \times 10^{-3}$
- ⑥ 水域への鉛排出量 (t/year) : 5.20 (2007年値)
- ⑦ 底質厚さ変化量 (m/s) :  $2.98 \times 10^{-11}$

### 5. 2 不確実性解析

鉛の環境動態予測における不確実性と変動性の評価に関して、モンテカルロシミュレーションを用いる。モンテカルロシミュレーションは、対象のパラメータに確率分布を定義し、乱数を発生させて確率分布からランダムに値を抽出し、実験を繰り返すことにより得られた結果から分布を推定する手法である。結果が確率分布で表示されるため、起こりうる値の範囲やその発生率を分析することができる。

本研究のモンテカルロシミュレーションによる不確実性解析において、対象のパラメータの取りうる値の範囲は、正規分布で5.1に示した値を平均値、平均値の2割を標準偏差と仮定し、パラメータ値の確率分布を設定した。不確実性解析の範囲は、5パーセンタイル値から95パーセンタイル値とした<sup>3)</sup>。また、モンテカルロシミュレーションは1000回繰り返し行われた。

1000回のモンテカルロシミュレーションによる鉛濃度の不確実性解析の結果の大気、土壌、水域、底質濃度の経年変化をそれぞれFigure.5～8に示す。Figure.5～8より、土壌における鉛濃度が最も大きな不確実性範囲を持ち、次に大気であり、水域と底質はほぼ同じ範囲の不確実性を持つことが分かった。Figure.6、Figure.8より、土壌と底質における鉛の不確実性について、初めの頃は小さかったが年が経つにつれ徐々に大きくなり、一定となる傾向であった。一方、Figure.5、Figure.7より、大気と水域における鉛の不確実性範囲について、経年変化は示さず、ほとんど同じ範囲になった。

土壌と底質の不確実性について、これらの媒体における鉛濃度は体積に大きく関係してくるため、土壌深さや底質厚さ、底質厚さ変化量が変わることにより鉛濃度も大きく変化する。また、土壌は大気からの沈着に大きく影響を受け、底質は水域からの沈降に大きく影響を受ける。よって、土壌の鉛濃度の不確実性が大きくなったのち、その影響を受ける底質の鉛濃度の不確実性も土壌と似た傾向となり、範囲は少し遅れて大きくなる。さらに、土壌と底質は、その媒体への流入フラックスよりも流出フラックスのほうが小さいので、不確実性は流入フラックスに大きく影響を受ける。土壌への流入フラックスは、主に大気への排出量に影響される大気からの乾性・湿性沈着であり、蓄積に影響する大気への排出量が大きく減少することにより、土壌と底質の不確実性は経年変化を示さなくなる。大気と水域の不確実性について、大気と水域は流入フラックスと流出フラックスがほとんど一致しており、鉛の滞留時間が短いため、経年変化を示さないと考えられる。

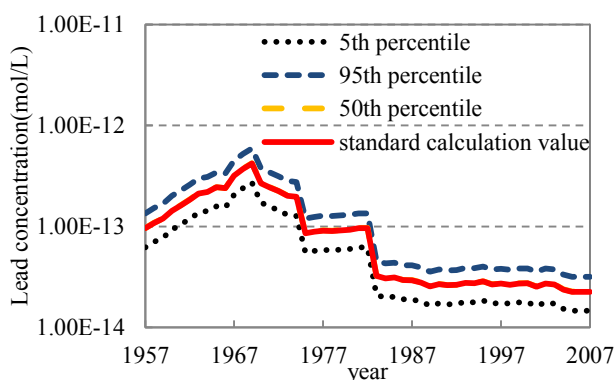


Figure.5 Uncertainty of predicted lead concentration in the air during the period from 1957 to 2007

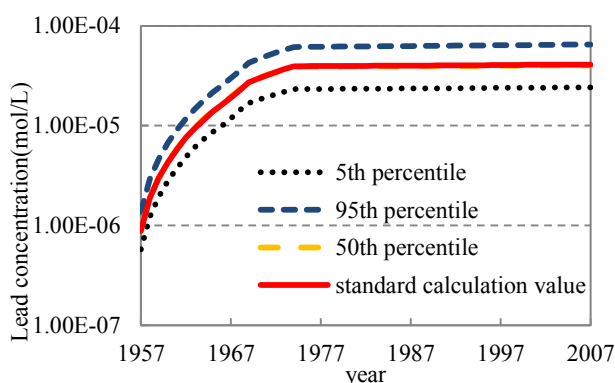


Figure.6 Uncertainty of predicted lead concentration in the soil during the period from 1957 to 2007

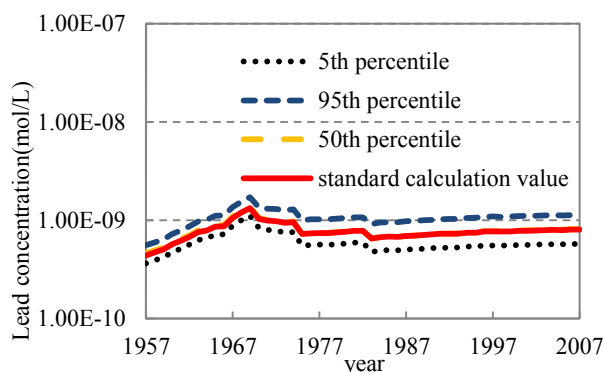


Figure.7 Uncertainty of predicted lead concentration in the water during the period from 1957 to 2007

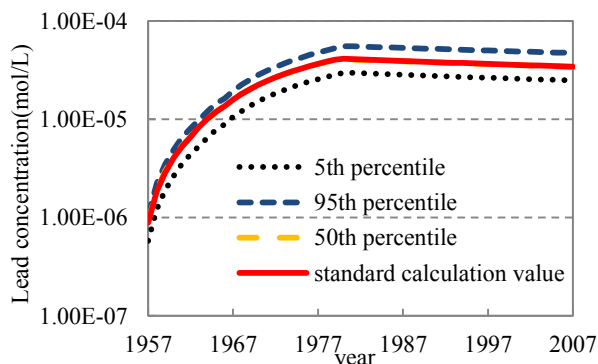


Figure.8 Uncertainty of predicted lead concentration in the sediment during the period from 1957 to 2007

## 6. 結論

感度解析とモンテカルロシミュレーションによる不確実性解析により、大気、水域への排出量や土壌の深さ、底質の厚さなどのパラメータは結果に大きく影響を与え、特に土壌において鉛濃度は広い範囲の不確実性を持つことが分かった。今後の課題として、排出量のより正確な推計や鉛以外の他の金属に適用させるためのモデル改善が必要となる。また、パラメータの不確実性の幅について、本研究では、正規分布で 5.1 に示した値を平均値、平均値の 2 割を標準偏差と仮定したが、不確実性解析の精度を向上させるためには、それぞれのパラメータについて、どのような確率分布・不確実性の幅が適切なものかということを文献や実験から調べる必要がある。

## 参考文献

- 1) 内山巖雄, 東賢一: 環境中の鉛による健康影響について; モダンメディア, 55 巻, 4 号, pp.91-98, 2009.  
[http://www.eiken.co.jp/modern\\_media/backnumber/pdf/MM0904\\_01.pdf](http://www.eiken.co.jp/modern_media/backnumber/pdf/MM0904_01.pdf)
- 2) Hongying Cao, Shu Tao: Multimedia Fate Model for Hexachlorocyclohexane in Tianjin, China; ENVIRONMENTAL SCIENCE & TECHNOLOGY, VOL.38, NO.7, pp.2126-2132, 2004.
- 3) Ce Wang, Yujie Feng, Peng Gao, Nanqi Ren, Bai-Lian Li: Simulation and prediction of phenolic compounds fate in Songhua River, China; Science of the Total Environment 431, pp.366-374, 2012.

# 冷・温水熱パケット搬送に伴う熱損失の検討 (第1報) 小型模型による熱パケット搬送実験

## Study on Heat Loss of Hot and Chilled Thermal Packet Transportation System (Part 1) Experiment of Thermal Packet Transportation with Small-Scale Test Bed

○清水 美希 (大阪市立大学)

西岡 真稔 (大阪市立大学)

中尾 正喜 (大阪市立大学)

長 廣 剛 (大阪市立大学)

浅田 雄樹 (大阪市立大学)

ファーナム クレイグ (大阪市立大学)

鍋島 美奈子 (大阪市立大学)

Yoshiki SHIMIZU<sup>\*1</sup> Yuki ASADA<sup>\*1</sup> Masatoshi NISHIOKA<sup>\*1</sup> Farnham CRAIG<sup>\*1</sup>

Masaki NAKAO<sup>\*1</sup> Minako NABESHIMA<sup>\*1</sup> Tsuyoshi NAGAIRO<sup>\*1</sup>

<sup>\*1</sup> Osaka City University

Hot and chilled thermal packet transportation system is suggested to enable interactive heat accommodation among some buildings. On the other hand, heat losses that are peculiar to the system occur. In this paper, heat losses with the system are examined in experiments with a small-scale test bed. As a result of the experiments, heat losses with the system are classified and made trial calculations. It is shown that heat loss to heat capacity of the thermal storage tank is the most in heat losses with the system.

### 1. 研究背景・目的

業務ビルにおいて空調用熱源機で消費されるエネルギーは全体の31%と大きい。また実運用時の熱源機の負荷率が小さいことが知られており、エネルギー消費の削減余地があることも伺える。省エネルギー対策の一つは、冷・温水のカスケード利用であり、建物の冷暖房負荷が小さい場合に、熱源機の余力で別の建物の負荷も賄い、熱源機の運転台数を減らすことで省エネルギー化が可能となる。熱源機余力と負荷の関係に応じて、両者の組み合わせに柔軟に対応できる熱搬送システムが構築できれば、熱をカスケード利用する機会が拡大すると期待される。

以上を踏まえて、浅田、中尾 氏らによって多施設間での双方向熱融通を可能にする熱パケット搬送システムが提案されている。ただし、従来の一定温度連続搬送システムでは発生しない熱損失が、熱パケット搬送システムにおいて新たに発生するため、既往研究<sup>1)</sup>では熱パケット搬送システムの小型実験装置を用いて、管路熱損失について検討された。本研究ではこれを拡張し、経路の切り替えや蓄熱槽への流入出など、搬送システム全体に渡り、システムの各部分で生じる熱損失について検討し、熱パケット搬送システムに伴う熱損失の把握を目的とする。

なお、熱パケットと環境温度の温度差が小さくなることを熱損失、温度差が大きくなることを熱取得として扱う。

### 2. 熱パケット搬送

パケットとは、ある一定の長さを持つ冷・温水塊であり、その前後には異なる温度のパケットが隣接する形態である。パケットの内、熱的利用価値を持つものを熱パケット、利用価値が無いものを無効パケットと定義する。施設間を繋ぐ専用の管路を用い連続的に熱を供給し続ける従来の熱搬送方式に対し、熱パケット搬送では、多施設間で同一管路を共有して断続的に熱の供給・停止を繰り返すことで、需要と供給の関係を最適化した熱搬送が可能となる。

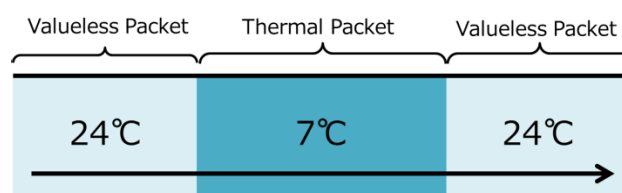


Figure 1 Packet

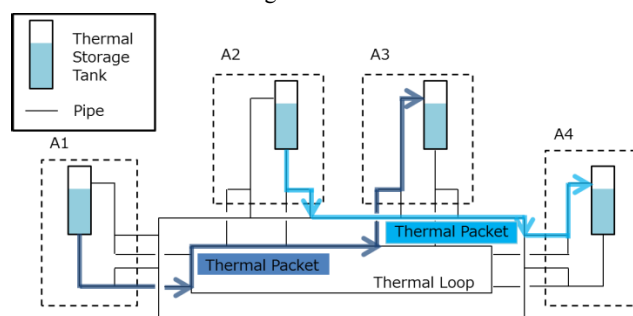


Figure 2 Thermal Packet Transportation



### 3. 熱パケット小型実験設備

#### 3.1. はじめに

大阪市立大学工学部D棟内に構築された熱パケット小型実験設備（Figure 3）を用いて、熱パケット搬送実験を行う。実験設備は約 100m の 2 本のループ配管（サーマルループ）に実際の建物（施設）を想定した 4 つの施設ユニットと多段蓄熱槽ユニットが接続されている。各施設ユニットは容量約 6L の蓄熱槽、恒温槽、熱交換器を有しており、熱パケットの生成・搬送が可能である。多段蓄熱槽ユニットは退避先施設と想定された施設ユニットであり、約 20L の蓄熱槽を有する。また、実験設備の各所には熱パケットの搬送経路を決定する電磁弁と温度計測を行う管内温度計が設置されており、蓄熱槽の上端と下端には水位を感知する水位計が設置されている。

#### 3.2. 熱パケット搬送実験基本動作

本実験設備による熱パケット搬送実験の基本動作には、熱の供給動作、受入動作、退避動作が存在する。熱パケット搬送実験の基本動作の流れは以下の通りである。

##### 1) 熱パケット送出・退避動作（Figure 5）

供給元施設から熱パケットを送り出し、同時に熱パケットと受入先施設の間に存在する配管内の無効パケットを退避先施設に退避させる。供給元施設蓄熱槽内の水位が下端に達したときこの動作は終了する。

##### 2) ループ配管循環による熱パケット搬送（Figure 6）

供給元施設の蓄熱槽から熱パケットが全て送り出された後、ループ配管内を循環させて熱パケットを受入先施設まで搬送する。熱パケットの受入先施設への到達は施設流入直前で測定される管内温度によって判断される。

##### 3) 熱パケット受入（Figure 7）

施設流入直前で測定された管内温度によって受入先施設に熱パケットが到達したと判断されると、熱パケットの受入を開始する。このとき退避先施設に退避させた無効パケットをループ配管に押し出すことによって熱パケットを受入先施設に流入させる。

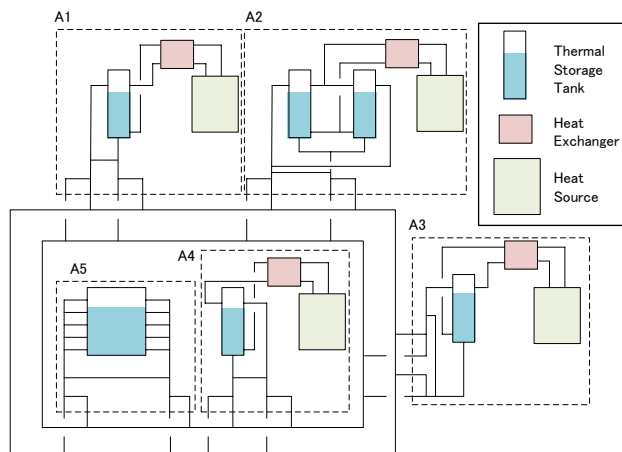


Figure 3 Small-Scale Test Bed

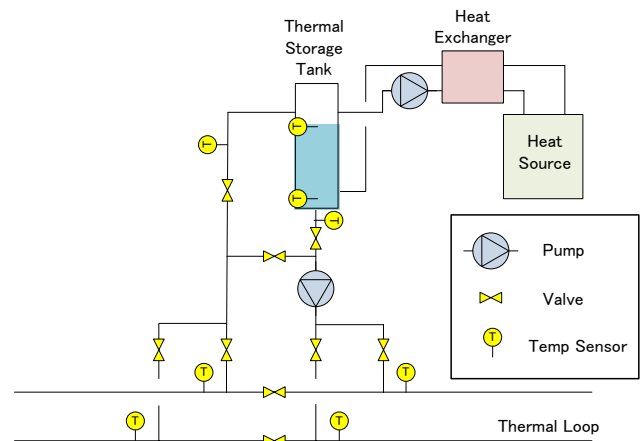


Figure 4 Unit

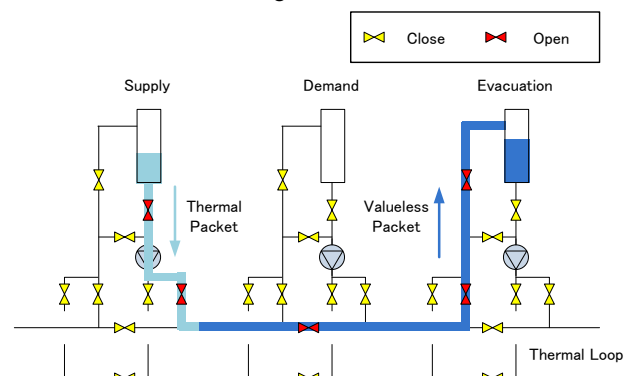


Figure 5 Supply and Evacuation

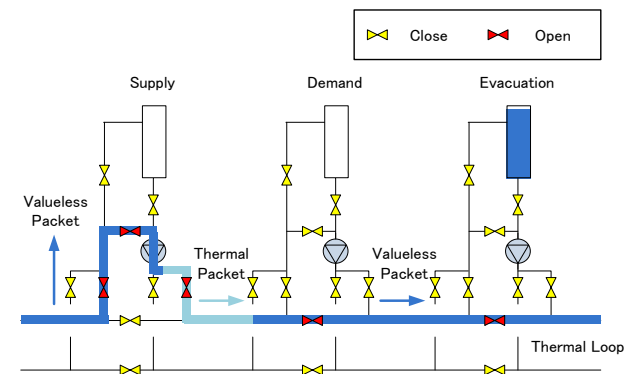


Figure 6 Loop Circulating

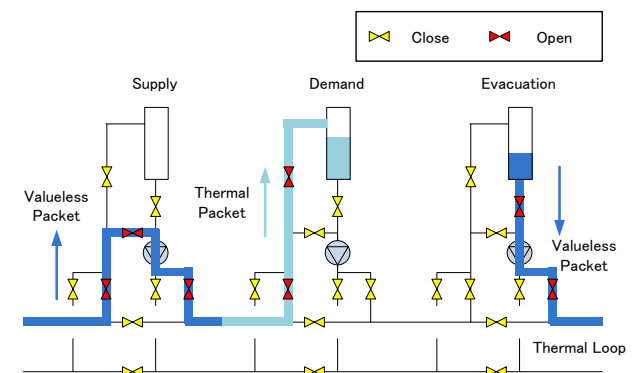


Figure 7 Reception

## 4. 熱パケット搬送実験

### 4.1. はじめに

本研究では熱パケットが施設へ流入するときに発生する熱損失に影響すると考えられる蓄熱槽と分岐管の影響に着目して、3つの条件 (Table 1) で A3→A4→A1 の三施設間熱パケット連続搬送実験を実施した。No.2 は、蓄熱槽を熱パケット受入温度と等温にして蓄熱槽の熱容量を無視できるようにした条件設定であり、No.3 は No.2 に加えて分岐管内の水を熱パケット受入温度と等温にして分岐管内の水の流入の影響を無視できるようにした条件設定である。また各搬送の設定条件は Table 2 の通りである。

Table 1 Experiment Condition

	Thermal Storage Tank (A4)	Branch Pipe (A4)	Packet Initial Temperature	Environmental Temperature
No.1	24°C	24°C	7°C	24°C
No.2	7°C	24°C	7°C	24°C
No.3	7°C	7°C	7°C	24°C

Table 2 Setting Condition

	Supply	Demand	Evacuation
A3→A4	A3	A4	A1
A4→A1	A4	A1	A3

### 4.2. 温度応答

実験より各条件について得られた熱パケットの温度応答を熱パケットの初期温度と環境温度の差で無次元化した正規化温度 (Equation 1) を用いて表す。例として No.1 における温度応答 (Figure 8、Figure 9) を示す。

各搬送において、施設流入直前地点に比べて蓄熱槽内における熱パケットの正規化温度は低くなっており、蓄熱槽の熱容量の影響、分岐管内の水の流入の影響が表れていると考えられる。

また、熱パケット流出開始前に施設 A4 流出直後地点における正規化温度が高くなっていることや、熱パケット流入終了時に各施設流入直前地点における正規化温度が 0 まで下がっていないことから、熱パケット搬送システムに伴う熱損失が発生していることがわかる。

### 4.3. 熱損失分析

#### 4.3.1. 施設周辺の個別の熱損失

実験より得られた熱パケットの温度状況から、熱パケット搬送のシステム上発生する熱損失・熱取得を分類した (Figure 10)。そして、Equation 2、Equation 3、Equation 4、Equation 5 を用いてそれぞれ個別に試算を行った。

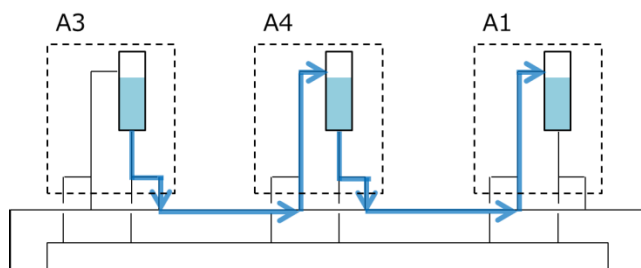


図 1 三施設間熱パケット連続搬送

$$T^* = \frac{T(t) - T_o}{T_{in} - T_o} \quad \text{Equation 1}$$

$T^*$  : Dimensionless Temperature (-)

$T_{in}$  : Initial Packet Temperature (K)

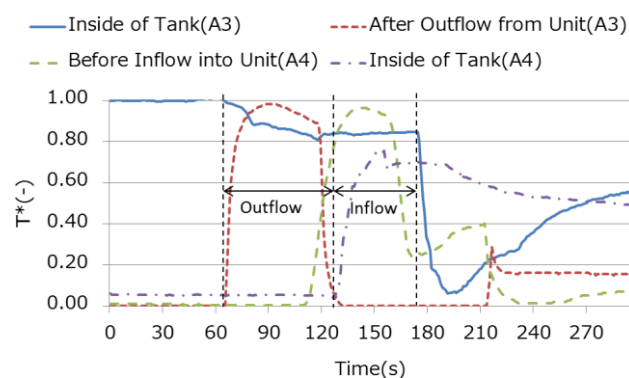


Figure 8 Temperature Response(A3→A4)

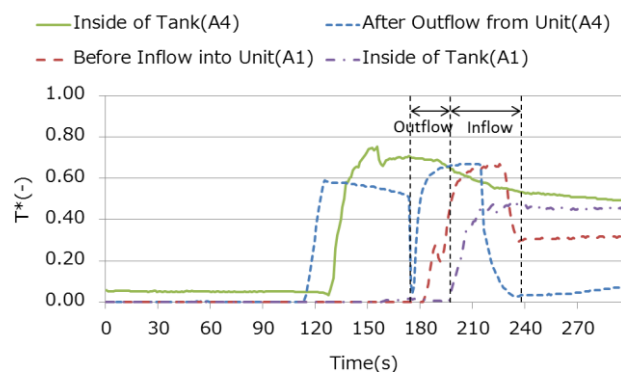


Figure 9 Temperature Response(A4→A1)

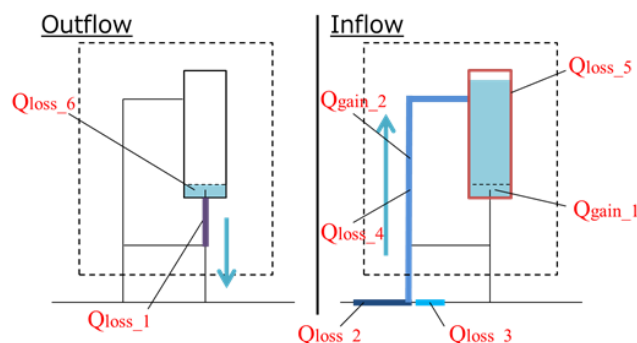


Figure 10 Heat Loss and Gain with the System

$Q_{loss\_1}$  : 施設から流出しない熱パケット  
 $Q_{loss\_2}$  : 施設に流入しない熱パケット後端  
 $Q_{loss\_3}$  : 施設に受け入れられない熱パケット先端  
 $Q_{loss\_4}$  : 蓄熱槽に流入しない熱パケット  
 $Q_{loss\_5}$  : 蓄熱槽の熱容量由来の熱損失  
 $Q_{loss\_6}$  : 蓄熱槽から流出しない熱パケット  
 $Q_{gain\_1}$  : 初期に蓄熱槽下部に存在する水  
 $Q_{gain\_2}$  : 初期に分岐管に存在する水

Equations of Heat Loss and Gain	
$Q_{loss\_1}, Q_{loss\_2}, Q_{loss\_4}, Q_{loss\_6}$	
$Q_{loss} = (cp)_w \cdot V \cdot (T_o - T)$	Equation 2
$Q_{loss\_3}$	
$Q_{loss} = (cp)_w \int \cdot G(t) \cdot \{T_o - T(t)\} dt$	Equation 3
$Q_{loss\_5}$	
$Q_{loss} = (cp)_{ac} \cdot V_{ac} \cdot (T_{ac} - T)$	Equation 4
$Q_{gain\_1}, Q_{gain\_2}$	
$Q_{gain} = (cp)_w \cdot V \cdot (T_o - T)$	Equation 5
$Q_{loss}$ : Heat Loss (kJ)	
$Q_{gain}$ : Heat Gain (kJ)	
$(cp)_w$ : Specific Heat of Water (kJ/m <sup>3</sup> · K)	
$V$ : The amount of Packet (L)	
$T_o$ : Environmental Temperature (K)	
$T$ : Temperature of Packet (K)	
$G(t)$ : Flow rates (m <sup>3</sup> /s)	
$T(t)$ : Measured Temperature (K)	
$(cp)_{ac}$ : Specific Heat of Thermal Storage Tank (kJ/m <sup>3</sup> · K)	
$V_{ac}$ : The amount of Thermal Storage Tank (L)	
$T_{ac}$ : Temperature of Thermal Storage Tank (K)	

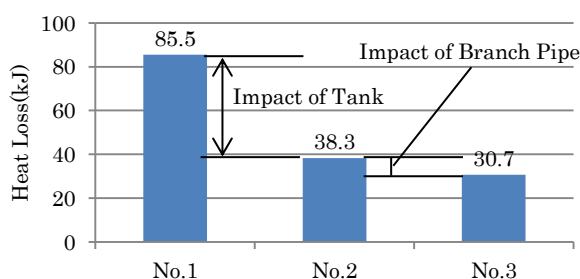


Figure 11 Comparison of Heat Loss with Inflow into Unit(A4)

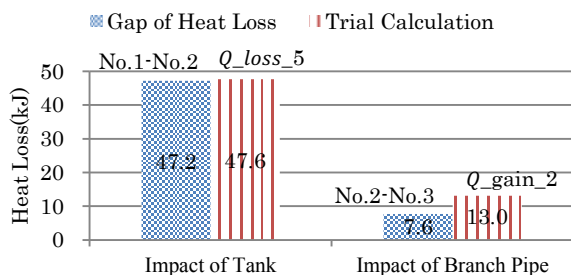


Figure 12 Verification of Impact of Tank and Branch Pipe

#### 4.3.2. 蓄熱槽・分岐管の影響の検証

Figure 11 に示すように、No.1 と No.2 の熱損失の差より蓄熱槽の熱容量の影響が算定され、No.2 と No.3 の差より分岐管内の水の流入の影響が算定される。Figure 12 のように算定した蓄熱槽の熱容量の影響と試算した  $Q_{loss\_5}$  を比較すると両者が等しいことから、試算結果は確からしいことが確認された。また、No.2 と No.3 の差より分岐管内の水の流入の影響が算定され、算定した分岐管内の水の流入の影響と試算した  $Q_{gain\_2}$  を比較すると両者はやや異なっており、精度が高い試算結果とはならなかった。

#### 4.3.3. 熱損失内訳

各施設間の搬送における全体の熱損失と試算した個別の熱損失より、熱損失の内訳 (Figure 13) を求めた。No.1 において、 $Q_{loss\_5}$  が最大であり、次いで  $Q_{loss\_3}$  が大きく、それらの低減が肝要であることが明らかとなった。なお  $Q_{loss\_5}$  は、熱パケットが繰り返して蓄熱槽へ受け入れられる条件では低減することが予想される。また No.1 (A3→A4) と No.1 (A4→A1) において、送り出す熱パケット温度が異なるにも関わらず、熱損失の内訳は一致することから、三施設間の熱パケット搬送は、二施設間のパケット搬送の組み合わせとみなせると考えられる。

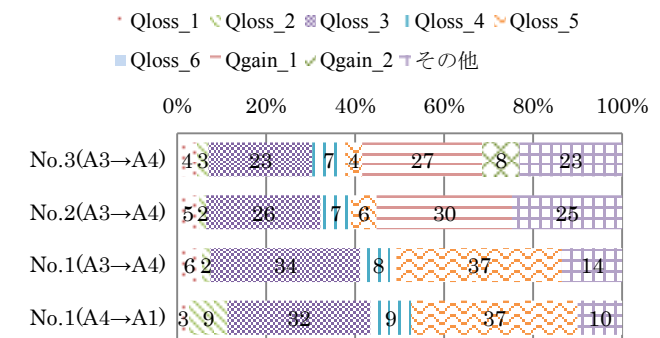


Figure 13 Breakdown of Heat Loss

#### 5. まとめ

- (1) 熱パケット搬送システム上発生する熱損失を分類して明らかにした。
- (2) 試算の精度が高い  $Q_{loss\_5}$  が最も大きく、蓄熱槽が熱パケット温度に近づくと低減することを示した。

#### <参考文献>

- 1) 浅田雄樹ほか, 冷・温水の熱パケット搬送における管路熱損失の検討 (第 2 報) 模型設備による熱パケット搬送実験, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2014 年 3 月
- <あとがき>

本研究は、平成 26 年度環境省地球温暖化対策技術開発・実証研究事業「既存熱源・電源を自立・分散型エネルギー化し鉄道網を利用した地域融通エネルギーシステムの開発」(代表: 中尾正喜) の一環で行ったものである。

# 冷・温水の熱パケット搬送に伴う熱損失の検討 (第2報) 模型実験とシミュレーションの比較 An Empirical Study of Heat Loss along Hot and Chilled Water Pipelines in Thermal Packet Transportation (Part 2) Comparison of Test Bed Experiment with Simulation

○浅田 雄樹 (大阪市立大学)  
西岡 真稔 (大阪市立大学)  
中尾 正喜 (大阪市立大学)  
長廣 剛 (大阪市立大学)

清水 美希 (大阪市立大学)  
ファーナム クレイグ (大阪市立大学)  
鍋島 美奈子 (大阪市立大学)

Yuki ASADA<sup>\*1</sup> Yoshiki SHIMIZU<sup>\*1</sup> Masatoshi NISHIOKA<sup>\*1</sup> Farnham CRAIG<sup>\*1</sup>

Masaki NAKAO<sup>\*1</sup> Minako NABESHIMA<sup>\*1</sup> Tsuyoshi NAGAIHIRO<sup>\*1</sup>

<sup>\*1</sup> Osaka City University

In the previous report, heat losses in thermal packet transportation are examined with a small-scale test bed. In this paper, we build a thermal packet transportation system simulation model and verify its accuracy by comparison with experiment. The control system is examined in experiments with a small-scale test bed, and thermal packet is made in supply tank and transport to demand tank. It is shown that this model can control the system and transport thermal packet from tank to tank. Also, we can show increasing system efficiency if the system grow a full-scale.

## 1. 研究背景・目的

### 1.1 研究背景

業務ビルで消費されるエネルギー全体の約半分を占めている空調設備用エネルギー消費量は削減の可能性が高いと考えられている。空調設備用エネルギーの削減対策の一つとして、冷水・温水のカスケード利用があり、一度利用した冷水・温水のうち、熱余力のあるものを再度利用することで熱源機の高効率化が期待できる。既往研究により、単独施設でのカスケード利用による省エネルギー化は実証されている一方、複数熱源を用いたカスケード利用による検討事例はない。

以上を踏まえて、筆者らは複数施設間での双方向熱融通を可能にする熱パケット搬送技術を提案している。本研究では、熱パケット搬送に伴う熱損失について考察を進めていく。

### 1.2 熱パケット搬送

ある一定の長さを保ち、前後の流体温度と異なる温度の管内連続流体を「熱パケット」と定義する。熱パケット搬送とは、同じ配管で温度の異なる熱パケットを複数熱源から供給する熱搬送技術である。熱パケットは、長さ・温度を自在に変化可能であり、また、同一管路を複数施設間で共有可能とし、熱搬送の組み合わせが多様に

なるため、需要と供給の関係を最適化して熱搬送ができる。また、冷水・温水カスケード利用の利用機会の拡大も期待できる。

一方、熱パケット搬送に伴う問題もあり、配管温度と異なる温度の熱パケットを搬送するため、配管材の熱容量由来の熱損失が発生すると考えられる。また、従来の熱搬送システムより搬送距離が延長する可能性があるため、放熱損失や搬送動力の増加が懸念される。

そこで、前報で使用した小型熱パケット搬送実験設備を模したシステムを新たにモデル化し、実験値との比較によりシミュレーションの精度検証を行う。また、実環境を想定した熱パケット搬送シミュレーションを行い、蓄熱槽や配管の形状による影響を確認する。

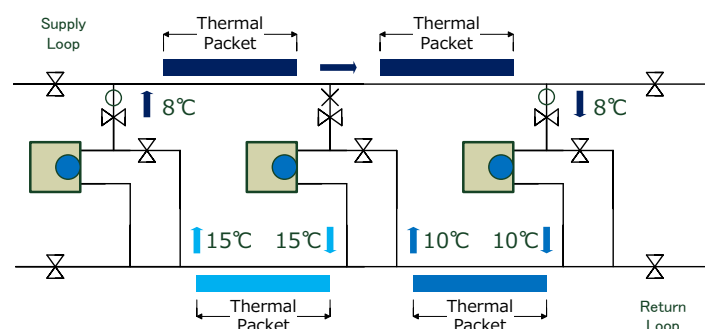


Figure.1 Thermal Packet Transportation



## 2. 熱パケット搬送システムシミュレーション

### 2.1 概要・目的

Figure.2 に示すような、蓄熱槽を利用した熱パケット搬送システムを物理モデリングツール Dymola（以下ツール）上に新たに構築し、制御システムを含めたシステムシミュレーションを実施する。熱パケット搬送に伴う機器類はツール上でモデル化されており、本報告では LBL により製作された Modelica Buildings Library 内に実装されている機器モデルを使用した。また、筆者ら<sup>1)</sup>は熱パケット搬送に伴う管路熱損失<sup>注)</sup>のうち、配管材の熱容量由来の熱損失の割合が大きいことを指摘した。よって、本報告では引き続き熱容量を考慮した配管モデルを作成し、実験値との比較によりモデルの精度検証を行う。

### 2.2 蓄熱槽を利用した熱パケット搬送システム

本システムは、熱供給施設の蓄熱槽で冷水・温水を生成し、それを熱パケットとして搬送し、熱需要施設で受入して熱を利用する。したがって、従来の熱搬送方式と異なり、蓄熱槽を介して熱搬送を行うため、搬送熱量を自由に操作可能である点が特徴である。

本システムでは、熱パケットを生成、搬送するための基本動作を三段階設けている。その基本動作について、以下に説明する。

#### ① 送出・退避動作 (Figure.3)

熱需要施設に熱パケットが到達するまでの動作であり、熱供給施設は配管内に存在する無効パケットの退避先施設も兼ねる。熱供給施設は熱パケットを送出かつ無効パケットの受入、熱需要施設は停止状態である。

#### ② ループ循環動作 (Figure.4)

熱供給施設から熱パケットが全て送出後、ループ配管内を循環させて熱需要施設に熱パケットを搬送する動作である。熱供給施設、熱需要施設ともに停止、ループ配管内の流体のみ動作する。

#### ③ 受入動作 (Figure.5)

熱需要施設に熱パケットが到達した動作であり、熱需要施設直前の温度検知によりそれを判断する。熱供給施設は停止状態、熱需要施設は無効パケットを送出かつ熱パケットを受入状態である。

### 2.3 小型実験設備との違い

Dymola 上で構築した熱パケット搬送システムと小型実験設備との違いを以下に挙げる。

- 蓄熱槽は密閉系であり、熱パケットの退避先施設を有しない
- 熱パケット搬送に伴う制御は全て温度である
- 流量は経路変更による配管圧力損失に依存せず、定流量制御である

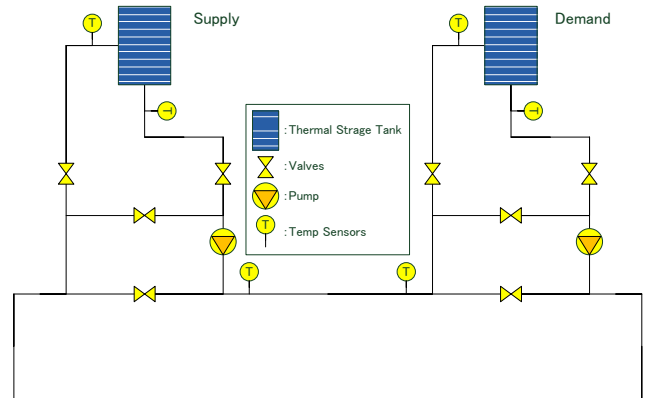


Figure.2 Thermal Packet Transportation System

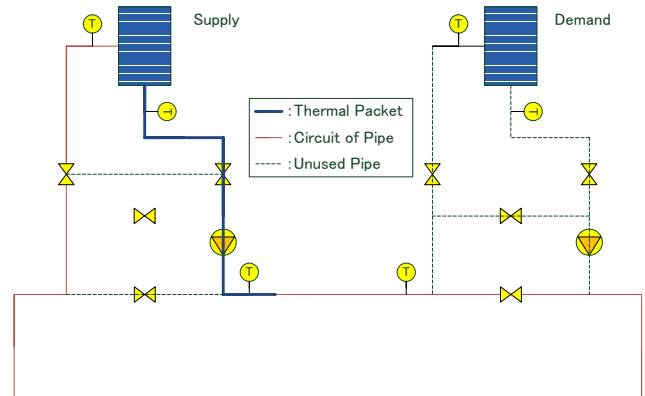


Figure.3 Evacuation

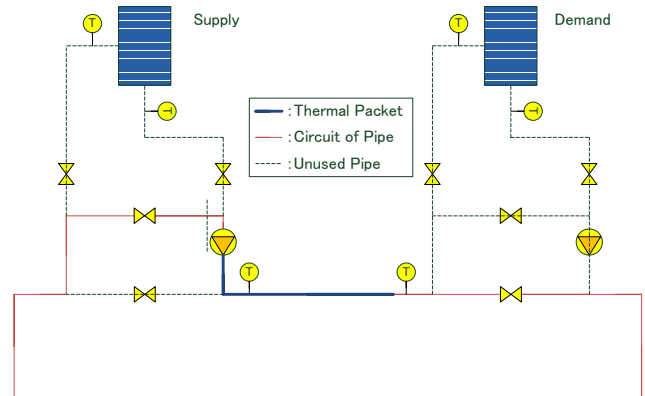


Figure.4 Loop Circulating

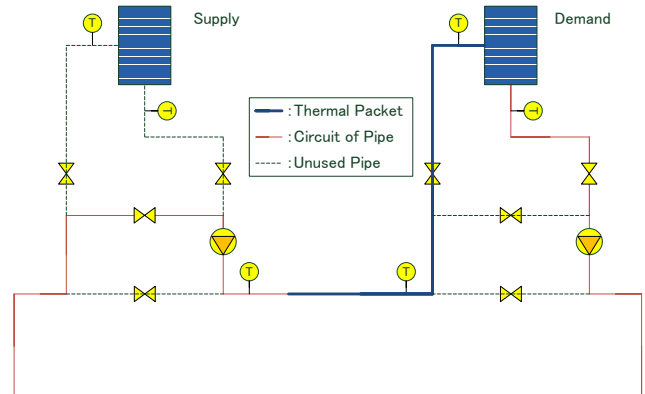


Figure.5 Reception

注) 管路熱損失の種類

筆者らは、配管材の熱容量由来の熱損失の他に、放熱損失、ポンプ発熱等のポンプ周りの熱損失を想定した。

### 3. 小型模型設備による熱パケット搬送実験の再現

#### 3.1 概要

ツール上にて新たに構築した熱パケット搬送システムの精度を検証するため、小型実験設備による熱パケット搬送実験を実施し、同様の条件をシミュレーションに適応して実験結果と比較した。ここで、ツール上にて構築した熱パケット搬送シミュレーションモデルの概要をFigure.6に示す。

#### 3.2 小型模型設備による熱パケット搬送実験の再現

熱パケット搬送システムの精度検証を目的として、熱パケット搬送実験設備を使用して、冷水熱パケット搬送実験を実施した。本実験設備の配管物性値および実験条件をTable.1,2に示す。

本実験設備には、温度計測を行うための管内温度計が各所に設置されており、管内の水を直接計測している。そこで、ツール上で構築した熱パケット搬送シミュレーションモデルにおいても、小型実験設備と同位置に温度計測値を出力するモデルを組み込んだ。また、熱パケットの受入動作はEquation.1で定義された正規化温度の判断によって、電磁弁の開閉を決定するため、本モデルでも同様の制御を取り入れた。本報告では、各温度測定点(2.5m,47.5m)における実験結果とシミュレーション結果を比較し、温度応答と応答波形により構築モデルの精度を検証する。

#### 3.3 実験とシミュレーションの比較

熱パケット搬送実験により得られた温度応答結果と物理モデリングツールによる数値シミュレーション結果の比較を行う。2.5m,47.5m地点における実験による温度応答結果(点線)とツールによる数値シミュレーション値(実線)の比較をFigure.7,8に示す。

シミュレーションと実験結果との比較より、各温度測定点における温度応答は概ね一致しており、ツール上で構築した熱パケット搬送システムは実験結果を再現可能であると考えられる。

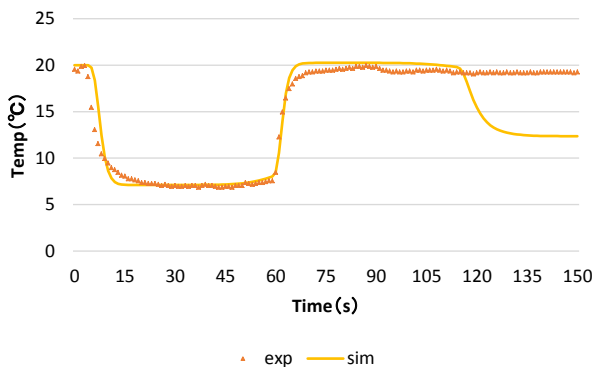


Figure.7 Temperature Response (2.5m)

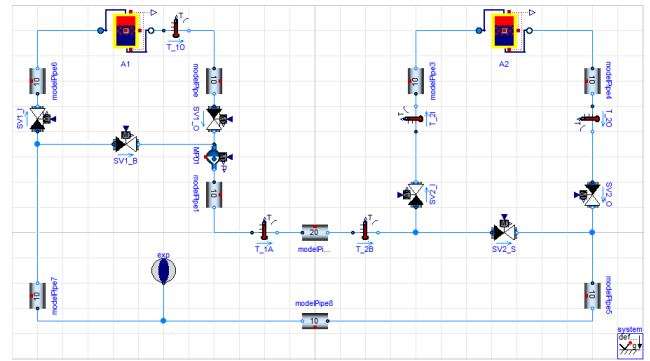


Figure.6 Thermal Packet Transportation System (Dymola)

Table.1 Physicality Value (Small-scale)

		Pipe	Insulation
material		Copper	AEROFLEX
diameter	mm	11.4	—
thickness	mm	0.65	33
Specific Heat	kJ/kgK	0.379	0.0706
Density	kg/m <sup>3</sup>	8940	48
Thermal Conductivity	W/mK	403	0.035

Table.2 Experiment Condition

T <sub>in</sub>	T <sub>env</sub>	T*	Pipe Length	Q <sub>pac,in</sub>
°C	°C	—	m	kJ
6.85	20	0.5	50	465.5

$$T^* = \frac{T - T_{env}}{T_{in} - T_{env}} \quad \text{Equation.1}$$

T*	: Dimensionless Temperature	(-)
T	: Measured Temperature	(°C)
T <sub>in</sub>	: Initial Packet Temperature	(°C)
T <sub>env</sub>	: Ambient Temperature	(°C)

$$Q_{pac,in} = (c\rho)_w V (T_{in} - T_{env}) \quad \text{Equation.2}$$

Q <sub>pac,in</sub>	: Packet Heat Quantity	(kJ)
(cρ) <sub>w</sub>	: Specific Heat of Water	(kJ/Km <sup>3</sup> )
V	: Packet Volume	(m <sup>3</sup> )

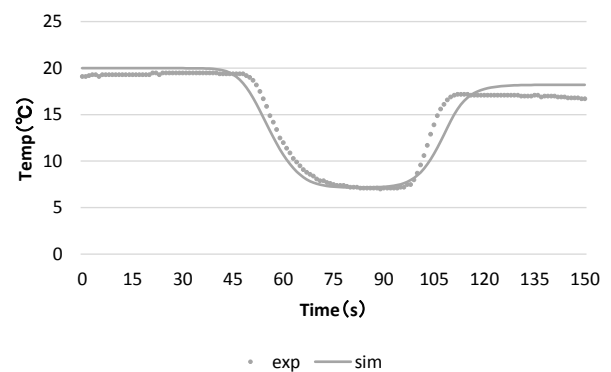


Figure.8 Temperature Response (47.5m)

続いて、2.5m,47.5m 地点における温度応答波形を比較し、熱容量を考慮した自作配管モデルの精度を検証する。なお、各温度測定点における応答波形を Equation.1 により正規化し、Figure.9,10 に示す。ここで、熱パケット先端部に着目すると、各測定点における RMSE はそれぞれ 0.06 と 0.04 であることから、応答波形は概ね一致していると考えられる。したがって、熱容量を考慮した自作配管モデルにより温度応答波形を正確に表現することを確認した。

### 3.4 実環境を想定した熱パケット搬送システム

3.1～3.3 より、蓄熱槽を利用した熱パケット搬送システムはツール上における構築モデルにより再現可能であることを確認した。そこで、構築モデルを使用して、先の小型模型実験設備に加えて、実環境を想定した熱パケット搬送についてシミュレーションを行い、蓄熱槽における温度より算出する搬送効率の観点から、蓄熱槽と配管の形状が熱パケット搬送に与える影響を考察する。

小型模型実験設備及び実環境を想定したモデルにおける蓄熱槽と配管の形状を Table.3 に示す。ここで、実環境における蓄熱槽及び配管径の大きさは、1000kW の負荷を温度差 5℃ で 1 時間利用する想定で設定した。

先に述べたように、蓄熱槽と配管の形状による影響を確認するため、シミュレーションの初期条件は 3.2 の Table.2 値を使用し、蓄熱槽と配管のスケールを変更して数値シミュレーションを行った。また、蓄熱槽はピストン状に熱パケットが流入し、上下混合のないモデルを使用している。本報告では、蓄熱槽を高さ方向に 20 分割し、各成層の温度より Equation.3 で定義された搬送効率  $R$  を算出する。小型模型実験設備及び実環境を想定したモデルの搬送効率  $R$  を Figure.11 に示す。

$$R = Q_{pac} / Q_{pac\_in} \quad \text{Equation.3}$$

$$Q_{pac} = (c\rho)_w V (T - T_{env}) \quad \text{Equation.4}$$

Table.3 Physicality Value (Full-scale)

		full-scale		small-scale
		Pipe	Tank	
material		SUS	Acrylic	
diameter	mm	84.9	-	-
thickness	mm	4.2	0.05	
Specific Heat	kJ/kgK	0.59	1.46	
Density	kg/m³	7930	1200	
Thermal Conductivity	W/mK	16.7	-	-
Volume	m³	-	18	0.0070
Height	m	-	7	0.55

【あとがき】本研究は、平成 26 年度環境省地球温暖化対策技術開発・実証研究事業「既存熱源・電源を自立・分散型エネルギー化し鉄道網を利用した地域融通エネルギーシステムの開発」(代表：中尾正喜)の一環で行ったものである。

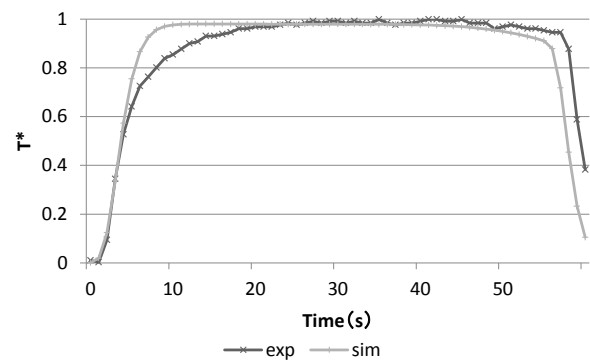


Figure.9 Response Shape (2.5m)

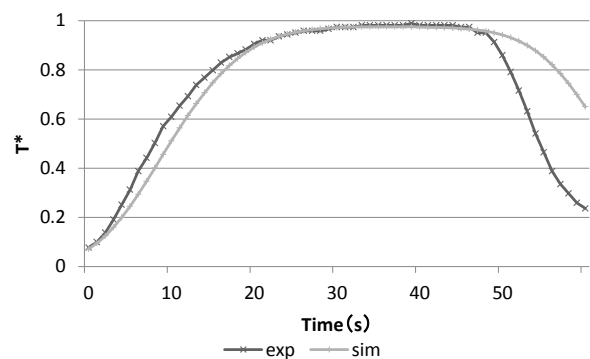


Figure.10 Response Shape (47.5m)

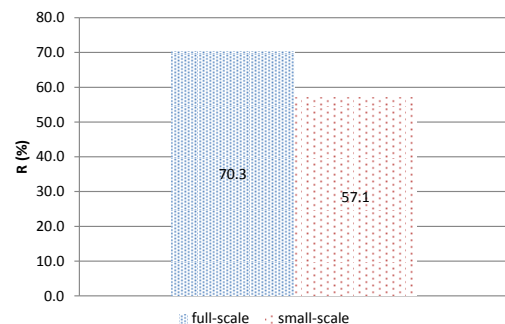


Figure.11 Transportation Efficiency

Figure.11 に示すように、実環境を想定した熱パケット搬送では搬送効率が上昇することが確認できた。理由として、熱パケットに対する蓄熱槽と配管水の熱容量の比が相対的に小さくなったことが考えられる。

### 4. まとめ

(1) 小型模型実験設備を表現した熱パケット搬送システムモデルを構築し、制御系統および熱パケットの形状を表現可能であることを確認した。

(2) 実環境を想定した数値シミュレーションを行い、配管や蓄熱槽が大きくなると搬送効率が上昇することを確認した。

### 【参考文献】

1) 浅田雄樹ほか, 冷・温水の熱パケット搬送における管路熱損失の検討(第2報) 模型設備による熱パケット搬送実験, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2014 年 3 月

## 都市型病院の室内環境・エネルギー性能の検証・評価

### (第3報) 熱源性能の継続的評価と地中熱ヒートポンプチラーの性能検証

## Verification and Evaluation of Indoor Environment and Energy Performance in Urban Hospital

### Part 3: Continuous Evaluation of Heating and Cooling System Performance and Verification of Ground Source Heat Pump System Performance

○高橋 直樹 (日建設計総合研究所)

一谷 匡陸 (関西電力)

丹羽 英治 (日建設計総合研究所)

田中 英紀 (名古屋大学)

藤川 慈久 (名古屋市立大学)

林 英人 (関西電力)

熊田 瑤子 (関西電力)

進藤 宏行 (日建設計総合研究所)

尹 奎英 (名古屋市立大学)

Naoki TAKAHASHI\*<sup>1</sup> Hideto HAYASHI\*<sup>2</sup> Kyohei ICHITANI\*<sup>2</sup> Yoko KUMATA\*<sup>2</sup> Hideharu NIWA\*<sup>1</sup>

Hiroyuki SHINDO\*<sup>1</sup> Hideki TANAKA\*<sup>3</sup> Yoon Gyuyoung\*<sup>4</sup> Yoshihisa FUJIKAWA\*<sup>4</sup>

\*<sup>1</sup> NIKKEN SEKKEI Research Institute \*<sup>2</sup> The Kansai Electric Power Co., Inc.

\*<sup>3</sup> Nagoya University \*<sup>4</sup> Nagoya City University.

This study aims at the energy conservation of K hospital in Osaka, which is planned to reduce environmental load and enrich the quality of cure environment. This paper shows the results of operating situation and performance of the heating and cooling system after the completion of the building, and also reports results of optimum operation and operating situation of ground source heat pump system in the summer.

#### はじめに

本研究は、次世代の都市型病院を目指した K 病院を対象に、様々なデータを計測・分析して検証・評価を行い、運用段階における建物の省エネルギー化を推進することを目的としている。

本報では、竣工以降の主要熱源機器の運転状況分析、および LCEM ツールを利用した運転性能検証結果について報告する。また合わせて、地中熱ヒートポンプチラーの最適運転検討結果および夏季運転状況分析の結果を報告する。

#### 1. 熱源システムの概要

K 病院では、高層部分となる病棟ゾーン (9~17F) は、外気処理も含めて空冷パッケージエアコンを利用した個別分散熱源方式とし、低層の診察ゾーン (B1~6F) は中央熱源方式を採用している。

Tab.1 および Fig.1 に、中央熱源方式の熱源機器リストおよび熱源系統図を示す。冷温水用熱源として、空冷ヒートポンプチラー (AHP) と地中熱ヒートポンプチラー (WHP)、冷水専用熱源としてインバータスクリーチラー (SR) で構成されている。地下ピットを利用した冷温水蓄熱槽 (CH-T, 1,100m<sup>3</sup>) により、AHP および WHP の冷水あるいは温水を蓄熱する。

基本的な熱源稼働として、夏季冷房では、SR をベース機として運転しつつ、AHP が冷水蓄熱運転を行い、HEX

により冷水放熱する。冬季暖房では、AHP が温水蓄熱運転を行い、HEX により温水放熱を行う。

Table.1 List of heat source equipment

No.		Cooling	Heating	Unit
AHP-601	Thermal storage	420 kW	308 kW	1set
	Non-storage	447 kW	309 kW	
AHP-602	Thermal storage	837 kW	656 kW	1set
	Non-storage	893 kW	659 kW	
SR-B101		520 kW	-	1
WHP-B101		39 kW	45 kW	1
HEX-B101		408 kW	338 kW	1
HEX-B102		816 kW	675 kW	1
HEX-B103		1,300 kW	1,300 kW	2
CH-T		1,100m <sup>3</sup>		1

AHP: Air source heat pump chiller

SR: Water source screw chiller

WHP: Ground source heat pump chiller

HEX: Heat exchanger

CH-T: Chilled and hot water tank

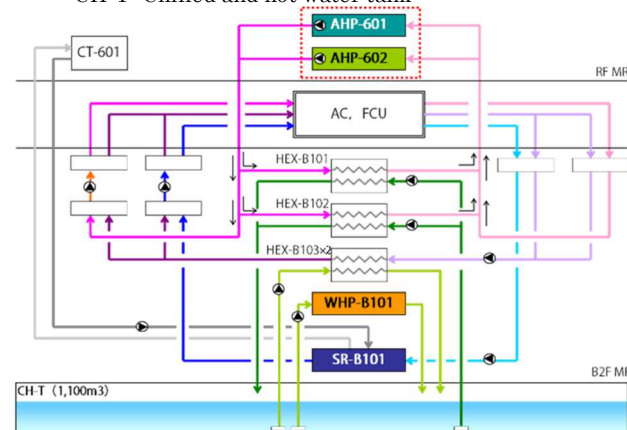


Figure.1 Heating and cooling system diagram



## 2. 熱源機器の運転状況と性能検証

### 2.1 熱源機器の運転状況

Fig.2 に竣工後の月別生成熱量と平均外気温度の推移を示す。1年目（2013年5月～）と2年目（2014年5月～2015年1月）を比較すると、2年目の冷熱負荷が減少していることがわかる。これは、様々な省エネへの取り組みと夏季の外気温度の低下が原因と考えられる。また、1月データまでだが、冬季の温熱負荷の減少も確認できた。

### 2.2 熱源機器の運転実績

Fig.3 に竣工後の月別平均の熱源単体 COP の推移を示す。SR については、2年目の中間期や冬季の COP が大幅に向上していることがわかる。これは省エネへの取り組みとして、冷水供給温度の適正化と冷却水設定値の最適運用の効果と考えられる。一方、AHP については、冷房及び暖房運転とも1・2年目における COP の違いは見られなかった。Fig.4 に2014年8月における冷房システム COP の時刻別推移を示す。生成熱量および電力消費量（一次・冷却水・蓄放熱ポンプ、冷却塔を含む）による期間平均冷房システム COP は3.30（参考：2013年8月3.26）であった。Fig.5 に2015年1月における暖房システム COP の時刻別推移を示す。生成熱量および電力消費量（一次・蓄放熱ポンプを含む）による期間平均暖房システム COP は2.58（参考：2014年1月2.48）であった。

### 2.3 LCEMシミュレーションによる熱源性能検証

冷温熱生成の主要熱源機器である AHP-602 について、実運転データと LCEM シミュレーション結果とを比較することにより、熱源単体性能の検証を行った。ここでは負荷率と熱源単体 COP の関係を比較することとし、Fig.6 に2014年8月、Fig.7 に2015年1月の結果を示す。ここで負荷率（%）は、生成熱量（kW）／外気条件による定格出力（kW）と定義した。熱源単体 COP について、実運転とシミュレーション結果では、8月は3.29と3.73、1月は3.07と3.35の関係となっており、昨年の結果と同様に差がみられた。これは、複数モジュールによる台数運転制御、デフロスト運転（冬季暖房時）等の影響と考えられる。

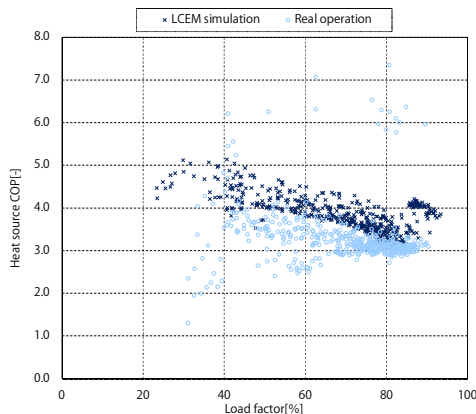


Figure.6 Load factor and heat source COP(AHP-602 Cooling)

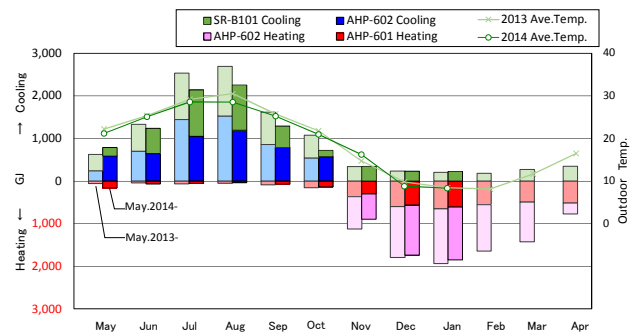


Figure.2 Product heat amount and outdoor temp. each month

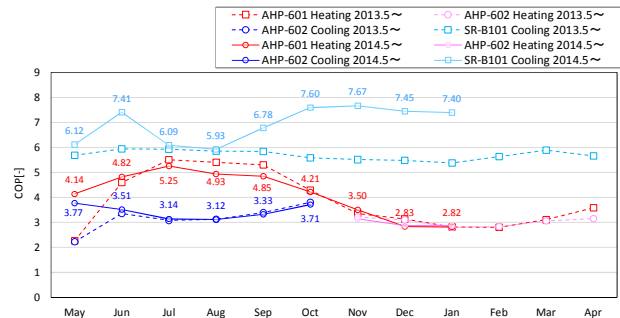


Figure.3 Heat source COP each month

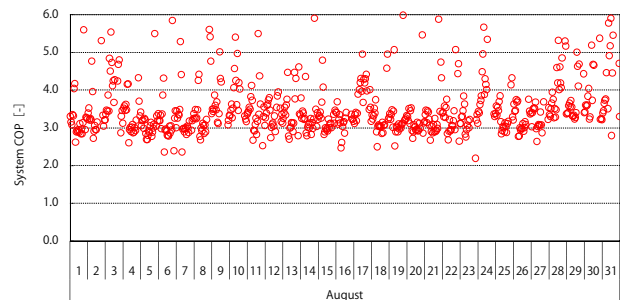


Figure.4 Cooling system COP every time (Aug. 2014)

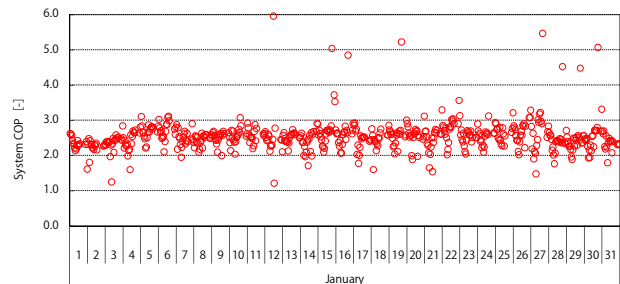


Figure.5 Heating system COP every time (Jan. 2015)

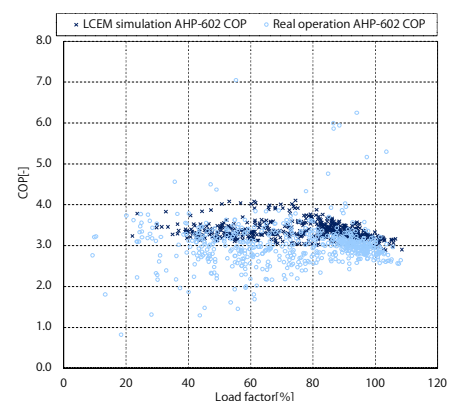


Figure.7 Load factor and heat source COP(AHP-602 Heating)

### 3. 地中熱ヒートポンプチャラーの最適運転検討

#### 3.1 シミュレーションの前提条件と運転パターン

Fig.8 に地中熱利用システムの系統図を示す。K 病院では地中熱利用システム（WHP-B101）としてボアホール型、SMW 利用および杭基礎利用の 3 方式の熱交換器を併用している。

地中熱利用システムを長期的に運用するにあたり、LCEM ツールを利用したシミュレーションにより最適運転設定の検討を行った。Tab.2 にシミュレーションの前提条件、Tab.3 に運転パターンを示す。一週間の運転スケジュール 3 パターン、一日の運転時間 3 パターンの組み合わせにより、ケーススタディを行った。なお、地中熱利用システムの運転時間が最長となる運転パターンをベースとし、ケースにより運転時間が短いために賄えない負荷については、AHP により処理するものとした。AHP のシステム COP は、2013 年の運転実績より冷房 2.66、暖房 2.48 と設定した。

#### 3.2 最適運転検討結果

Fig.9 にケーススタディによる最適運転検討結果を示す。参考として、AHP のみで処理した場合も含めた。冷暖房期間のシステム COP をみると、暖房では Case.A(2) が 2.92、冷房では Case.B(3) が 3.03 と最も高い値を示した。しかし、それ以外の複数ケースも同程度の数値を示していることがわかる。冷暖房を合わせた年間のシステム COP では、Case.B(2)（土日運転停止、8 時間/日）が 2.89 で最も良い結果となり、最適な運転設定であることが判明した。

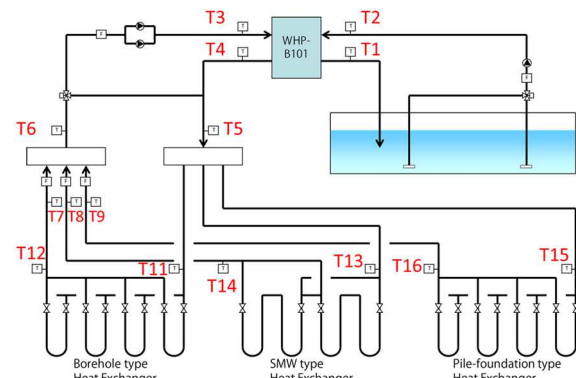


Figure.8 Underground heat source system diagram

Table.2 Precondition of simulation

Flow rate	Cooling	Heating
Heat source water	145.3 L/min	106.0 L/min
Borehole type	58.1 L/min	42.4 L/min
SMW type	8.7 L/min	6.4 L/min
Pile-foundation type	78.5 L/min	57.2 L/min
Cooling and heating water	96.5 L/min	96.5 L/min

Table.3 Operating pattern of simulation

Case	Operating schedule	Daily operating time(h/d)	Operating period		Yearly operating time(h/y)
			Cooling	Heating	
A	(1)	10	May-Oct.	Nov.-Apr.	3,266
	(2)	8			2,802
	(3)	6			2,184
B	(1)	10			2,512
	(2)	8			2,072
	(3)	6			1,554
C	(1)	10			2,080
	(2)	8			1,664
	(3)	6			1,248

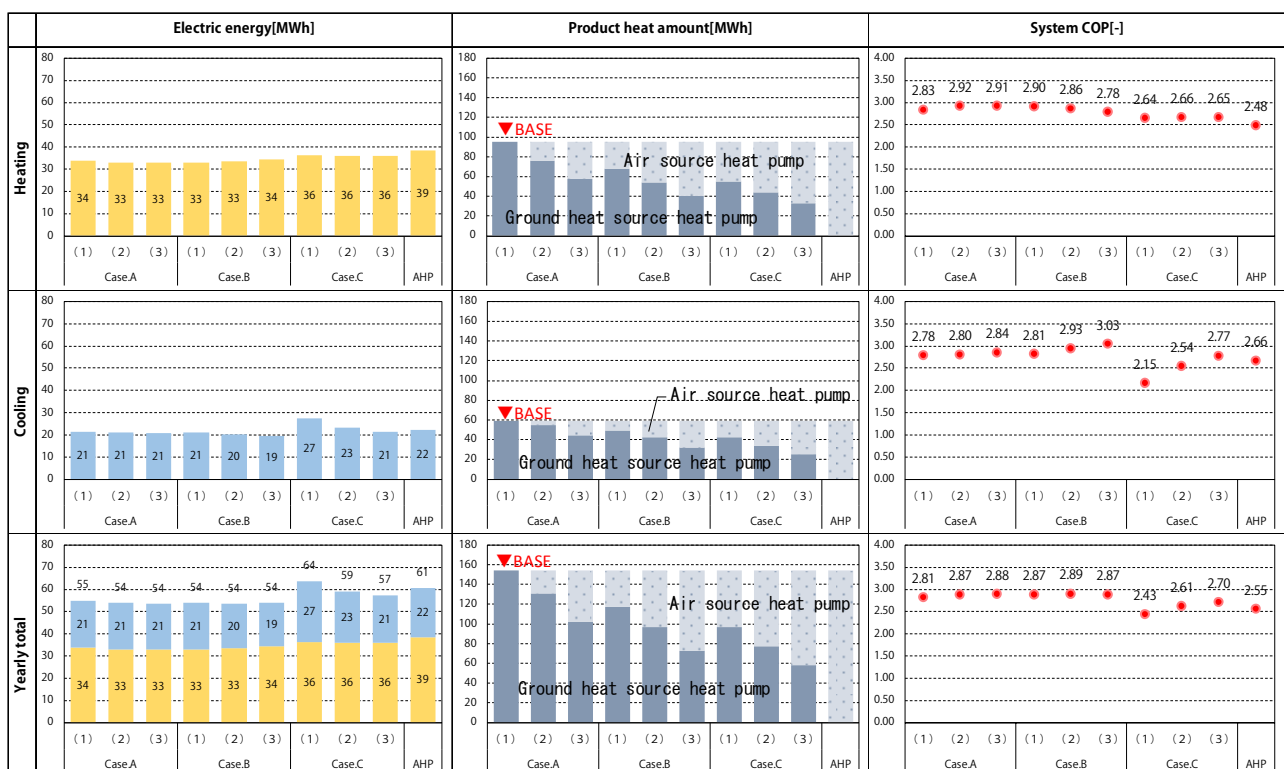


Figure.9 Simulation results about the optimum operation

#### 4. 地中熱ヒートポンプチラーの夏季運転性能検証

##### 4.1 夏季運転条件

評価対象期間は、2014年6月23日から10月20日まで18週とした。現地の熱源運転状況を考慮し、運転時間は平日の11:00～17:00の6時間とした。これは先の最適運転検討におけるCase.B(3)（システムCOPは2.87）に相当する。3種類の地中熱交換器の熱源水量バランスは期間中一定とし、2013年の運転実績より多くの採熱が期待できる杭基礎システムが最も大きくなるように設定した。

##### 4.2 夏季運転実績

Tab.4 に運転期間中の代表週の熱源水温度等の平均値を示す。熱源機及び各熱交換器の出入口温度は、週を追うごとに温度上昇がみられた。18週の運転では、ボアホール系統で3℃、SMW系統で2.7℃、杭基礎系統で4.4℃、3系統をあわせた熱源機の入口では3.8℃の上昇となったが、WHPの熱源水温度の定格値（30℃）は下回った。また各熱交換器の出口温度は、ボアホール系統<杭基礎系統<SMW系統の順に高い値となった。

Tab.5 に期間中の代表週のCOP等の平均値、Fig.10 に週平均のCOP等の推移を示す。熱源水温度が上昇するのに伴いWHP単体のCOPは、4.27から3.93まで徐々に低下した。期間平均COPでは4.02である。

なお、実長あたりの期間平均採熱量はボアホールで52W/m、SMWで19W/m、杭基礎で181W/mであり、昨年と同様に杭基礎系統が最も高くなった。

##### 4.3 LCEMツールによる性能評価

WHPの熱源性能について、LCEMシミュレーションにより確認した。Fig.11 に代表期間における熱源水入口温度特性と部分負荷特性の関係を示す。電力量の実測結果は、熱源機器単体でLCEM結果に比べ+9.7%、補機を含むシステム電力量では+2.2%となっており、実運転がシミュレーション結果に概ね対応していることを確認した。但し、データの散布状況に差があるため、引き続きLCEMオブジェクトの検討を行うものとする。

#### 5. まとめと今後の展望

本報では、竣工以降の主要熱源機器の運転状況と運転性能検証結果、および地中熱ヒートポンプチラーの最適運転検討と夏季運転状況分析結果を報告した。

今後は、熱源システムの運用改善検討や地中熱利用システムの冬季の性能検証等を実施する予定である。

##### 【謝辞】

本研究では、(株) 関電エネルギーソリューションおよび工事関係者の皆様のご協力を頂きました。この場を借りて謝意を表します。

##### <参考文献>

- 1) 熊田・高橋他：都市型病院の室内環境・エネルギー性能の検証・評価（第1報～第2報），空調調和・衛生工学会近畿支部研究発表会論文集，2014.3
- 2) 熊田・迫藤・高橋他：次世代都市型病院の室内環境・エネルギー性能の検証・評価研究（第1報～第9報），空調調和・衛生工学会学術講演論文集，2013.9～2014.9

Table.4 Average temperature and flow rate of system

			1st week	8th week	13th week	18th week	period
Operating time		h	30	25	24	30	493
Average Temp.	Cooling and heating water	Output T1	6.9	7.9	8.0	8.6	8.0
		Input T2	13.0	13.2	13.2	13.9	13.2
		Difference	6.1	5.3	5.3	5.3	5.2
	Heat source water	Input T3	25.6	28.1	29.0	29.4	28.3
		Output T4	30.6	33.3	34.1	34.4	33.2
		Difference	5.0	5.1	5.1	5.1	5.0
Average flow rate	Heat exchanger	Borehole	25.9	27.9	28.6	28.9	28.0
		Difference	4.4	5.1	5.2	5.2	5.0
		SMW	27.1	29.5	30.1	29.8	29.4
		Difference	2.9	3.1	3.2	3.5	3.1
		Pile-foundation	25.3	28.2	29.2	29.7	28.3
		Difference	4.9	4.7	4.5	4.1	4.5
Average flow rate	Cooling and heating water	L/min	90.0	105.4	105.0	104.6	103.3
		Heat source water	143.4	139.9	143.6	143.5	140.6
		Heat exchanger	41.0	41.2	41.2	40.6	41.2
		Borehole	7.4	7.0	7.3	7.3	7.0
		SMW	93.1	92.3	93.1	92.4	92.5
		Pile-foundation					

Table.5 Average electric energy and COP

		1st week	8th week	13th week	18th week	period
Operating time	h	30	25	24	30	493
Product heat amount	kWh	1,147.3	971.0	923.1	1,153.4	18,520.8
Electric energy	kWh	305.7	272.2	266.1	332.5	5,250.9
Average COP	WHP	268.4	239.7	234.6	293.3	4,608.4
	Pumps	37.3	32.5	31.5	39.2	642.5
	PCH	19.5	16.1	15.7	9.3	286.3
	PCD	17.8	16.4	15.8	29.9	356.2
	Power ratio of PCH&PCD	%	12.2	11.9	11.8	12.2
	Heat pump chiller	-	4.27	4.05	3.93	4.02
Average COP	System	-	3.75	3.57	3.47	3.53
			100.0%	95.0%	92.4%	92.4%

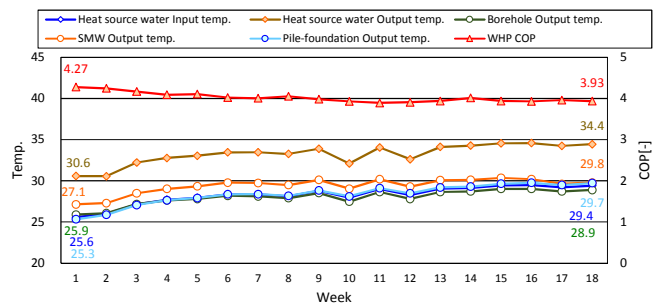


Figure.10 Change of heat source water temperature and COP

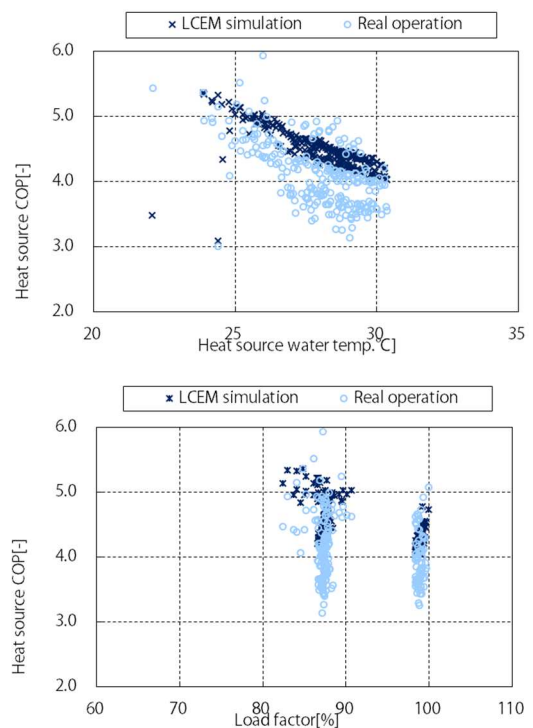


Figure.11 Relations of heat source water temperature, load factor and COP

# 都市型病院の室内環境・エネルギー性能の検証・評価 (第4報) I期運用時における水・エネルギー消費実績と評価

## Verification and Evaluation of Indoor Environment and Energy Performance in Urban Hospital Part 4: Water and Energy Consumption in the 1st Stage of Operation

○熊田 瑤子 (関西電力)

林 英人 (関西電力)

矢木 秀典 (関西電力エネルギーソリューション)

丹羽 英治 (日建設計総合研究所)

高橋 直樹 (日建設計総合研究所)

田中 宏昌 (日建設計)

田中 英紀 (名古屋大学)

Yoko KUMATA \*<sup>1</sup> Hideto HAYASHI \*<sup>1</sup> Hidenori YAGI \*<sup>2</sup> Hideharu NIWA \*<sup>3</sup> Naoki TAKAHASHI \*<sup>3</sup>

Hiromasa TANAKA \*<sup>4</sup> Hideki TANAKA \*<sup>5</sup>

\*<sup>1</sup> The Kansai Electric Power Co., Inc. \*<sup>2</sup> Kanden Energy Solution Co., Inc.

\*<sup>3</sup> NIKKEN SEKKEI Research Institute \*<sup>4</sup> Nikken Sekkei Ltd. \*<sup>5</sup> Nagoya University

This study aims at the energy conservation of K hospital in Osaka, which is planned to reduce environmental load and enrich the quality of cure environment. This paper shows the result of water and energy consumption of K hospital in the 1<sup>st</sup> stage of operation, using the actual operation data. Its energy was reduced by 26% from the conventional hospital benchmark.

### はじめに

K病院は、「地球環境への“負荷”を低減し、治療環境の“質”を向上させる都市型病院」をコンセプトに、旧病院から建替えが計画された<sup>1)</sup>。

本研究は、このK病院を対象に、様々なデータを計測・分析して検証・評価を行い、運用段階における建物の省エネルギー化を推進することを目的としている。前報<sup>2)</sup>では、K病院に採用された熱源システムの運転実績・評価を報告した。本報では、I期運用時の1年間(平成26年1月～平成26年12月)の水・エネルギー使用実績について報告する。

### 1. 施設概要

#### 1.1 建物概要

建築概要をTable.1に示す。旧病院と同敷地内での建替

Table.1 Summary of Building

Location	Osaka City
Site area	Approx. 9,700m <sup>2</sup>
Building footprint	Approx. 4,400m <sup>2</sup>
Total floor area	Approx. 40,200m <sup>2</sup> (1st Stage: Approx. 33,750m <sup>2</sup> )
Stories	2 floors in under ground, 18 floors on the ground and 1 Penthouse
Structure	Reinforced Concrete, partial Steel Construction Seismically Isolated Structure
Number of beds	400 beds

えのため、工事はI期とII期に分かれており、平成25年5月にI期部分が開院した。II期部分も含めた全体開院は平成27年夏を予定している。

#### 1.2 エネルギー計測概要

K病院では、設備機器の監視、制御、計測、記録を行う中央監視設備の他、約4,000点の計測ポイントを持つBEMSを導入している。本報では、BEMSから得られた平成26年1月～平成26年12月のデータを用いて、部門別、用途別に水・エネルギー使用状況の分析を行った。Table.2に、部門別の主な箇所と該当階を示す。

Table.2 Division and Corresponding Floors

Div.	Ward	Outpatient div.	Central consultation div.	Supply div.	Management div.	Kitchen	Common-use space
e.g.	Sickroom ICU	Waiting room Consultation room	Radiology Operation	Pharmacy Disposal	Medical adm. Kitchen for staff	Kitchen for inpatient	Elevator Mechanical room
18F							○
9-17F	○						○
8F					○		○
7F					○		○
6F			○				○
5F	○		○				○
4F			○	○	○	○	○
3F		○	○				○
2F		○	○				○
1F		○	○				○
B1F			○	○			○
B2F							○
Area ratio	42%	9%	20%	4%	11%	2%	12%



## 2. 水使用実績

### 2.1 水使用原単位

本病院で使用する水は市水からの供給の他、雨水、空調・加湿ドレン等を雑用水の一部に再利用している。上水・雑用水・冷却塔補給水に大別した市水と再利用水の原単位を Table.3 に示す。市水受水量の平均値は  $187\text{L}/\text{m}^2 \cdot \text{月}$ 、1 床 1 日あたりの平均市水受水量は  $515\text{L}/\text{床} \cdot \text{日}$  であった。また、再利用水を含めた使用量は、平均値が  $211\text{L}/\text{m}^2 \cdot \text{月}$ 、1 床 1 日あたりの平均が  $585\text{L}/\text{床} \cdot \text{日}$  であった。近年の総合病院<sup>3)</sup>における平均値  $750\text{L}/\text{床} \cdot \text{日}$  に対して、本病院は再利用水を含めた使用量で 22% 小さい値であった。

### 2.2 上水使用実績

部門別の上水使用量の月毎の推移を Fig.1 に、年間平均の割合を Fig.2 に示す。ここで、各部門の給湯・加湿の用途に使用される上水量は部門別と区別して分析した。

Fig.2 より、厨房に使用される水量が 24% と最も大きく、次いで病棟・給湯が 21% であった。また、冬期には加湿の用途に使用される上水量が多く、年間で合計 12% を占めていた。

月毎の入院患者数と入院患者数あたりの病棟の上水使用量を Fig.3 に示す。7～9 月の使用量が他の月と比べて使用量が多いのは、季節的にシャワーを浴びる回数が多かったことが影響していると推測される。

### 2.3 雑用水使用実績

雑用水使用量の月毎の推移を Fig.4 に示す。雑用水の補給元の構成比は月によりばらつきが大きい。7・8 月、12～4 月に再利用水の量が多いのは、それぞれ空調、加湿ドレンの量が多いためと推測される。また、夏期は運転高効率化を目的に空冷ヒートポンプへの散水を行うため、8 月はその水の回収量が多かったと考えられる。なお、再利用水の利用は年間平均で約半分を占めていた。

Table.3 Water usage

		Jan.	Feb.	March	April	May	June	July	Aug.	Sept.	Oct.	Nov.	Dec.	Total	Average
City water	Potable water	149.1	152.5	159.6	156.5	132.8	130.4	144.1	143.5	131.7	138.7	150.7	175.5	1,765.2	146.9
	Non-potable water	16.6	17.6	18.5	21.5	34.8	37.8	25.3	11.2	40.4	38.8	26.3	21.4	310.1	26.7
	Make-up water for cooling tower	8.1	6.8	11.0	11.0	6.1	11.3	29.7	31.8	9.9	4.6	11.0	11.1	152.4	13.1
	Subtotal	173.7	176.9	189.1	189.1	173.8	179.5	199.0	186.5	182.0	182.1	187.9	208.0	2,227.7	186.7
Recycled water		31.3	28.8	31.0	27.7	16.8	14.4	29.7	39.8	10.1	17.1	25.6	29.6	301.9	24.6
Total		205.1	205.7	220.1	216.8	190.6	193.9	228.8	226.4	192.0	199.2	213.5	237.6	2,529.6	211.3

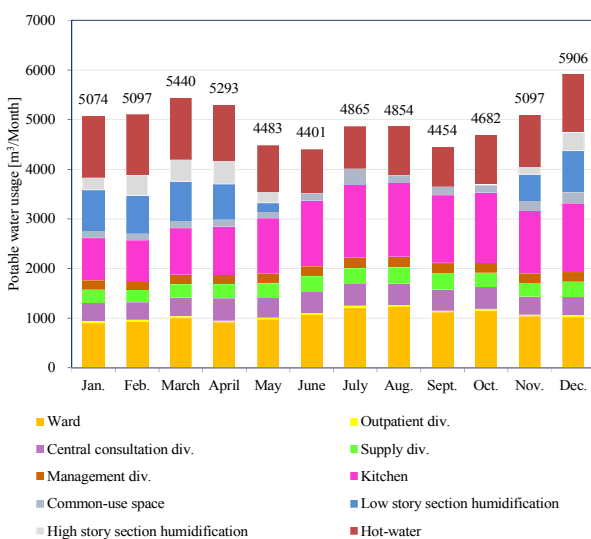


Fig.1 Divisional potable water usage

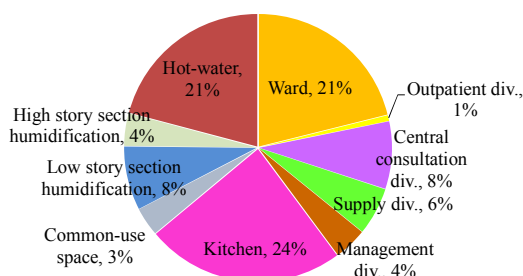


Fig.2 Annual ratio of potable water usage

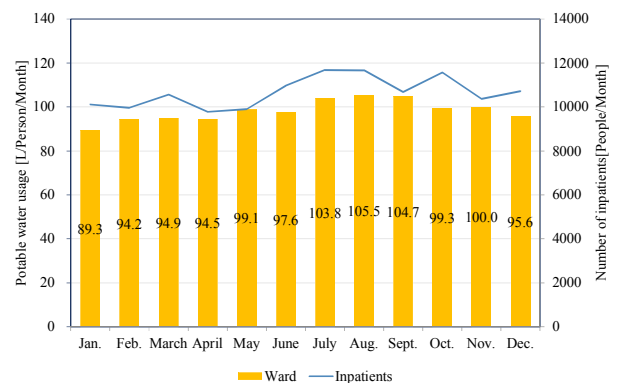


Fig.3 Number of inpatients and potable water usage per inpatient

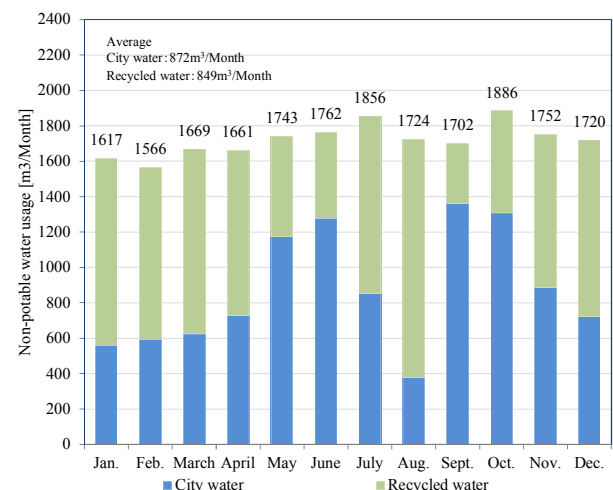


Fig.4 Non-potable water usage

## 2.4 給湯使用実績

給湯使用量の月毎の推移を Fig.5 に示す。ここでは、病棟、厨房、その他の3部門に分けて分析した。病棟の使用量は冬期に多く年間平均で47%を占めていた。厨房の使用量は30%であった。また、1床1日あたりの給湯使用量原単位は、86L/床・日であった。

## 3. エネルギー使用実績

### 3.1 電力量・デマンド実績

電力量・デマンドの月毎の推移を Fig.6 に示す。夏期と冬期に電力量・デマンドともに大きい値となっているが、最大値となったのは夏期の7月であった。全体の電力量に占める夜間電力量の割合は年間平均で38%であり、季節による差は小さかった。

### 3.2 用途別電力消費実績

用途別電力消費量の月毎の推移を Fig.7 に、年間平均を Fig.8 に示す。季節による変動は、熱源空調が大きく、その他の用途では小さいことがわかる。Fig.8 より、年間の用途別消費電力量の割合では、熱源空調が39%と最も大きく、次いで照明・コンセントが30%であった。なお、

コンセントには、病室のルームエアコン約130台の消費電力量も含まれている。

### 3.3 ピーク日の用途別電力消費実績

年間の最大デマンドが発生した7/25の1時間毎の用途別電力消費量の推移を Fig.9 に示す。一日の電力消費量の49%を占める空調熱源は14時に、26%を占める照明・コンセントは9時に、8%を占める衛生設備は1時に最大値を記録した。なお、デマンドの2040kWは、16時と17時に発生していた。

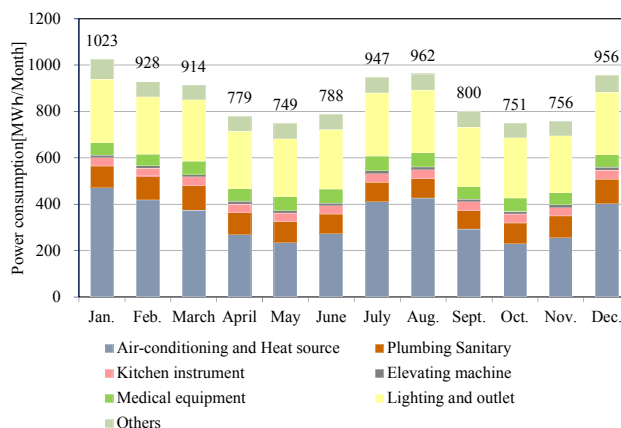


Fig.7 Power consumption classified by use

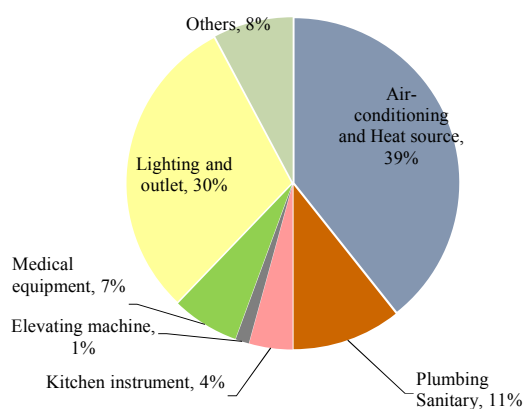


Fig.8 Annual ratio of power consumption classified by use

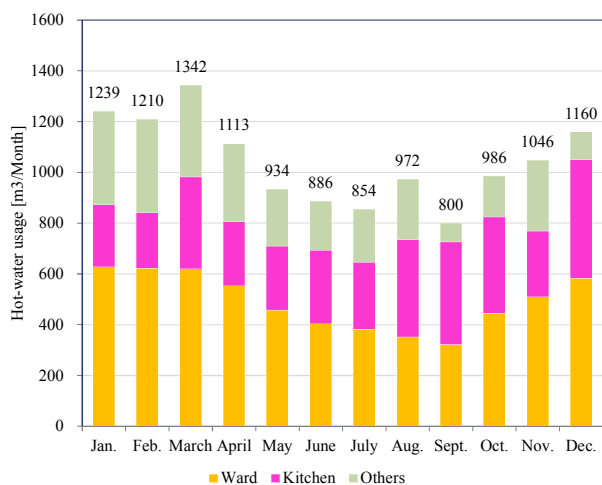


Fig.5 Hot-water usage

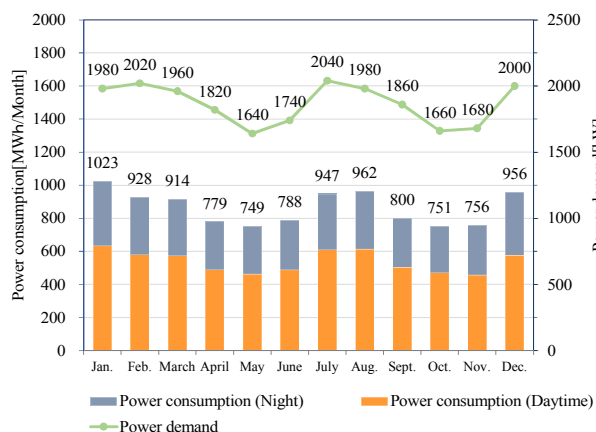


Fig.6 Power consumption and power demand

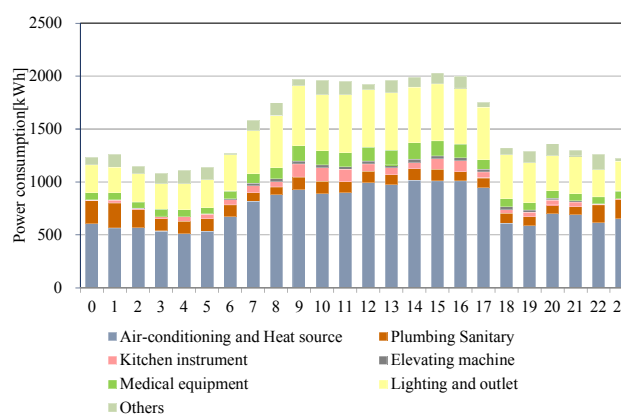


Fig.9 Power consumption of 25<sup>th</sup> July

### 3.4 部門別電力消費実績

部門別電力消費量の月毎の推移を Fig.10 に示す。各月の部門別の構成比は大きくは変わらず、中央診療と病棟の割合が大きい。また、中央診療と病棟は季節変動が他の部門と比べて大きく、全体の電力消費量の月毎の変動の主要因となっている。

年間の部門別電力消費量の割合を Fig.11 に示す。ここでは、Fig.10 の放・医療機器のデータは中央診療に含めて集計を行った。大規模病院の部門別エネルギー構成比の調査結果<sup>4)</sup>と比較すると、概ね各部門の割合は同傾向であったが、病棟の電力消費量が小さいことがわかる。これは、病棟に個別分散型空調を採用したことによる、空調不要室の停止等の運転最小化、搬送動力の低減が要因として考えられる。

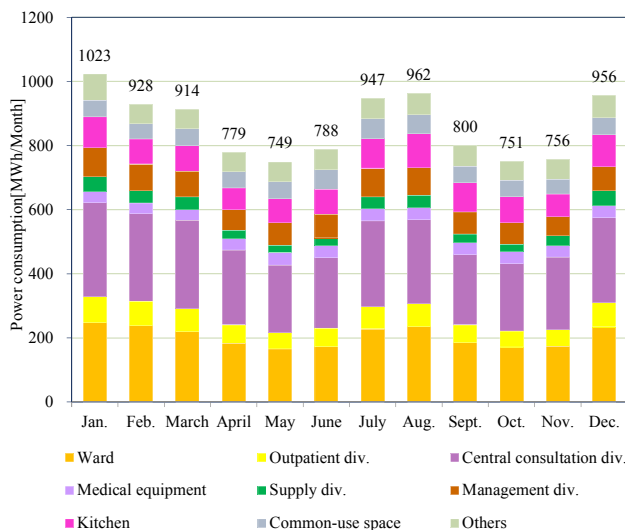


Fig.10 Divisional power consumption

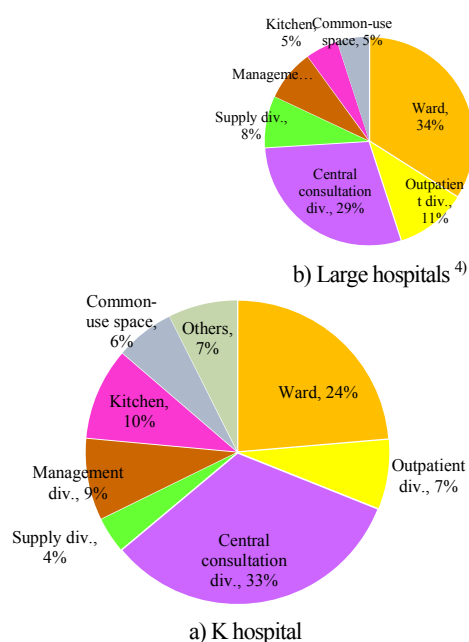


Fig.11 Annual ratio of divisional power consumption

### 3.5 年間一次エネルギー原単位

Fig.12 に、年間一次エネルギー原単位を示す。ここで、一次エネルギーの換算係数は、電力(昼):9.97 (MJ/kWh)、電力(夜):9.28 (MJ/kWh)を用いた。I 期部分のみ運用の条件のデータではあるが、従来型の大規模病院<sup>5)</sup>に対して 26%減、設計時の目標値に対して 7%減であった。今後、II 期部分の完成後には駐車場等のエネルギー使用量が小さい用途の面積が増加するため、原単位が小さくなることが予想されるが、運用における省エネルギーを実践することにより、更なる省エネルギーを目指す。

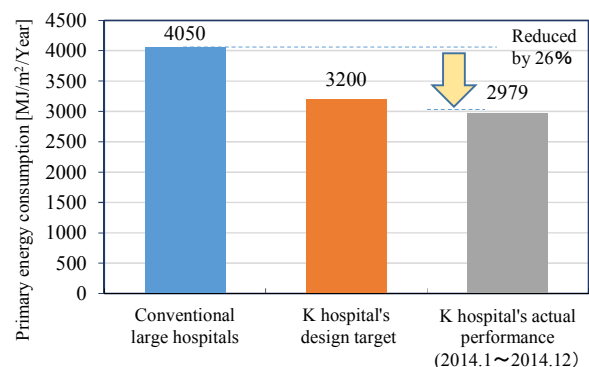


Fig.12 Primary energy consumption

## 4. まとめ

本報では K 病院の I 期運用時の 1 年間の水・エネルギー使用実績について報告した。

- 平均市水受水量は 515L/床・日、再利用水を含めた使用量は 585L/床・日であり、近年の総合病院における平均値 750 L/床・日に対して、再利用水を含めた使用量で 22%小さい値であった。また、雑用水のうち半分は再利用水を有効利用していた。
- 年間一次エネルギー原単位は、2,979MJ/m²・年で、従来型の大規模病院に対して 26%減であった。

今後も K 病院の省エネルギー化を目的に、実運転データを用いて、室内環境・エネルギー性能の検証・評価を継続的に行う予定である。

## 参考文献

- 熊田他：都市型病院の室内環境・エネルギー性能の検証・評価（第 1 報），空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，2014.3
- 高橋他：都市型病院の室内環境・エネルギー性能の検証・評価（第 3 報），空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，2015.3（予定）
- （社）日本医療福祉設備協会：病院設備設計ガイドライン（衛生設備編）HEAS-03-2011
- （財）省エネルギーセンター：病院の省エネルギーポイント
- （財）省エネルギーセンター：平成 15 年度ビルの省エネルギー使用に係る実態調査

# 高粘度流下液膜を用いた横型流下液膜式熱交換器に関する実験

## Experiment on horizontal falling-film heat exchanger using high viscosity falling-film

○北野 宏貴 (大阪市立大学) 西岡 真稔 (大阪市立大学)  
 中尾 正喜 (大阪市立大学) ファーナム クレイグ (大阪市立大学)  
 鍋島 美奈子 (大阪市立大学) 野間 晶紀 (メタル・テクノ)  
 Hiroki KITANO\*<sup>1</sup> Masatoshi NISHIOKA\*<sup>1</sup> Masaki NAKAO\*<sup>1</sup>  
 Farnham CRAIG\*<sup>1</sup> Minako NABESHIMA\*<sup>1</sup> Masaki NOMA\*<sup>2</sup>  
 \*<sup>1</sup> Osaka City University \*<sup>2</sup> Metal Techno Co.Ltd

It's needed to maintain digestion tank 55°C in digestion process of digestive sludge. Digestive sludge has high viscosity, so its property has been never cleared. In this study, we experiment using water and two viscosity alginic acid Na, evaluate over-all heat transfer and heat-transfer coefficient from the falling-film. Over-all heat transfer is high as rate of flow is large and viscosity is low. We compared experimental value with estimate value of heat-transfer coefficient from the falling-film. Experimental value was pretty different from estimate value because inside heat resistance is very larger than outside.

### 1 はじめに

下水処理場での汚泥の消化処理工程において消化槽内を投入汚泥より高温(高温消化では 55°C)に維持する必要がある。排出される汚泥から熱回収を行う熱交換器にはスパイラル式熱交換器を用いることが多いが、本研究ではメンテナンスが容易で動力消費が少ない横型流下液膜式熱交換器(以下、熱交換器とする)の適用を試みる。

消化汚泥は水と比較して高粘度の流体であり、熱交換器に流下させたときの特性は明らかになっていない。そこで、本報告では消化汚泥の粘度を想定したアルギン酸 Na 水溶液を流下させる実験を行い、高粘度液膜による熱交換性能を評価する。

### 2 実験概要

#### 2.1 横型流下液膜式熱交換器

本研究で用いる熱交換器の熱交換パネル立面図と伝熱管及び伝熱管に付属しているプレートの断面図を Figure 1 に示す。プレートは伝熱管の外側を流下する液膜を伝熱管に沿わせる働きをする。伝熱管の材質は熱伝導率 16.3W/(mK)の SUS, 伝熱管本数は 24 本, 管外表面の伝熱面積はプレートを含まない伝熱管表面積の総和と定義して 1.628m<sup>2</sup>である。伝熱管内に低温流体を通し、熱交換器の下部から入れて上部から出す。高温流体は上部から入れて伝熱管外表面を流下し、下部から排出し、2 流体間で熱交換する仕組みである。

#### 2.2 実験装置

本研究における実験装置の概略図と実験の測定項目を Figure 2 と Table 1 に示す。熱交換器から流出した液膜を流量調整水槽に流入し、ポンプで熱供給水槽へと搬送し、加熱する。

Estimated formula of heat-transfer coefficient from the liquid film side

Formula of Hofmann	
$h_f = 0.205 \left[ \frac{m^{0.38}}{D_o^{0.535}} \right] \left[ \frac{3.4 C_h^{0.535} \rho_h^{0.31} k_h^{0.46}}{(\mu_h / g)^{0.155}} \right]$	(1)

Formula of Jacobi	
Droplet	
Mode	$Nu = 0.113 Re^{0.85} Pr^{0.85} \left( \frac{\rho_h^2 g D_o^3}{\mu_h^2} \right)^{-0.27} \left( \frac{s}{D_o} \right)^{0.04}$ (2)
Jet	
Mode	$Nu = 1.378 Re^{0.42} Pr^{0.26} \left( \frac{\rho_h^2 g D_o^3}{\mu_h^2} \right)^{-0.23} \left( \frac{s}{D_o} \right)^{0.08}$ (3)
Sheet	
Mode	$Nu = 1.378 Re^{0.28} Pr^{0.14} \left( \frac{\rho_h^2 g D_o^3}{\mu_h^2} \right)^{-0.20} \left( \frac{s}{D_o} \right)^{0.07}$ (4)
$h_f = Nuk_h \left( \frac{v^2}{g} \right)^{1/3}$	
(5)	

Symbol about formula (1)

$h_f$ : Heat-transfer coefficient from the falling-film side [kcal/(m<sup>2</sup>hK)],  $m$ : Flow rate of the unit width(one side)[kg/(mh)],  $D_o$ : Outside diameter of heat transfer pipe[m],  $C_h$ : Specific heat of the falling-film [kcal/(kgK)],  $\mu_h$ : Viscosity of the falling-film [kg/(mh)],  $\rho_h$ : Density of the falling-film [kg/m<sup>3</sup>],  $k_h$ : Rate of conduction of heat of the falling-film [kcal/(mhK)],  $g$ : Gravity acceleration [m/h<sup>2</sup>]

Symbol about formula (2)~(5)

$Nu$ : Nusselt number[-],  $Re$ : Reynolds number[-],  $Pr$ : Prandtl number[-],  $s$ : Interval of pipes[m],  $h_f$ : Heat-transfer coefficient from the falling-film side [W/(m<sup>2</sup>K)],  $k_h$ : Rate of conduction of heat of the falling-film [W/(mK)],  $v$ : kinematic viscosity [m<sup>2</sup>/s],  $g$ : Gravity acceleration [m/s<sup>2</sup>]



### 3 実験結果と分析

#### 3.1 実験条件

本実験では液膜に水、2 種類の濃度のアルギン酸 Na 水溶液(以下、濃度の濃い方を高粘度液膜、薄い方を中粘度液膜とする)を用いた。

Table 2 に実験条件を示す。液膜流体と管内流体の流量を常に等しくして行った。また、高粘度液膜はポンプが受ける抵抗が大きく、0.40kg/s までしか搬送出来なかった。各実験における液膜の入口温度を 40℃、管内流体の入口温度を 20℃に設定して行った。

#### 3.2 熱交換性能算出式

本実験における熱交換性能は管内外の熱伝達率と管外表面基準熱通過率とし、それらの導出過程を式(6)~(11)に示す。熱通過率は実験より低温流体取得熱量  $Q_c$  を求め、式(7)より管外表面基準熱通過率  $K_o$  を求める。管内側熱伝達率  $h_i$  は式(8)を用いて求める。液膜側熱伝達率  $h_f$  はこれらの値から式(11)より算出する。また、各値を算出する際に用いる各流体の物性値を

Table 3 に示す。各実験における管内流体は水であり、物性値は 20℃の値としている。アルギン酸 Na 水溶液は実験前に粘度を測定しているが、粘度以外の物性値は明らかでないため 40℃の水と仮定して求める。

#### 3.3 実験結果

##### 3.3.1 管外表面基準熱通過率

水、中粘度液膜、高粘度液膜それぞれの実験の単位幅流量(片面)と実験値により算出した管外表面基準熱通過率の関係を Figure 3 (注 1)に示す。また、水、中粘度液膜、高粘度液膜の流下実験は 2015 年に行ったが、水流下実験については同様の実験を 2014 年に行ったので、その結果も併せて示す。

水、高粘度液膜、中粘度液膜いずれにおいても単位幅流量が増えるにつれて熱通過率が増加しており、液膜の粘度が高いほど熱通過率は小さくなった。水流下実験は単位幅流量が 0.2kg/(ms)まで二回の実験は同じ推移を示しているが、それ以上の単位幅流量では 2015 年の結果の方が熱通過率は大きくなった。その理由は不明である。

##### 3.3.2 液膜側熱伝達率の実験値と推定値の比較

3.2 で述べた方法で求めた液膜側熱伝達率の実験値と Hofmann の式(式(1))と Jacobi の式(式 (5))で提示した既往研究の数式に基づく液膜側熱伝達率(以下、推定値と呼ぶ)の比較結果を水、アルギン酸 Na 水溶液の順に Figure 4 と Figure 5 に示す。

水流下実験では Hofmann の式と Jacobi の式の推定値はほぼ等しく、2014 年の実験値はそれら推定値とほぼ同等の値を示した。しかし、2015 年の実験値は単位幅流量が 0.14kg/(ms)以上では値が大きく異なった。これは後述の 3.3.3 で考察する。

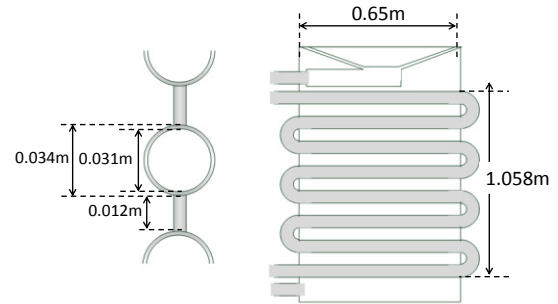


Figure 1 Section of the pipe and elevation view of HEX

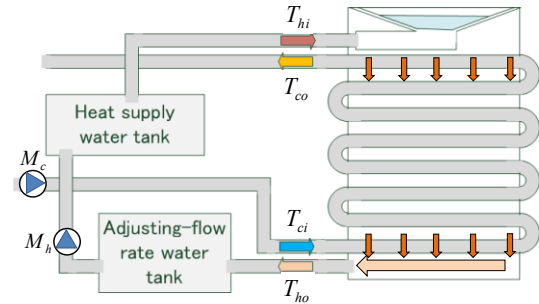


Figure 2 Experimental equipment

Table 1 Measurement item

Measurement item	Symbol	Unit
Cold fluid inlet temperature	$T_{ci}$	℃
Cold fluid outlet temperature	$T_{co}$	℃
Hot fluid inlet temperature	$T_{hi}$	℃
Hot fluid outlet temperature	$T_{ho}$	℃
Flow rate of cold fluid	$M_c$	kg/s
Flow rate of hot fluid	$M_h$	kg/s

Table 2 Experimental conditions

Kind of the falling-film	Viscosity of the falling film[Pas]	Flow rate of the falling film [kg/s]	Flow rate of jurisdiction [kg/s]
Water	0.00065	0.12~0.60	0.12~0.60
Medium viscosity	0.0173		
High viscosity	0.245	0.12~0.40	0.12~0.40

Table 3 Physical properties value of liquid

Physical properties value	Symbol	Value	Unit
Specific heat of liquid film	$C_h$	4178	J/(kgK)
Density of the falling-film	$\rho_h$	992	kg/m <sup>3</sup>
Rate of conduction of heat of the falling-film	$k_h$	0.628	W/(mK)
Specific heat of jurisdiction fluid	$C_c$	4183	J/(kgK)
Density of jurisdiction fluid	$\rho_c$	998.2	kg/m <sup>3</sup>
Rate of conduction of jurisdiction fluid	$k_c$	0.602	W/(mK)
Viscosity of jurisdiction fluid	$\mu_c$	1.0	$\times 10^{-3}$ Pa·s

中粘度液膜流下実験では Figure 5 より実験値は各推定値と異なる値を示しているが、単位幅流量が増加するにつれて液膜側熱伝達率も増加するという傾向は一致した。熱伝導率と比熱が水と同値であると仮定して推定を行っていることで推定誤差が生じている可能性がある。

高粘度液膜流下実験では Hofmann の式とは大きく異なったが、Jacobi の式とは近い値になった。中粘度では Jacobi の式より Hofmann の式に近かったため、同じ成分の流体でも粘度によって実験値と推定値の関係性が異なることが分かった。

また、参考として 2014 年に行った粘度 0.23Pas のベントナイト流下実験の結果を Figure 6 に示す。実験値は Hofmann の式の推定値と似た傾向を示しているが、推定値より大きくなった。理由として水と物性値が異なることや、ベントナイトが非ニュートン流体であることが考えられる。

### 3.3.3 伝熱管表面の熱抵抗

水流下実験における単位幅流量が 0.2kg/(ms)以下の実験値と高粘度液膜と中粘度液膜の実験値は推定値と同様の傾向を示した。しかし、水流下実験の 0.25kg/(ms)以上の流量では実験値と推定値は大きく異なった。

水、中粘度液膜、高粘度液膜それぞれの流下実験における伝熱管両表面の熱抵抗と管内側表面の熱抵抗を Figure 7 に示す。水流下実験では流量が増すにつれて管内外表面と管内表面の熱抵抗の差は小さくなっており、管内外に対する液膜側表面の熱抵抗の比率は最小で 6% であった。液膜側の熱抵抗が管内側に比べて非常に小さいため、管内側熱抵抗が過大に見積もられると液膜側熱抵抗の比率が小さくなってしまい、熱抵抗の残差から求めた液膜側熱伝達率は精度が悪くなったと考えられる。また、式(8)は直管を流れる場合の管内ヌセルト数を算定する数式であるが、本研究で用いる熱交換器は屈曲部を含むので、ヌセルト数を過小に(管内側熱抵抗を過大に)評価している可能性がある。

中粘度液膜の場合、管内表面の熱抵抗の比率は管内外のうち最大で 65%程度であり、高粘度液膜は最大で 32%程度である。このことから粘度が高い流体ほど液膜側の熱抵抗の比率は大きくなり、管内側熱伝達率の算定誤差の影響を受けにくいという特徴が分かった。

## 4 粘度の違いを考慮した推定式

前章において各実験で実験値と推定値を比較したところ、粘度の違いによりそれらの間の関係性に違いが生じた。そこで Hofmann の式の係数と粘度の乗数を変化させ、各実験の液膜粘度に対応した近似関数を作成する。

Over-all heat-transfer coefficient	
$Q_c = C_c M_c (T_{co} - T_{ci})$	(6)
$K_o = \frac{Q_c}{A \Delta T_{lm}}$	(7)
Heat-transfer coefficient	
$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$	(8)
$h_i = \frac{Nu k_c}{D_i}$	(9)
$K_L = \pi D_o K_o$	(10)
$h_f = \frac{1}{D_o \left( \frac{\pi}{K_L} - \frac{1}{h_i D_i} - \frac{\ln(D_o / D_i)}{2k_p} \right)}$	(11)
Used symbol	
$Q_c$ : Acquired calorie from the jurisdiction[W], $C_c$ : Specific heat of jurisdiction fluid[J/(kgK)], $K_o$ : Over-all heat-transfer coefficient in standard of outside surface[W/(m <sup>2</sup> K)], $A$ : Heat transfer area of outside[m <sup>2</sup> ], $\Delta T_{lm}$ : Logarithmic mean temperature difference [K], $h_i$ : Heat-transfer coefficient from inside[W/(m <sup>2</sup> K)], $k_c$ : Rate of conduction of jurisdiction fluid [W/(mK)], $D_i$ : Inside diameter of heat transfer pipe [m], $k_p$ : Thermal conductivity of the pipe[W/(mK)], $K_L$ : Over-all heat-transfer coefficient in unit length[W/(mK)]	

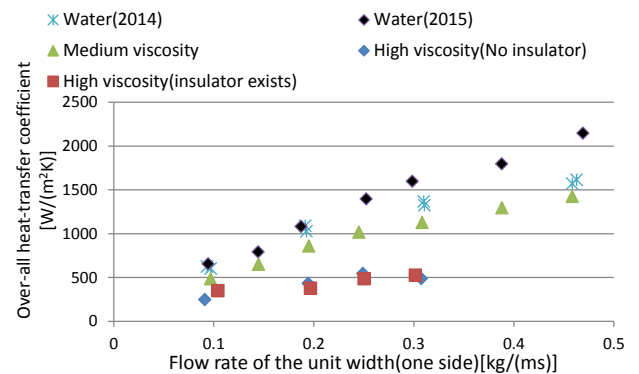


Figure 3 Experimental value of over-all heat-transfer coefficient

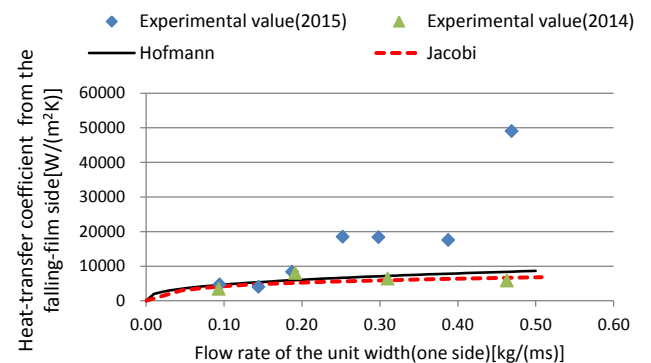


Figure 4 Heat-transfer coefficient from the falling-film side(Water)

変化させる係数と乗数を式(12)のようにそれぞれ  $a, b$  とし、水、中粘度液膜、高粘度液膜流下実験の単位幅流量と粘度を変数として最小二乗法により近似関数を作成した結果、 $a$  は 0.118,  $b$  は 0.259 となった。近似関数を作成するのに用いた水流下実験は管内側熱伝達率の算定誤差の影響が比較的少ない 2 点としている。Hofmann の式では  $a$  は各係数を乗じて単位換算すると 0.810,  $b$  は 0.155 であるため、Hofmann の式から大きく変化した。Hofmann の実験と実験条件が異なっている可能性が考えられる。各実験値とそれぞれに対応する近似曲線を Figure 8 に示す。中粘度液膜は実験値に近い値の近似曲線が作図されているが、水流下実験は Hofmann の式や Jacobi の式に見られるような傾向が得られず、高粘度液膜は推定値が実験値より高くなった。水流下実験が Hofmann の式や Jacobi の式と傾向が異なることによる影響と考えられる。

## 5 まとめ

- 1) 水と 2 種類の濃度のアルギン酸 Na 水溶液を用いて実験を行い、実験結果から熱通過率を算出した。単位幅流量が増えるにつれ熱通過率は高く、粘度が高くなるにつれ熱通過率が低くなる傾向が示された。
- 2) 水流下実験の結果を踏まえて管表面の熱抵抗について考察した。液膜の粘度が低いと管内側熱抵抗に対して液膜側熱抵抗が小さいので、管内側熱伝達率の算定誤差が大きくなったと推測される。誤差を小さくするためには管内側熱抵抗を十分小さくするような条件で実験を行う必要がある。
- 3) 主に粘度の違いによって実験値と推定値の関係に違いが表れると考え、Hofmann の式の係数と粘度の乗数を変えた近似関数を作成した。

### Approximate function

$$h_f = a \left( \frac{m^{0.38}}{D_0^{0.535}} \right) \left[ \frac{C_h^{0.535} \rho_h^{0.31} k_h^{0.46}}{(\mu_h / g)^b} \right] \quad (12)$$

(注 1) 基本的に熱交換器に断熱材を取り付けず実験を行ったが、実験は冬期で外気温 14℃ の条件で行ったので、外気の影響を確認するため、断熱材の有無による熱通過率の比較を行った。

[参考文献]

- 1) 尾花英朗(1977)『熱交換器設計ハンドブック』, pp.694-695, 工学図書株式会社
- 2) X. Hu and M. Jacobi(1995) 「The Intertube Falling-Film Modes: Transition, Hysteresis, and Effects on Heat Transfer」
- 3) 日本機械学会(2005)『伝熱工学』, pp.83, 日本機械学会

[あとがき]

本研究は、環境省平成 25 年度 CO<sub>2</sub> 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業「太陽熱温水器・下水熱回収ヒートポンプ技術を利用した消化プロセスのエネルギー高効率化システム開発」(代表：貫上佳則)の一環で行ったものである。

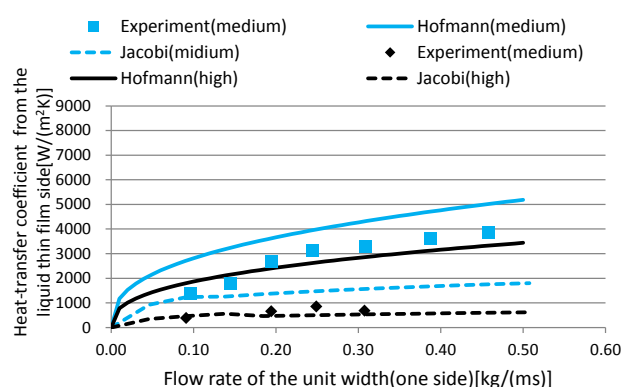


Figure 5 Heat-transfer coefficient from the falling-film side(Alginic acid Na)

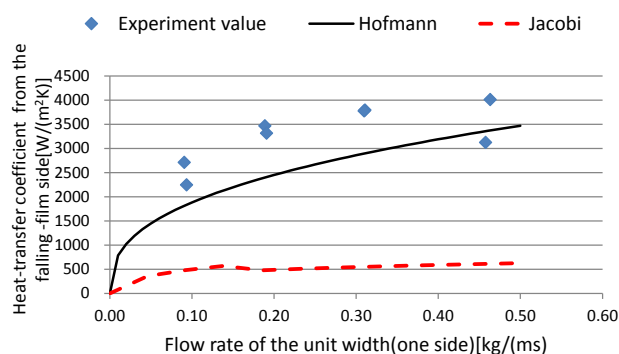


Figure 6 Heat-transfer coefficient from the falling-film side(Bentonite)

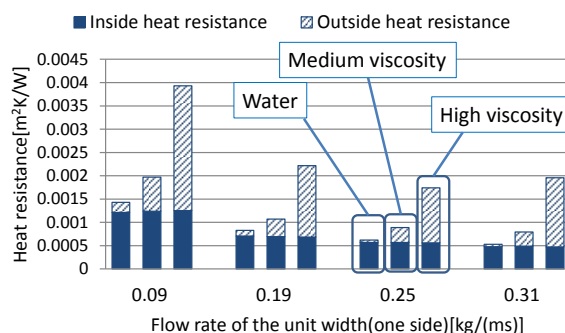


Figure 7 Heat resistance from surface of the pipe

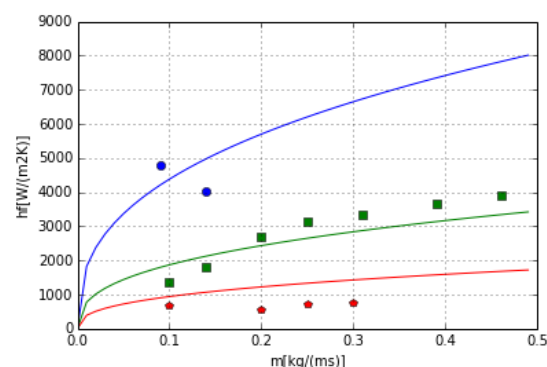


Figure 8 Approximating curve for experimental value

# 冷房使用が睡眠の質に及ぼす影響 —住環境性能と入眠・睡眠維持因子及び疲労回復因子— Air-Conditioner Use Effects on Sleep Quality in Summer -Residential Performance and Sleep Maintenance and Fatigue Recovery Factors-

○中山 裕介（大阪市立大学） 梅宮 典子（大阪市立大学） 坂根 達也（大阪市立大学）  
新井 潤一郎（ダイキン工業） 小林 知広（大阪市立大学） 橘 良樹（大阪市立大学）

Yusuke NAKAYAMA\*<sup>1</sup> Noriko UMEMIYA\*<sup>1</sup> Tatsuya SAKANE\*<sup>1</sup>  
Jun-ichiro ARAI\*<sup>2</sup> Tomohiro KOBAYASHI\*<sup>1</sup> Yoshiki TACHIBANA\*<sup>1</sup>  
\*<sup>1</sup> Osaka City University \*<sup>2</sup> Daikin Industries, Ltd

A questionnaire survey was administered to assess the effect of living environment and cooling use on sleep quality.

1) Sleep quality is affected by the Thermal performance evaluation; it consists of “Residential heating performance” “Residential cooling performance” and “Sunlight and solar radiation heat from windows” 2) In Factor II (Sleep Maintenance), the “un-Use Side” is affected by the Thermal performance evaluation. For the “Use Side,” the effect is mitigated. 3) In Factor IV (Fatigue recovery), the “un-Use Side” is not affected by Thermal performance evaluation. However, the “Use Side” is affected by the Thermal performance evaluation.

## 1. はじめに

坂根ら<sup>文1)</sup>は大阪市の集合住宅居住者を対象に夏季の居住環境や冷房使用、睡眠の質に関するアンケート調査を行い、有職者の睡眠の質が自宅の冷房の効き、暖房の効き、窓の日差し・日射熱などの住戸の熱的性能や、自宅における昼間の冷房使用にも関係があることを明らかにした。本研究は同じ調査データを用いて、主婦や退職者を中心とした在宅時間の長い側の回答者の睡眠について分析したので報告する。

睡眠の質は OSA 睡眠調査によって定量化する。本報では、睡眠に関する OSA 調査の 5 因子のうち、温熱環境や冷房使用の影響を受けやすいと考えられる入眠・睡眠維持因子と疲労回復因子を中心に、因子と住戸性能の関係に睡眠時冷房使用がもたらす影響として、1)因子得点分布の変化、2)因子回答分布の変化を明らかにする。

## 2. 方法

2.1 2012 年調査の概要 調査方法は既報<sup>文1)</sup>と同じで、2012 年 9 月に大阪の集合住宅を対象に、住環境属性や冷房使用、通風利用や 8 月の睡眠状況などに関する調査票を 3031 通配布し 362 通を回収した。睡眠状況は 4 段階 5 因子 16 尺度の OSA 得点<sup>文2)</sup>で評価する。得点が高いほど睡眠の質が高い。本報は因子 II (入眠・睡眠維持)の熟睡度、入眠までウトウトした頻度(「ウトウト」と略)、寝付き、中途覚醒、睡眠深度の 5 尺度、因子 IV(疲労回復)の疲労、身体のだるさ、気分の 3 尺度を中心に分析する。

2.2 分析対象 Fig.1 に示す平日在宅時間 12 時間以上の 256 名を対象とする。平均在宅時間 16.3 時間、平均年齢 52.8 歳、女性 59.8%、因子 II 平均 43.0±8.8 点、因子 IV 平均 45.1±8.2 点、睡眠時冷房使用頻度は Table1 に示す。以降、冷房を「非常によく使う」「よく使う」を使用側、「たまに使う」「ほとんど使わない」「冷房がない」を不使用側とする。

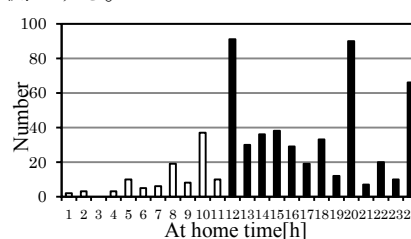


Fig.1 At home time of all answer

Table1  
Frequency of cooling

	Number
Very frequently	88
Frequently	87
Occasionally	31
Little use	44
Don't have aircon	1

## 3. 住戸性能と因子得点

各住戸性能は「お宅の住環境についてどうお考えですか」という質問に対し 3 または 4 段階で回答させた。Table2 に住戸性能の各段階における OSA 及び因子得点の多重比較検定の有意確立を示す。OSA 得点差が有意で、かつ因子得点差も有意差であるのは「暖房の効き」「冷房の効き」「窓の日差しや日射熱」「蚊やハエなどの虫」である。本報では直接温熱環境に影響を及ぼさないと考えられる「蚊やハエなどの虫」を除く、「暖房の効き」「冷房の効き」「窓の日射しや日射熱(「日射し」と略)」の住戸の熱的性能の評価に着目し分析する。



Table2 *p*-values of multiple comparisons of OSA scores

	OSA	Factor II	Factor IV
Ventilation	0.1526	0.2571	0.3572
Exposure to the sun	0.857	0.7942	0.8759
Vista from verandah	0.2021	0.2864	0.1374
Outside air	0.3947	0.495	0.1108
Residential heating performance	0.0445	0.4393	0.0215
Residential cooling performance	0.0971	0.0865	0.0143
Sunlight and solar radiation from window	0.0559	0.0096	0.2559
Insects such as mosquitoes and flies	0.0908	0.2171	0.0087
Outside noise	0.4783	0.16	0.1636
Noise from around the room	0.5777	0.0665	0.506
Line of sight from the outside	0.3911	0.8676	0.1485

3.1 住戸の熱的性能評価 「暖房の効き」は「効きやすい」154名、「普通」89名、「効きにくい」9名、「冷房の効き」は「効きやすい」116名、「普通」115名、「効きにくい」17名、「日射し」は「煩わしい」64名、「普通」147名、「煩わしくない」41名である。「暖房の効き」と「冷房の効き」は「効きにくい」が少数であるため、以降は「普通」と統合し2段階とする。「暖房の効き」と「冷房の効き」と「日射し」の関係は一様性検定の結果それぞれ従属関係にあるが(Table3)、度数分布は完全には一致しない(Fig.2)。

「暖房の効き」「冷房の効き」「日射し」の各段階における因子得点の多重比較検定の有意確率を冷房不使用側と使用側別に Table4 に示す。

### 3.2 熱的性能段階別の因子II(入眠・睡眠維持)の得点

Table4 に示すように、因子II得点は、冷房不使用側、使用側ともに、「暖房の効き」による差はなく、「冷房の効き」による差もない。「日射し」については Fig.2 に示すように、冷房不使用側は「日射し」が煩わしくないと20%有意で因子II得点が高い( $p=0.1590$ )。一方冷房使用側は「日射し」によって因子IIの得点差はない。

### 3.3 住戸性能段階別の因子IV(疲労回復)の得点

Fig.3 に示すように、冷房不使用側は「暖房の効き」によって因子IVの得点差がない。一方使用側は「暖房」が効きやすいと有意に因子IV得点が高い( $p=0.0313$ )。Fig.4 に示すように、冷房不使用側は「冷房」が効きやすいと20%有意で因子IVが高い( $p=0.1810$ )。使用側も同様の傾向だが不使用側よりも関係が強い( $p=0.0869$ )。「日差し」による因子IVの得点差は、冷房不使用側使用側ともにない。

## 4. 住戸性能と OSA 因子の回答分布

4.1 因子II(入眠・睡眠維持) Table5 に住戸の熱的性能と因子IIの回答分布の一様性検定結果を冷房不使用側使用側別に示す。Fig.5 と Fig.6 に示すように、「暖房の効き」によって、冷房不使用側では「ウトウト」、「寝付き」の分布が異なり( $p=0.0055$ ,  $0.0423$ )、効きやすいほど「ウトウト」せず、「寝付き」が良い。冷房使用側でも同じ傾向があるが弱い( $p=0.1281$ ,  $0.2539$ )。「熟睡度」「中途覚醒」「睡眠深度」の分布は、冷房不使用側使用側ともに、「暖房の効き」と関係がない。

Table3 *p*-values of uniformity tests of thermal performance

	Residential heating performance	Residential cooling performance	Sunlight and solar radiation from window
Residential heating performance		<0.0001	0.0976
Residential cooling performance	<0.0001		0.0056
Sunlight and solar radiation from window	0.0976	0.0056	

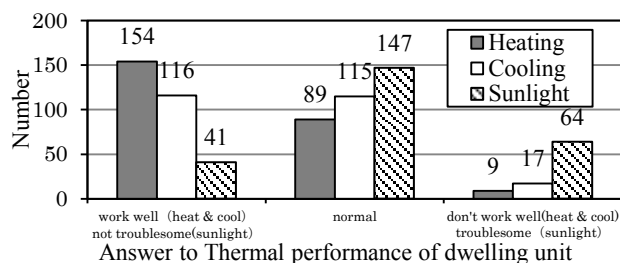


Fig.2 Number of answer to thermal performance

Table4 *p*-values of multiple comparisons on OSA scores

un-Use side		
	Factor II	Factor IV
Residential heating performance	0.9854	0.2515
Residential cooling performance	0.4337	0.181
Sunlight and solar radiation from window	0.159	0.2772
Use side		
	Factor II	Factor IV
Residential heating performance	0.2255	0.0313
Residential cooling performance	0.4727	0.0869
Sunlight and solar radiation from window	0.4432	0.4425

Legend of Fig.2~4

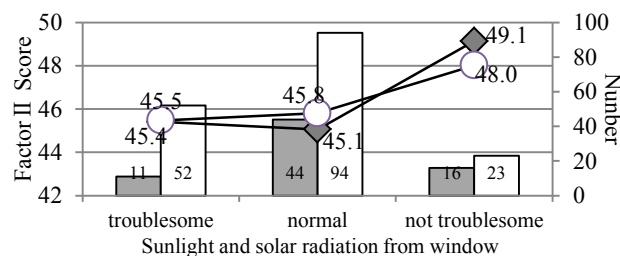
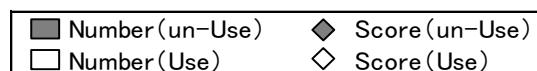


Fig.2 Factor II scores by sunlight evaluation

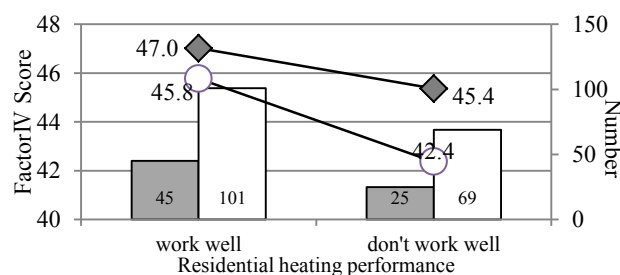


Fig.3 Factor IV scores by heating performance evaluation

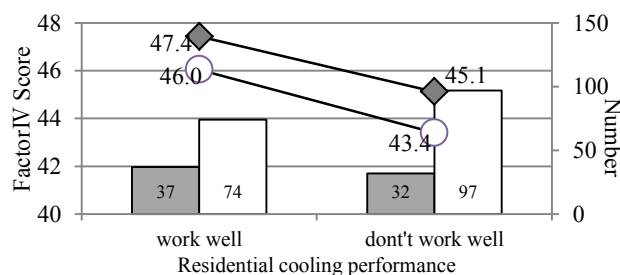


Fig.4 Factor IV scores by cooling performance evaluation

Table5 *p*-values of uniformity tests on Factor II scores

	un-Use				
	Degree of sound sleep	Degree of dozing off	Quality of getting to sleep	Waking up during sleep	Depth of sleep
Residential heating performance	0.6106	0.0055	0.0423	0.8301	0.5905
Residential cooling performance	0.1383	0.0918	0.0709	0.2959	0.8549
Sunlight and solar radiation from window	0.0373	0.1418	0.0615	0.4056	0.1245

	Use				
	Degree of sound sleep	Degree of dozing off	Quality of getting to sleep	Waking up during sleep	Depth of sleep
Residential heating performance	0.8225	0.1281	0.2539	0.8696	0.667
Residential cooling performance	0.1658	0.105	0.5831	0.2558	0.985
Sunlight and solar radiation from window	0.5304	0.7263	0.1802	0.8649	0.2841

また Fig.7～9 に示すように、「冷房の効き」によって、冷房不使用側では「熟睡度」「ウトウト」「寝付き」の分布が異なり( $p=0.1383, 0.0918, 0.0709$ )、効きやすいほど「熟睡度」が高く、「ウトウト」が少なく、「寝付き」が良い。冷房使用側でも同じ傾向があるが弱い( $p=0.1658, 0.105, 0.5831$ )。「中途覚醒」「睡眠深度」の分布は、冷房不使用側使用側ともに「冷房の効き」と関係がない。

また Fig.10～13 に示すように、「日射し」によって、冷房不使用側では「熟睡度」「ウトウト」「寝付き」「睡眠深度」の分布が異なり( $p=0.0373, 0.1418, 0.0615, 0.1245$ )、「日射し」が煩わしいほど「熟睡度」が低く、「ウトウト」が多く、「寝付き」が悪く、「睡眠深度」が浅い。使用側も同じ傾向があるが弱い( $p=0.5304, 0.7263, 0.1802, 0.2841$ )。「中途覚醒」は、冷房不使用側使用側ともに「冷房の効き」と関係がない。

冷房不使用側が熱的性能により回答分布が異なるのに対し、冷房使用側ではその傾向が弱い。睡眠時の冷房使用が、熱的性能が睡眠の因子 II に与える影響を緩和すると考えられる。特に「日射し」による影響は因子得点でも同様の傾向が見られ顕著である。

4.2 因子IV(疲労回復因子) Table6 に住戸の熱的性能と因子IVの回答分布の一様性検定結果を冷房使用側不使用側別に示す。Fig.14 に示すように、不使用側では「気分」の分布は「暖房の効き」によらず一様である( $p=0.417$ )。一方使用側では、「暖房の効き」によって「気分」の分布が異なる( $p=0.0174$ )。「疲れ」「身体のだるさ」は不使用側、使用側ともに「暖房の効き」と関係がない。また、Fig.15 と 16 に示すように「冷房の効き」によって、不使用側では「疲れ」「気分」の分布は一様であり関係は見られない( $p=0.3163, 0.5474$ )。一方使用側では、「冷房の効き」によって分布が異なる( $p=0.0125, 0.1274$ )。「身体のだるさ」は冷房不使用側使用側ともに「冷房の効き」と関係がない。IVの3項目全てと「日射し」において冷房不使用側、使用側ともに関係がない。

冷房不使用側が熱的性能によって因子IV(疲労回復)各項目の分布に差がないのに対し、使用側は熱的性能によって因子IVの分布が異なる。睡眠時の冷房使用頻度が高い方が因子IVが熱的性能に影響を受けると考えられる。特に「冷房の効き」「暖房の効き」による影響は因子得点でも同様の傾向が見られ顕著である。

Table6 *p*-values of uniformity tests on Factor IV scores

	un-Use		
	Fatigue	Degree of languorous	Feeling
Residential heating performance	0.3266	0.274	0.417
Residential cooling performance	0.3163	0.726	0.5474
Sunlight and solar radiation from window	0.596	0.3022	0.2344

	Use		
	Degree of sound sleep	Degree of dozing off	Quality of getting to sleep
Residential heating performance	0.6041	0.206	0.0174
Residential cooling performance	0.0125	0.2005	0.1274
Sunlight and solar radiation from window	0.8186	0.8307	0.6722

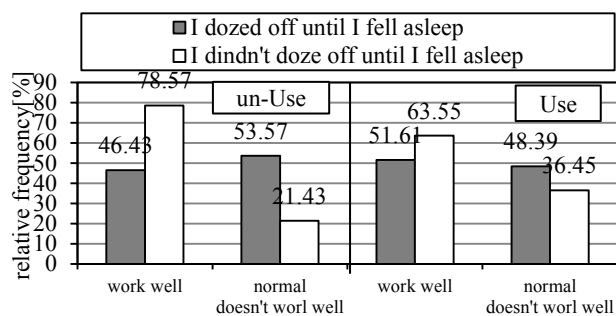


Fig.5 Dozing off compared by heating performance evaluation

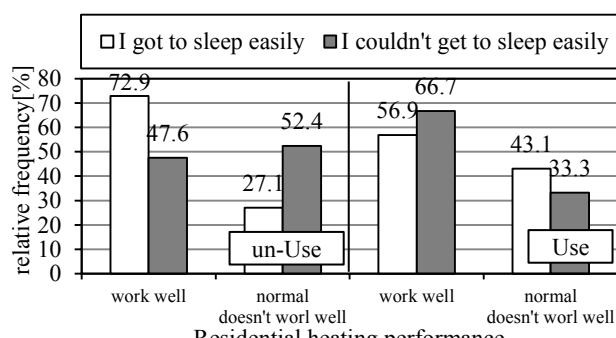


Fig.6 Quality of getting to sleep compared by heating performance evaluation

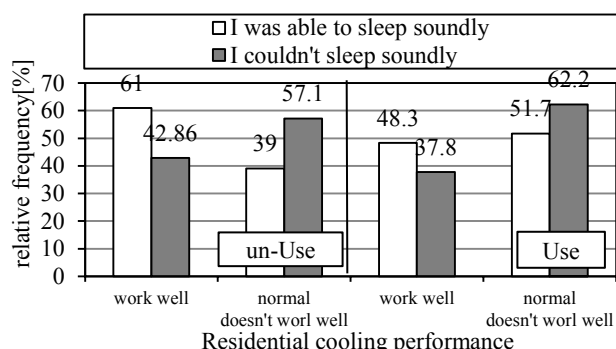


Fig.7 Degree of sound sleep compared by cooling performance evaluation

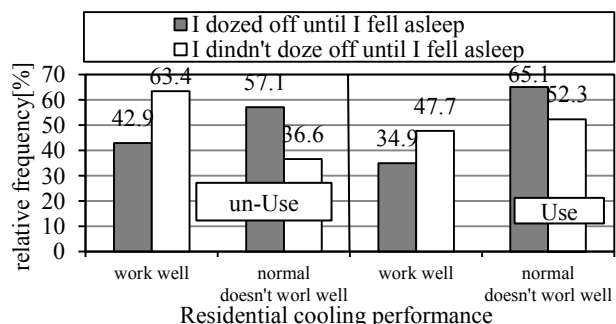


Fig.8 Dozing off compared by cooling performance evaluation

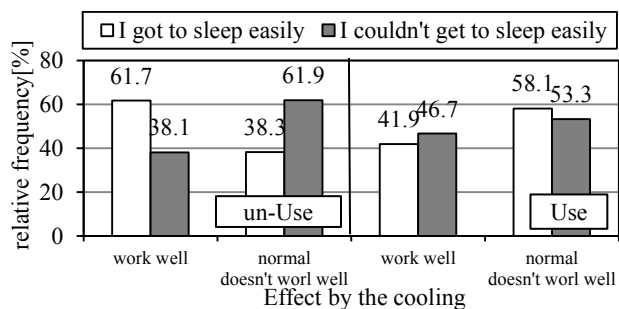


Fig.9 Quality of getting sleep compared by cooling performance evaluation

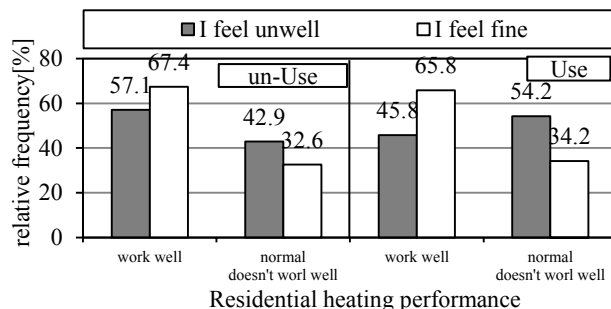


Fig.14 Feeling compared by heating performance evaluation

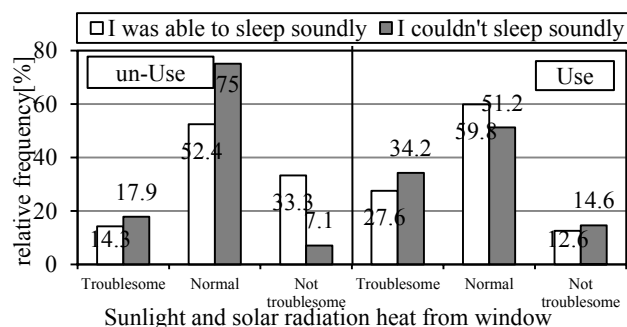


Fig.10 Degree of sound sleep compared by Sunlight evaluation

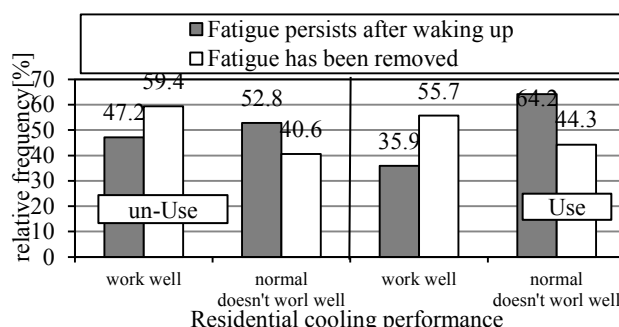


Fig.15 Fatigue compared by cooling performance evaluation

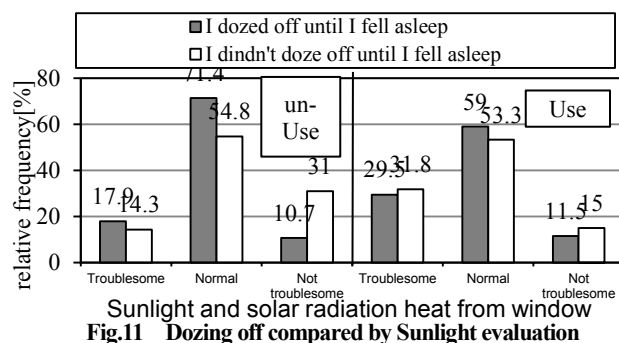


Fig.11 Dozing off compared by Sunlight evaluation

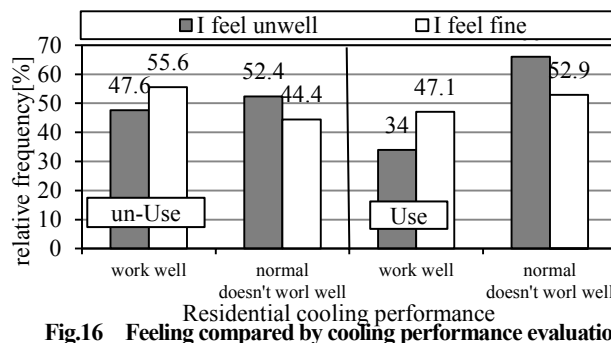


Fig.16 Feeling compared by cooling performance evaluation

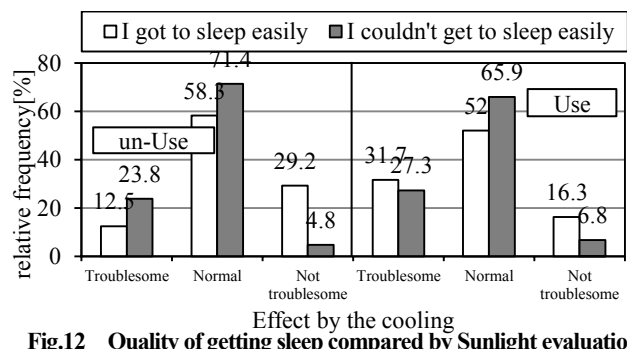


Fig.12 Quality of getting sleep compared by Sunlight evaluation

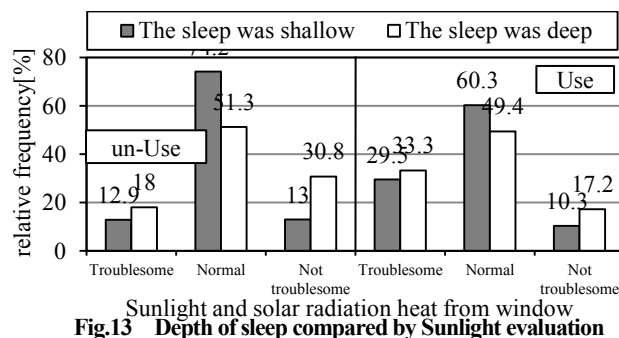


Fig.13 Depth of sleep compared by Sunlight evaluation

## 5. おわりに

在宅 12 時間以上の集合住宅居住者 256 名を対象に、OSA の入眠・睡眠維持因子 II 及び疲労回復因子 IV と、住戸性能や冷房使用との関係を分析した結果、1) 住戸の「暖房の効き」「冷房の効き」「窓の日差し・日射熱の煩わしさ」は入眠・睡眠維持因子にがあるが、2) 冷房使用頻度が高い側の居住者は上記 1) の関係、特に「日差し」との関係が弱い、3) 住戸の「暖房の効き」「冷房の効き」は疲労回復因子にがある、4) 睡眠時に冷房使用頻度が高い側の居住者は上記 3) の関係が強い、などを明らかにした。OSA を構成する因子 II と IV の間で住戸の熱的性能と冷房使用との関係は異なり、それぞれの視点から適切な冷房使用を検討する必要がある。

## 参考文献

- 坂根ら：夏季における睡眠の質に影響する居住環境因子，空・衛近畿論文集，43，pp. 261-264，2014 年
- 山本ら：中高年・高齢者を対象とした OSA 睡眠調査票 (MA 版) の開発と標準化，脳と精神の医学，10，pp. 401-409，1999 年
- 橋ら：夏季における寝室の温熱環境と睡眠の質に及ぼす冷房使用の影響，空・衛近畿論文集，44，2015 年，投稿中

# 夏季における寝室の温熱環境と睡眠の質に及ぼす冷房使用の影響

—大阪の大学生を対象とした分析—

Air-Conditioner Use Effects on Thermal Environment and Sleep Quality in Bedrooms during Summer

-Analysis of University Students in Osaka-

○橋良樹（大阪市立大学）梅宮典子（大阪市立大学）新井潤一郎（ダイキン工業）

小林知広（大阪市立大学）中山裕介（大阪市立大学）

Yoshiki TACHIBANA\* Noriko UMEMIYA\* Tomohiro KOBAYASHI\* Jun-ichiro ARAI\*\*

Tomohiro KOBAYASHI\*Yusuke NAKAYAMA\*

\*Osaka City University\*\*Daikin Industries, Ltd

This survey compared an air conditioner use day and a non-use day with the temperature actual survey of the bedroom of the summer about temperature and thermal sensation and quality of the sleep from a questionnaire.

1)An air conditioner use day is higher in outside temperature, and OSA score is high. The comfort and room temperature do not have a difference. 2) On the air conditioner use day, relations of a sound sleep degree and OSA score are weaker. 3)On the air conditioner use day, room temperature and a comfort and room temperature and the relations of the sound sleep degree are weaker, and room temperature and the relations of the acceptability have nothing to do with the use of an air conditioner use day. 4)On the air conditioner use day, the relations of OSA and the relations of the t acceptability are stronger.

## 1. 背景と目的

温暖化と都市高温化により夏季の熱帯夜数が増加し、節電熱中症も懸念されている。本研究は夏季睡眠時の適切な冷房使用について検討するにあたって、大阪の大学生を対象に、寝室温熱環境の実測と、寝室における温熱感覚、冷房使用、温熱環境調節行為、および起床時の睡眠の質を調査して1)寝室気温、冷房率、窓開放率の実態を把握し、2)睡眠時温熱感覚の相互関係、3)OSA得点と温熱感覚の関係、4)OSA得点と室温の関係を冷房使用日と非使用日で比較する。

## 2. 方法

大阪近郊在住の男子学生 11 名に協力を依頼し、2014 年の梅雨期 6 月 18～25 日 10 名、盛夏期 8 月 27 日～9 月 5 日 6 名、残暑期 9 月 17～24 日 9 名（表-1）が寝室に温湿度計を設置して 10 分間隔で室温と湿度を測定した。同時に、30 分間隔の生活行動記録（在・不在、冷房使用・不使用、窓開・閉、睡眠・起床）と、毎朝起床時に就寝時温熱感覚と熟睡度および睡眠の質を申告した。睡眠の質は OSA 睡眠調査票 MA 版<sup>1)</sup>をもとに作成した。「非常によい」、「ややよい」、「やや悪い」、「非常に悪い」の 4 段階で 16 項目を評価する。16 項目は 1) 起床時眠気（集中力、解放感、頭のはっきりさ、いますぐ調査にテキパキと答えられるか）、2) 入眠と睡眠維持（ぐっすり眠れたか、寝つくまでにウトウトしたか、寝付き、睡眠中に目が覚めたか、眠りの深さ）、3) 夢み（悪夢をみたか、夢をみたか）、4) 疲労回復（疲れ、だるさ、不快さ）、5) 睡眠時間（食欲、睡眠の長さ）の 5 因

子で構成される。熟睡度 4 段階、温冷感 7 段階、熱的快適感 4 段階、熱的受容度 3 段階とする。外気温は大阪地方気象台のデータを使用する。

Table1 Subjects and measurement seasons

Subject	Early Summer	Mid Summer	Late Summer
no.1	○	○	○
no.2	○	△	○
no.3	○	○	○
no.4	○	○	○
no.5	○	△	○
no.6	○	×	○
no.7	○	×	×
no.8	○	○	○
no.9	○	×	○
no.10	×	×	○
no.11	○	×	×

○: measured  
△: partly measured  
×: not measured

## 3. 季節による比較

### 3.1 生活行動と寝室の温熱環境

室温と生活行動記録の例を fig.1 に示す。調査日の外気温と寝室気温の日別平均値と、冷房使用や窓開放の平均時間率を fig.2 と fig.3 に、それぞれ季節別に示す。外気温平均は梅雨期が 25.7℃、盛夏期が 27.2℃、残暑期が 25.4℃、寝室温平均は全調査日を平均すると梅雨期が 26.5℃、盛夏期が 27.7℃、残暑期が 25.7℃で、残暑期は外気温と室温の差が小さい。協力者は下宿 3 名、自宅通学 8 名で、自宅通学の場合でも寝室は個室であり、寝室の在室時間率は 51.2%で、日中在室することはほとんどない。寝室の冷房使用时间率は梅雨期 8.2%、盛夏期 15.9%、残暑期



2.6%で、盛夏期は他の季節より高い。窓開放率は梅雨期30.6%、盛夏期49.8%、残暑期55.5%で、梅雨期は他の季節よりも窓の開放率が低い。睡眠時間率は季節による変化がほとんどない。睡眠中に冷房を使用した日（以下「冷房使用日」）と全く使用しない日（以下「非使用日」）の日数は梅雨期11日と54日、盛夏期15日と27日、残暑期4日と48日である。

### 3.2睡眠時温熱感覚と睡眠状況

申告結果を季節別にfig.4に示す。

**3.2.1温冷感** 梅雨期は暑い側が多く、「やや暑い」48.6%で最多である。盛夏期は涼しい側が多く、「涼しい」30.0%が最多である。残暑期は「涼しい」側も多いが、「暑くも涼しくもない」が42.3%で最多である。

**3.2.2熱的快適感** 梅雨期は「やや不快」が59.5%で最多である。盛夏期は「快適」が59.2%で最多であるが、他の季節と較べて「不快」の割合が高い。残暑期は「快適」が63.5%で最多である。

**3.2.3 熱的受容度** 梅雨期は「我慢できた」65.8%、「我慢できないときがあった」29.6%、「我慢できなかった」4.6%、盛夏期は「我慢できた」60.2%、「我慢できないときがあった」39.8%、残暑期では「我慢できた」91.6%、「我慢できないときがあった」8.4%で、どの季節でも「我慢できた」が最多で、「我慢できた」の割合は、残暑期で最も高い。

**3.2.4熟睡度** 梅雨期と残暑期の熟睡度の申告分布はほぼ一致しておりともに「ややよく眠れた」が梅雨期では47.8%残暑期では45.7%で最多である。盛夏期は「ややよく眠れた」が44.2%で最多であるが、「ややよく眠れなかった」が30%と最も熟睡度が良くない。

### 3.3温熱感覚間の相関関係

**3.3.1温冷感と熱的快適感** fig.5に温冷感の各カテゴリーに対する熱的快適感「快適」の割合を季節別で示す。梅雨期は温冷感「暑い」ほど快適の割合が高く、盛夏期は温冷感に対して「快適」の割合があまり変化せず、残暑期は「涼しい」ほど「快適」の割合が低くなる。季節によって温冷感と熱的快適感の関係が異なる。

**3.3.2温冷感と熱的受容度** fig.6に温冷感の各カテゴリーに対する熱的受容度の「我慢できた」の割合を季節別で示す。梅雨期は「暑い」ほど「我慢できた」の割合が高く、盛夏期は温冷感に対して「我慢できた」の割合があまり変化せず、残暑期は「涼しい」でも「暑い」でも「快適」の割合が低くなる傾向にある。

### 3.4 OSA得点(以降「OSA」)

fig.7に OSA 得点を盛夏期と残暑期で比較する。平均値は盛夏期45.5、残暑期48.1と残暑期の方が睡眠がよい。同じ個人内でも概ね残暑期の方が OSA が高い。

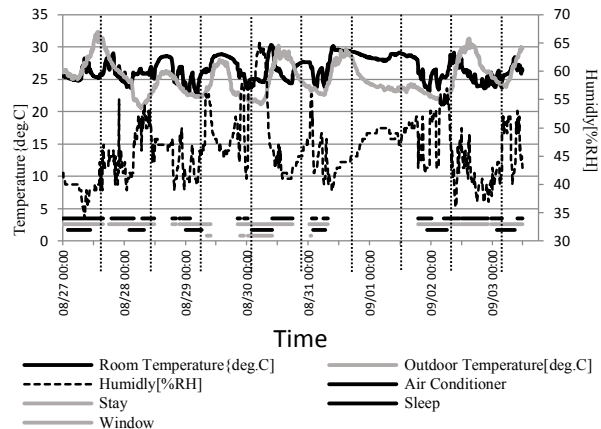


fig.1 Example of room temperature and the life action;

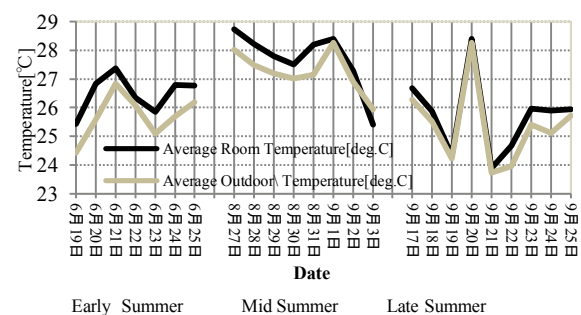


fig.2Average indoor and outdoor

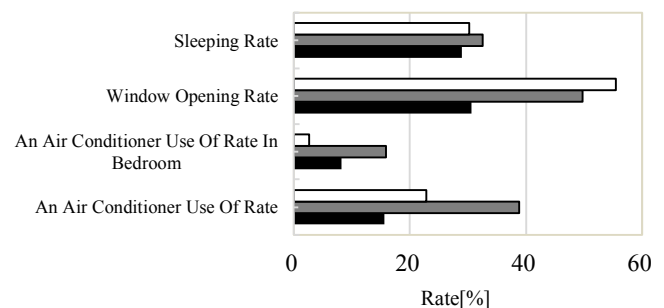


fig.3Time rate according to the season

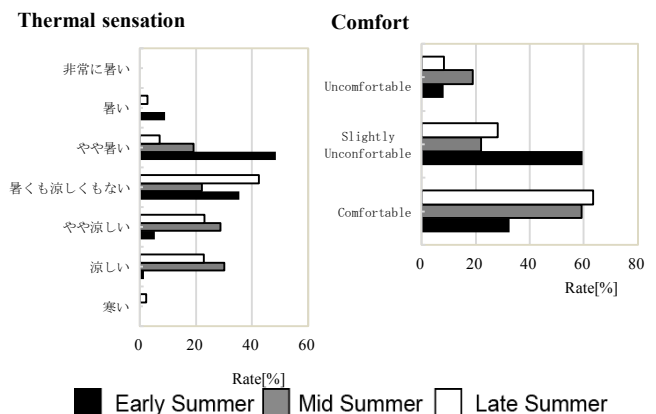


fig.4 Frequency distribution of evaluation (continued)

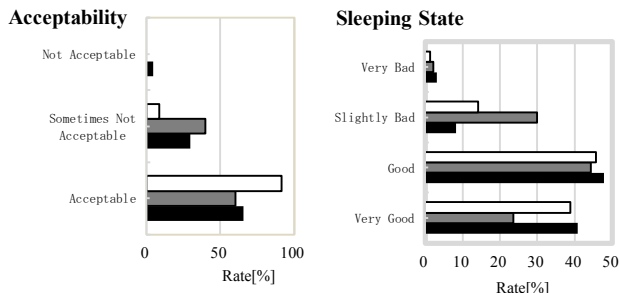


fig.4 Frequency distribution of evaluation (continued)

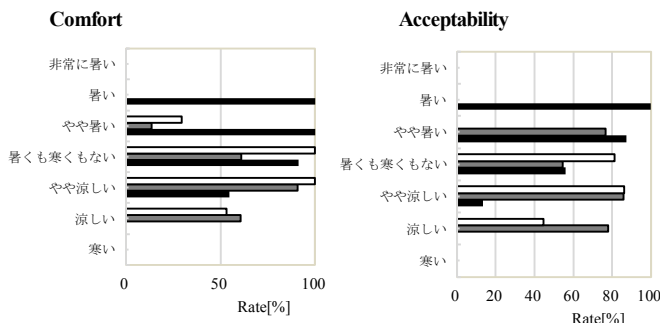


fig.5 Ratio of 'Comfort' in each TS category

fig.6 Ratio of 'Acceptability' in each TS category

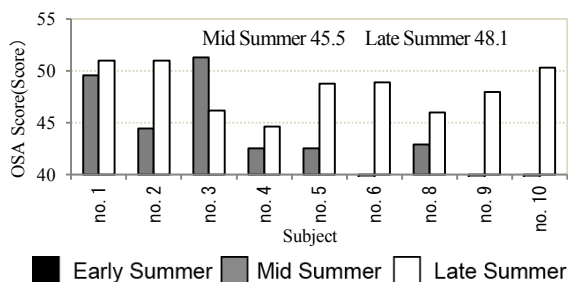


fig.7 OSA score of each subject

#### 4. 冷房使用日と非使用日の比較

**4.1 外気温、室温** fig.8に、冷房使用日（以降「使用日」）と冷房非使用日（以降「非使用日」）における日平均外気温と睡眠時平均外気温を示す。日平均外気温は、使用日24.6℃、非使用日23.4℃で差がある( $p=.0050$ )。睡眠時平均外気温は、使用日22.6℃、非使用日21.4℃で差がある( $p=.0020$ )。日平均、睡眠時平均ともに外気温には1.2Kの有意な差があり、外気温に応じてその日の冷房使用を決めているといえる。睡眠時平均室温を季節別にfig.9に示す。使用日と非使用日の平均室温の差は、梅雨期1.2K、盛夏期1.1K、残暑期0.9Kであり、季節合計の平均値の差は0.9Kである( $p=.1197$ )。冷房使用の結果、使用日と非使用日のあいだで室温に差がなくなったといえる。

**4.2 OSA得点** fig.10に平均OSAを示す。盛夏期45.5、残暑期48.1で、使用日では盛夏期47.9、残暑期50.2、非使用日では盛夏期44.1、残暑期48.0である。睡眠時に冷房を使用することで、非使用日に比べてOSAが盛夏期に3.9点、残

暑期に2.3点高く、使用日と非使用日のOSAの差は、盛夏期 $p=.0233$ 、残暑期 $p=.3905$ で、盛夏期に有意な差がある。

**4.3 温熱感覚とOSA** fig.11に、温熱感覚の各カテゴリーにおける平均OSAを冷房使用日・非使用日別に示す。温冷感では、使用日のみOSAと温冷感に少し関係があり( $p=.0659$ )「涼しい」場合にOSAが高くなる傾向にある。熱的快適感では、使用日・非使用日ともOSAとの関係が弱い。熱的受容感では、使用日の平均OSAは「我慢できた」52.0、「我慢できないときがあった」45.0であり、熱的受容度が高いとOSAが有意に高い( $p=.0062$ )。一方、非使用日の熱的受容度とOSA得点は関係がない( $p=.1718$ )。温熱感覚とOSA得点は使用日で温冷感、熱的受容度に関係が見られるのに対し、熱的快適感には関係がない。非使用日は共通して関係がない。

**4.4 熟睡度とOSA** fig.12に熟睡度段階別平均OSAを示す。使用日は熟睡度とOSAとあまり関係がない( $p=.0578$ )。非使用日のOSAは「非常によく眠れた」50.4、「ややよく眠れた」47.4、「ややよく眠れなかった」41.7、「非常によく眠れなかった」37.3と熟睡度がよくないほどOSAが低い傾向が強い( $p=.0001$ )。熟睡度申告（「よく眠れましたか」）にはOSA尺度の一部を使用した。OSA尺度には1)入眠と睡眠維持以外に、2)起床時眠気、3)夢み、4)疲労回復、5)睡眠時間の因子も含まれている。非使用日は1)と2)~5)が強く関係し、1)が悪いとOSAが低い。使用日は1)に問題がなく1)が睡眠にあまり影響しないため、2)~5)の影響が相対的に大きく、その結果、1)とOSAの関係が弱い、と解釈できる。

**4.5 睡眠時平均室温と睡眠** fig.13に熟睡度別の睡眠時平均室温を示す。使用日は熟睡度と睡眠時室温は関係がない( $p=.6733$ )。非使用日の睡眠時室温は「非常によく眠れた」25.2℃、「ややよく眠れた」25.7℃、「ややよく眠れなかった」26.4℃、「非常によく眠れなかった」26.3℃で、熟睡側ほど低い( $p=.064$ )。fig.14に示すように、非使用日は室温とOSAは相関係数.26( $p=.0383$ )で室温が低いほどOSAが高いことと合わせると、使用日は冷房使用により室温が下がり室温が熟睡度に影響しなくなると推測できる。

#### 5. 結論

のべ179日の寝室の気温実測と申告調査から、外気温と室温、睡眠時の温熱感覚、熟睡度およびOSAを、梅雨期、盛夏期、残暑期のあいだおよび冷房使用日と非使用日のあいだで比較した。結果をfig.15にまとめる。1)寝室の平均気温、冷房率、開放率は梅雨期26.5℃と8.2%と30.6%、盛夏期27.7℃と15.9%と49.8%、残暑期25.7℃と2.6%と55.5%、2)盛夏期は睡眠時温冷感と熱的受容度の関係が弱い、3)冷房使用日は非使用日より外気温が1.2K高い、OSA得点は、使用日に温冷感と少し関係があり受容度と関係があり、使用日・非使用日ともに快適感と関係がない、4)熟睡度とOSAは使用日に関係がなく非使用日に関係があ

る、5)熟睡度と室温は使用日に関係がなく非使用時に関係がある。結論として、冷房使用日は冷房使用によって「涼しく」なるが、熱的快適感あまり変わらず、室温とOSAの関係は弱いといえる。

#### 参考文献

- 1) 坂根ら：2012 年夏季における温熱感覚や温熱環境調節行為と睡眠の関係 ―寝室と職場の比較― 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 (P173-176) 3 月
- 2) 山本ら：中高年・高齢者を対象とした OSA 睡眠感調査票 (MA 版) の開発と標準化. 脳と精神の医学 10: 401-409, 1999
- 3) 中山ら：空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、2015、投稿中

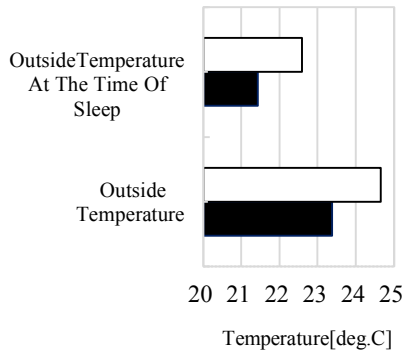


fig.8 Average outdoor Temperature

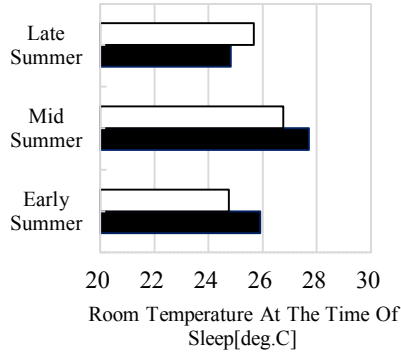


fig.9 Average room temperature of each season

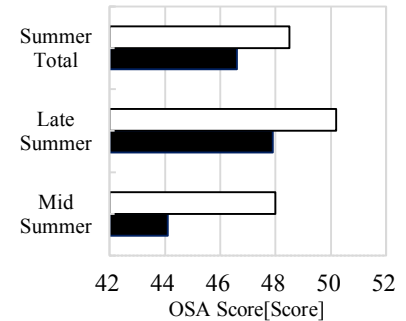


fig.10 Average OSA score of each season

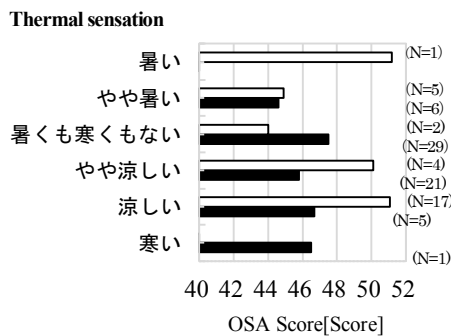


fig.11 Average OSA score in each category

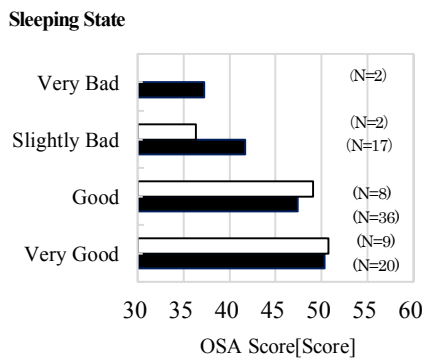
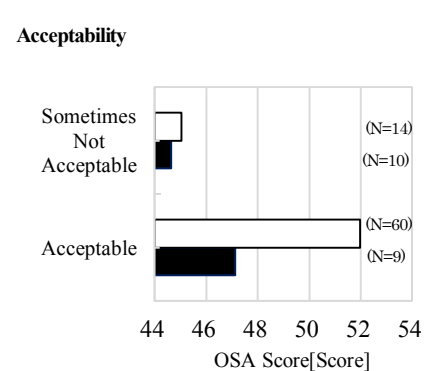
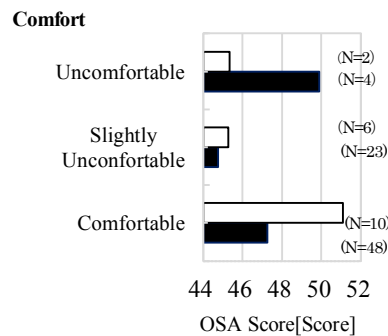


fig.12 Average OSA score in each category of sleeping state

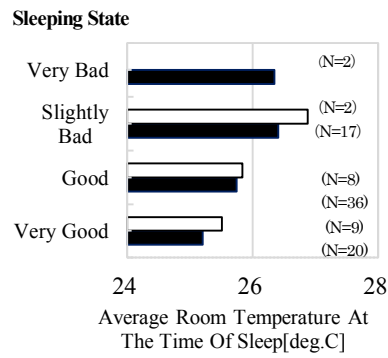


fig.13 Average room temp. in each category of sleeping degree

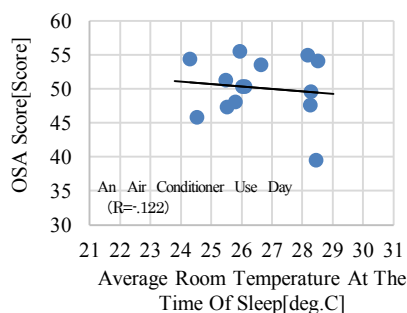


fig.14 Relation between room temperature and OSA score

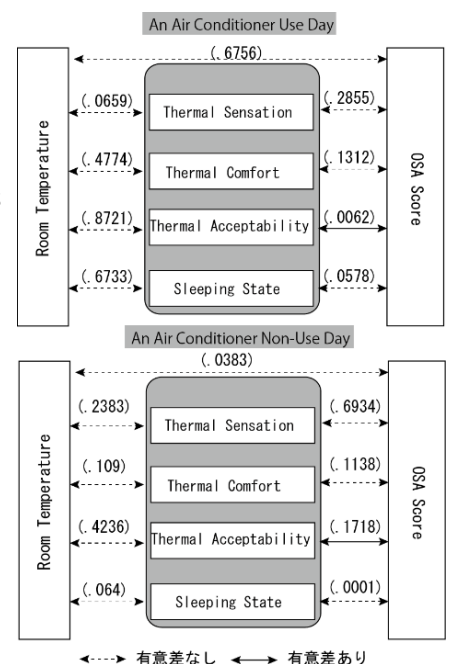
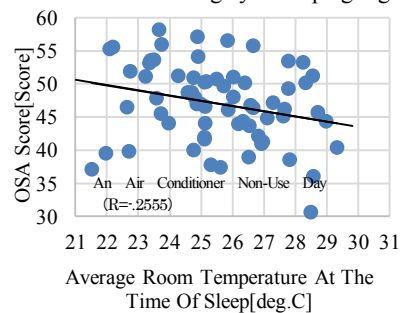


fig.15 Relation among room temp., thermal sensation, and OSA score

# 屋外ワークスペースの知的生産性及び快適性に関する研究

## (その1) 被験者実験概要と作業空間の環境特性

### Workplace Productivity and Comfort in Outdoor Workspace

#### (Part1) Experimental Outline and Environmental Characteristics of Target Workplace

○野崎 尚子 (竹中工務店)

山中 俊夫 (大阪大学)

甲谷 寿史 (大阪大学)

桃井 良尚 (大阪大学)

樋口 彩子 (大阪大学)

黒木 友裕 (竹中工務店)

藤原 邦彦 (竹中工務店)

Naoko NOZAKI<sup>\*1</sup> Toshio YAMANAKA<sup>\*2</sup> Hisashi KOTANI<sup>\*2</sup>

Yoshihisa MOMOI<sup>\*2</sup> Ayako HIGUCHI<sup>\*2</sup> Tomohiro KUROKI<sup>\*1</sup> Kunihiro FUJIWARA<sup>\*1</sup>

<sup>\*1</sup> Takenaka Corporation <sup>\*2</sup> Osaka University

In recent years, one of the key issues of the workplace is merging and reorganizing workplace spaces to reduce overhead and improve efficiency. To realize improving the intellectual productivity and comfort, we suggested plural distributed workspaces as previous reported. The purpose of this study is to compare the evaluation of productivity, comfort and satisfaction between ordinary workspace and exterior one.

#### 1. はじめに

近年のワークプレイスに求められる課題として、拠点の集約や再編による効率化・固定費の削減が挙げられ<sup>1)</sup>、賃貸オフィスにおいても事務所従業員一人あたりの平均契約面積が減少傾向にある<sup>2)</sup>。一方で、一人あたりの平均延床面積は横ばいであり<sup>2)</sup>、専有部以外の空間の重要度が高まっている傾向が見られる。

既報では、リフレッシュだけでなく打合せや執務が可能な環境スペックを持つ「分散型ワークスペース(以降、分散型 WS と表記)」を既存オフィスビル内に提案し、屋外を含む共用空間に用途や好みに応じて選択できる「分散型 WS」を配置することで、変化に富むワークスタイルが知的生産性と快適性の向上に与える影響を検証し、公開空地等の価値向上にも繋がることを示唆した<sup>3)</sup>。

本報では、「分散型 WS」の中で「屋外ワークスペース(以降、屋外 WS と表記)」に着目し、変化の幅が大きい自然の環境下での作業の生産性や満足度を評価する。

本研究では知的生産性を図-1 のようにモデル化した。知的生産性のパフォーマンスを変化させるものに内的要因と外的要因があるが、WS の仕様は外的要因として執務者の心理的变化を促し、それが集中力やモチベーションに影響を与える因子となる。そこで、外的要因を起点とした一連の流れを可能な限り定量評価するため、本研究では既報<sup>3)</sup>と同様に、環境測定、アンケートによる心理評価、タスクによる知的生産性評価を行なった。

本報は被験者実験の概要と作業空間の環境特性を、(その2) は場所選択と作業環境についての主観評価を、(そ

の3) は作業空間での知的生産性を述べる。

#### 2. 実験概要

既存のオフィスビルの会議室である「20 階ワークスペース(以降、20 階 WS と表記)」と、公開空地に整備した「屋外 WS」において被験者にタスクおよびアンケートを課し、2つの WS を比較した。

##### 2. 1 被験者概要

屋外でのデスクワークがある旨を明記して学部生・大学院生 48 名(6 名×2 グループ(A・B)×4 日)を募集した。被験者は 18 歳から 27 歳までの大学生で、男性 5 名女性 1 名の 6 名を 1 組とし、友人同士が同一グループにならないよう配慮した。また、一人の被験者は 1 日のみの参加に限定した。

実験当日は注意事項説明後にタスクの練習時間を設け、実験終了後に被験者全員同額の正当な報酬を支払った。また、実験中は長袖・長ズボン・靴下・靴の着用を指定し、上着の着脱と休憩時間中の水分補給(水またはお茶)は自由とした。

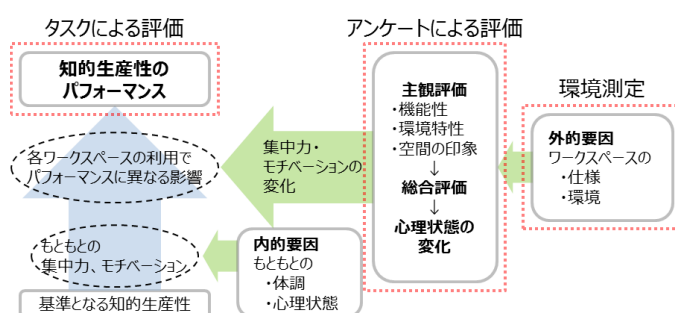


図-1 知的生産性のパフォーマンスへの影響要因概念図



## 2. 2 実験場所

実験場所は大阪市内の地上 37 階建ての既存オフィスビルである。概略図を図-2 に示す。本報では、表-1 のような特徴を持つ 2 箇所の WS で実験を実施し、両者の違いを比較した。20 階 WS は一般的な作業空間を想定し、屋外 WS は公共性が高くオープンで物理環境の変動の大きい作業空間を想定している。図-3 に各 WS の外観写真を示す。図-4 のように、屋外 WS には可動式の天井ルーバー（ストライプ部、3 箇所）、壁ルーバー（着色部、3 箇所）が配置されているが、実験者が角度を 45 度に固定し被験者の調整は不可とした。

## 2. 3 測定項目

### (1) 環境測定

各 WS の被験者実験時における温熱環境等を測定するため、表-2 の測定機器をできるだけ被験者の視界に入らない位置へ設置し自動計測した。なお、各 WS の代表点の温湿度・照度計、グローブ球、熱式風速計、CO<sub>2</sub> 濃度計は既報<sup>3)</sup>同様三脚へ一括固定し、屋外 WS の各座席の温湿度・照度計、熱式風速計は各机の脚部に固定した。音環境は騒音計により測定し、20 階 WS では実験開始前に予め記録し、屋外 WS ではタスク、アンケートそれぞれの開始時に測定を開始し 10 分平均した値を記録した。表面温度のトラバース測定は、図-5 に示すスケジュールの 1~8 回目それぞれに、各 WS において測定した。

### (2) アンケート

知的生産性に影響を与える要因を「機能性」「環境特性」「印象」の 3 つに分類し、これらの重要性・満足度、タスクへの影響、総合評価を把握した。アンケートは全て紙面上で実施し、図-5 のスケジュールに沿って各 WS のタスク終了後に回答を課した。また、屋外 WS では着席前に選択したい場所や重要視した項目を把握するアンケートを実施した。ただし、着席位置は実験者が指定し、全ての回で異なる場所を割り当てた。20 階 WS では毎回同一の場所に着席することとした。詳細は（その 2）にて報告する。

### (3) タスク

知的生産性を評価するにあたり、7 つの Behavior<sup>4)</sup>のうち「情報処理」「収束的思考」を評価するタスクとして「収束的思考タスク」を、「拡散的思考」を評価するタスクとして「拡散的思考タスク」を課し、それぞれを紙面と PC の 2 種類で実施した。詳細は（その 3）にて報告する。

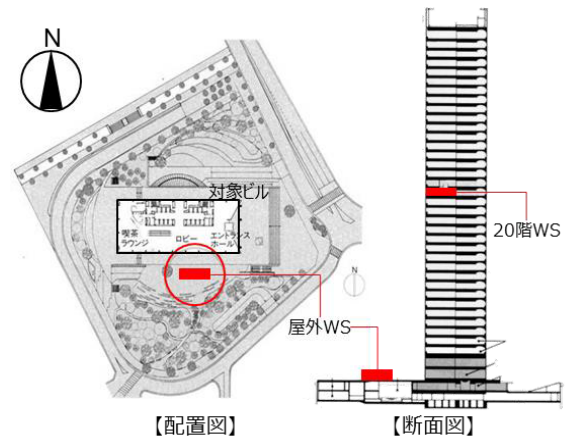
## 2. 4 実験スケジュール

被験者実験候補日を 7 日間設け、降雨がなく外気条件が比較的穏やかな 2014/10/25、10/26、11/3、11/8 の 4 日間を実施日とした。

## 3. 実験結果

### 3. 1 実験期間中の気象概況

図-6 に実験期間中の気象概況（大阪管区气象台）を示



【配置図】 【断面図】  
図-2 実験場所の概略図

表-1 各 WS の名称と特徴

WS名称	各WSの特徴	空調	照明	その他
20階WS	通常は貸会議室として利用。 備付の什器（テーブル×6、イス×6）に 毎回同じ座席に同じ被験者が着席。	25℃ 設定	通常 照明	ブラインド 常時全閉
屋外WS	通常も屋外WSとして利用。 備付の什器（テーブル×6、イス×6）に 毎回異なる座席を実験者が指定し着席。	なし	なし	天井・壁 ルーバー 常時45度



(1)20 階 WS (2)屋外 WS

図-3 各 WS の外観写真

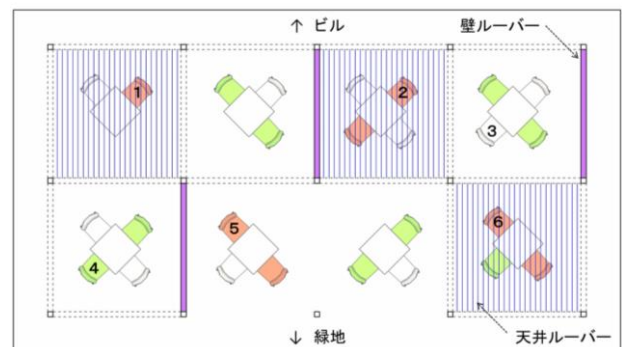


図-4 屋外 WS 平面図

表-2 測定機器概要

項目	機器	型番(メーカー名)	位置[mm]	測定間隔
気温	温湿度・照度計	TR-74Ui(T&D)	FL+1100	1分
湿度				
水平面照度				
グローブ球				
温度	グローブ球	—	FL+700	10分平均 ×2回
温度計	温度計	RTR-52A(T&D)		
熱式風速計	熱式風速計	Model65 (KANOMAX)		
データロガー	データロガー	VR-71 (T&D) 他	—	10分
CO <sub>2</sub> 濃度	CO <sub>2</sub> 濃度計	TR-76Ui(T&D)		
等価騒音レベル	騒音計	NL-32 (RION)	FL+700	10分平均 ×2回
気象観測一式	ウェザーバケット	— (Agriweather)	—	10分
表面温度	サーモカメラ	— (FLIR)	—	トラバース

	1回目	2回目	3回目	4回目	5回目	6回目	7回目	8回目
20階WS	Aグループ	Bグループ	Aグループ	Bグループ	Aグループ	Bグループ	Aグループ	Bグループ
屋外WS	Bグループ	Aグループ	Bグループ	Aグループ	Bグループ	Aグループ	Bグループ	Aグループ

図-5 タスク・アンケートのスケジュール

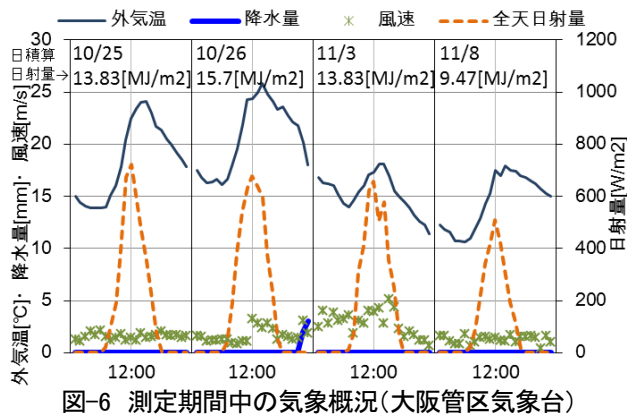


図-6 測定期間中の気象概況(大阪管区気象台)

す。最高气温は、10月には25℃前後であったが、11月は20℃に達しなかった。各実施日の実験時間(13:00～17:00)の平均気温は、23.2℃、24.6℃、16.7℃、17.4℃である。いずれの日も実験時間中に降雨は無く、11/8の天気は曇であった。また、11/3は北西の風が強かった。

### 3. 2 各ワークスペースの環境特性

#### (1) 気温

20階WSと屋外WSの代表点と、屋外WSの各座席における、平均気温の推移<sup>注1)</sup>を図-7<sup>注2)</sup>に示す。空調設定温度を25℃としている20階WSでは25℃前後を推移していた。屋外WSは、10/25は20階WSとほぼ同等であったが、10/26は実験終了付近まで高温が続いた。また、11/3、11/8は2回目の時間帯までは20℃程度であったが、3回目以降に大幅に下降した。

#### (2) 水平面照度

平均水平面照度の推移を図-8に示す。20階WSは750lx前後を推移していた。屋外WSは半分以上の時間帯で10000lxを超えており、タスク作業への眩しさの影響を把握する必要がある。また、図-4の屋外WS平面図に示すように、天井ルーバー、壁ルーバーが配置されており、座席毎に光環境が大きく異なることが想定されたが、天井ルーバーおよび西側に壁ルーバーがある座席2において最も暗くなるケースが多かった。

#### (3) 風速

平均風速の推移を図-9<sup>注3)</sup>に示す。20階WSは0.3m/s前後を推移していた。屋外WSでは11/3に3.0m/s前後と他の実施日と比較して大きく、図-6の気象概況からも5.0m/sを超える時間帯があることを確認できるため、紙面タスクやアンケートを実施する上で影響があった可能性が考えられる。既往研究<sup>5)</sup>より、平均風速が2.0m/sを超えると屋外スペースの利用が極端に減少することから、作業への影響を把握する必要がある。また、図-4の屋外WS平面図に示す壁ルーバーに近い座席2,3,4は他と比較して風速が小さい傾向が見られた。

#### (4) 表面温度

平均グローブ温度の高い回(11/26の2回目)と低い回(11/3の8回目)に測定した、各WSにおける表面温度

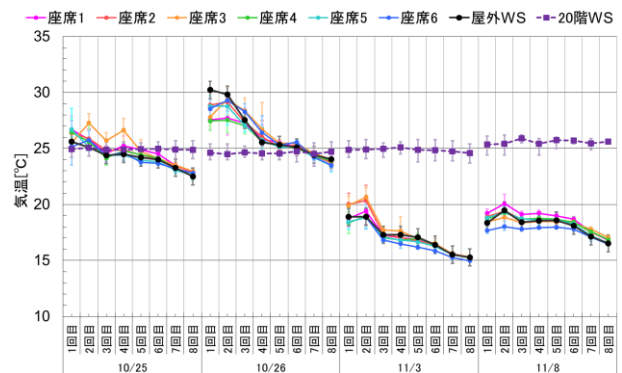


図-7 平均気温の推移

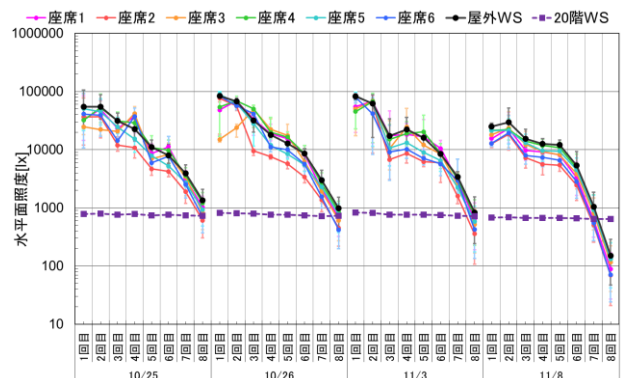


図-8 平均水平面照度の推移

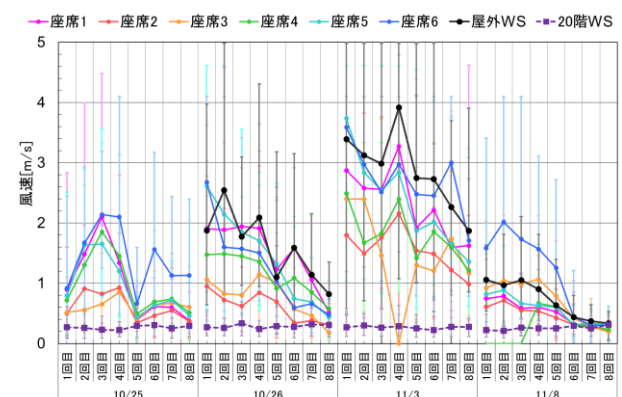


図-9 平均風速の推移

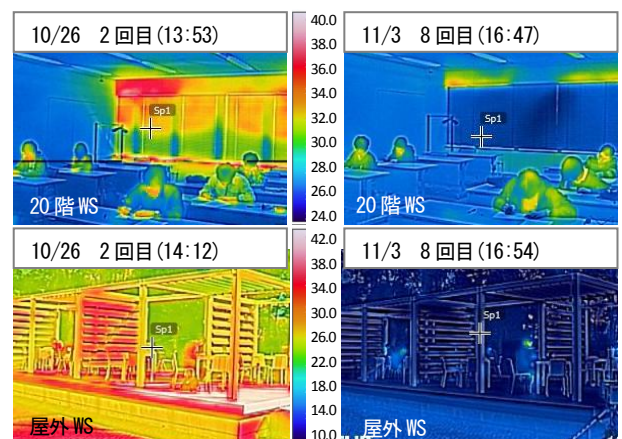


図-10 表面温度分布

分布<sup>注4)</sup>を図-10に示す。20階WSは、表-1に示すように南側開口部にあるブラインドを常時閉としたため、



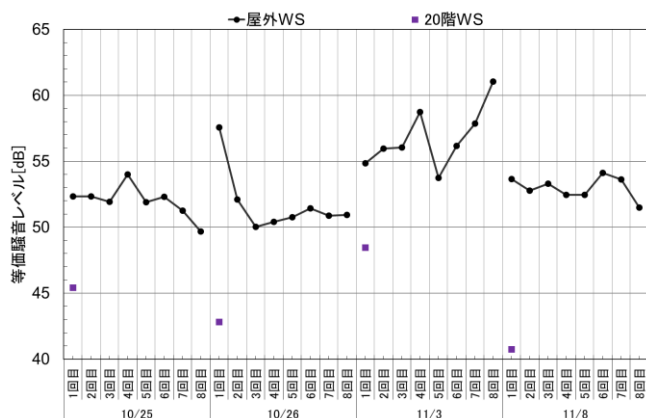


図-11 平均等価騒音レベルの推移

10/26 の 2 回目は日射の影響によりブラインドからの熱放射が大きかった。また、11/3 の 8 回目はブラインドからの熱放射は無く、被験者の手の皮膚温度が非常に低かった<sup>注5)</sup>。屋外 WS では、ルーバーの日射遮蔽効果により 10/26 の 2 回目に各座席の放射環境が大きく異なった。

#### (5) 等価騒音レベル

平均等価騒音レベルの推移<sup>注6)</sup>を図-11 に示す。20 階 WS は一般事務室の許容騒音値 (50dB) は下回っていたが、屋外 WS の騒音値が大きい 11/3 は騒音を感じた。一方、その日の屋外 WS は近隣のイベント会場からの騒音により大きな値が継続し、騒音を無視できないレベル (60dB) を上回る時間も発生したが、それ以外の日は建物用途上では店舗の許容騒音値並となっていることが分かった。鳥の鳴き声、自動車、歩行者の声、飛行機、イベント、葉の擦れる音等が騒音の発生源となっていた。

### 3. 3 分散型 WS としての作業環境の考察

PMV (予想平均温冷感申告)<sup>注7)</sup>と照度 (対数表示) の関係を図-12 に示す。20 階 WS は ISO の PMV 推奨範囲である $\pm 0.5$ に収まっている。屋外 WS は、光環境ではほぼ全ての時間帯で 20 階 WS よりも明るく、温熱環境は暑い側・寒い側共に幅広く分布していたことが確認できた。一方で、10 月の実施日では屋外 WS においても PMV 推奨範囲該当割合が半数となっており、気象条件次第で快適性の高い温熱環境となることが明らかとなった。

### 4. まとめ

オフィスビルの屋内外に設けられた「分散型 WS」において被験者実験を実施し、(その 1) では実験概要と各作業空間の環境特性を述べた。以下に報告内容をまとめる。

- 1) 20 階 WS は、気温、照度、風速がほぼ均一な空間を形成し、PMV も推奨範囲内であった。
- 2) 屋外 WS は、光環境・温熱環境ともに変動範囲が広いが、季節や時間帯により作業上ストレスとならない温熱環境を形成することから、作業に合わせて多様な空間・環境を選択するワークスタイルでは選択の幅を広げるために屋外 WS も有効であることが示唆された。
- 3) 光・風・音環境の作業への影響の把握が必要である。

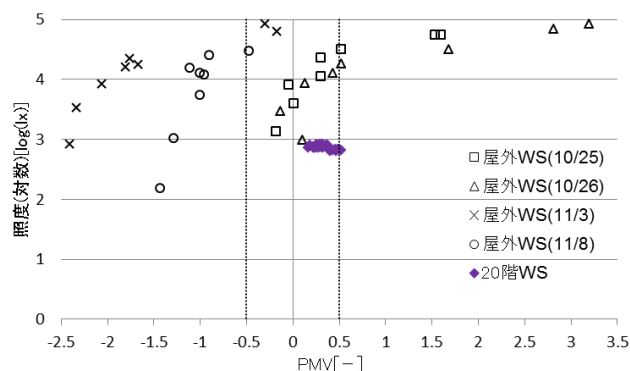


図-12 PMV と照度(対数)の関係

- 4) 屋外 WS において PMV 評価上で快適性の高い温熱環境の出現が明らかになった一方で、天井ルーバーの日射遮蔽や壁ルーバーの風遮蔽等、屋外における環境調節が快適性や満足度に与える影響は今後の課題とする。

【謝辞】本研究は環境省「平成 26 年度 CO2 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業」の委託事業 (技術開発課題名「省エネルギーに繋がる居住者の移動を促すための空間設計と誘導システム構築」) の一環として実施した。

#### 【注釈】

注 1) 各 WS に被験者が滞在する時間毎 (1 回目 (13:17 開始) ~8 回目 (17:08 終了)) に平均した (以後、同様のグラフでは同じ仕様とし、平均という言葉を用いる場合は回毎の値を指す)。図-5 に示すように、同一日に実験を実施した 2 グループ (A・B) の作業空間を交互に入れ替えてタスク・アンケートを課した。

注 2) グラフには、各時間帯の平均値・最大値・最小値をプロットしている (以後、同様のグラフでは同じ仕様とする)。座席番号は図-4 を参照。

注 3) 屋外 WS の 10/25 のデータは欠測である。また、屋外 WS における風速計の設定を 20 階 WS と同一にしたため、5m/s 以上の風速は記録されていない。

注 4) 20 階 WS と屋外 WS では温度分布に差が生じており、上下の画像で温度レンジの範囲を変更している。

注 5) 直前の 16:40 まで被験者は屋外 WS に滞在していた。

注 6) 屋外 WS では、図-5 に示す 1~8 回のタスクとアンケートの時間帯それぞれ 10 分間の平均騒音値を記録したため、2 つの値をパワー平均して各回の代表値とした。

注 7) 屋外環境の快適性指標は一般的に標準新有効温度 (SET\*) を用いるが、作業環境としての快適性を比較するため PMV を採用した。なお、代謝量は 1.2met とし、着衣量は暑い日と寒い日の両方の実験日があったため 0.9clo または 1.1clo のうち快適な方の値を選択した。10/25 の屋外 WS 代表点風速データの欠測は、座席 1~6 の風速平均値を代入し MRT (平均放射温度) および PMV を算出した。

#### 【参考文献】

- 1) 徳本：竹中工務店ワークプレイスプロデュースのビジョン, TAKENAKA WORKPLACE PRODUCE, 新建築 2012 年 9 月臨時増刊, pp.14-23, 2012.09
- 2) 公益財団法人不動産流通近代化センター：2014 不動産業統計集(9 月期改訂), 4 不動産賃貸-10, 2014.09
- 3) 安藤、樋口、黒木他：分散型ワークスペースの知的生産性および快適性に関する研究(その 1)~(その 3), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集(秋田), pp.45-56, 2014.09
- 4) 多和田、西原、高橋他：知的生産性に関する研究(その 7)~(その 9), 日本建築学会大会学術講演梗概集(関東), D-2, pp.1131-1136, 2011.08
- 5) 安藤他：大丸有地区の屋外アミティ空間における温熱環境と利用状況の調査, 第 24 回アーバンインフラ・テクノロジー推進会議, 2012.11

# 屋外ワークスペースの知的生産性及び快適性に関する研究 (その2) 場所選択と作業環境についての主観評価

## Workplace Productivity and Comfort in Outdoor Workspace (Part 2) Subjective Evaluation on Comfort and Place Preference

○樋口 彩子 (大阪大学)  
甲谷 寿史 (大阪大学)  
相良 和伸 (大阪大学)  
野崎 尚子 (竹中工務店)

山中 俊夫 (大阪大学)  
桃井 良尚 (大阪大学)  
黒木 友裕 (竹中工務店)  
藤原 邦彦 (竹中工務店)

Ayako HIGUCHI\*<sup>1</sup> Toshio YAMANAKA\*<sup>1</sup> Hisashi KOTANI\*<sup>1</sup> Yoshihisa MOMOI\*<sup>1</sup>  
Kazunobu SAGARA\*<sup>1</sup> Tomohiro KUROI\*<sup>2</sup> Naoko NOZAKI\*<sup>2</sup> Kunihiko FUJIWARA\*<sup>2</sup>  
\*<sup>1</sup> Osaka University \*<sup>2</sup> Takenaka Corporation

The productivity at work is affected by the environment around, such as thermal environment, impression of the space, the distance between persons and facility. The purpose of this project is to create a outdoor office as a new type of workplace, and the experiment by using subjects was conducted to confirm degree of the relation of each element to the productivity. This paper focuses on questionnaire survey.

### 1. はじめに

環境省のCO<sub>2</sub>排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業の一環で、屋内オフィスの環境負荷低減とワークスタイルの改革を目標に、執務空間として屋外オフィスを提案している。ワーカーの知的生産性は、作業空間の使いやすさ、環境特性(温熱・光・視・音・空気質・風)、空間の印象等の影響を受けており、作業の内容や媒体により最適な作業環境は異なると考えられる。第一段階として、2013年<sup>1)</sup>秋に、環境特性が知的生産性に与える影響に絞り被験者調査を行い、設置時期や設置場所の工夫により、屋外ワークスペース(以下WS)の利用価値はあるという知見を得た。そこで2014年度は屋外ワークスペースに焦点を当て、被験者に複数のタスクを課し、周辺環境が各作業の知的生産性に与える影響を調査した<sup>2)</sup>。(その2)である本報では、被験者調査で行った、アンケート調査について述べる。

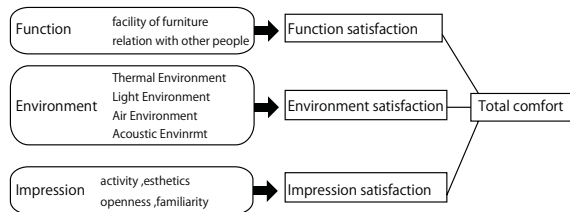


Fig. 2 The concept of the working environment questionnaire

Table 1 Items of the questionnaire on selecting seats

classification	question	evaluation axis	scale for evaluation
Function	importance	the distance between seats	7
Impression	importance	landscape	7
		activity	7
		openness	7
Environment	importance	brightness feeling of space	7
		brightness feeling of desk	7
		visibility of paper/PC	7
		sunshine	7
		wind environment	7
		sound environment	7

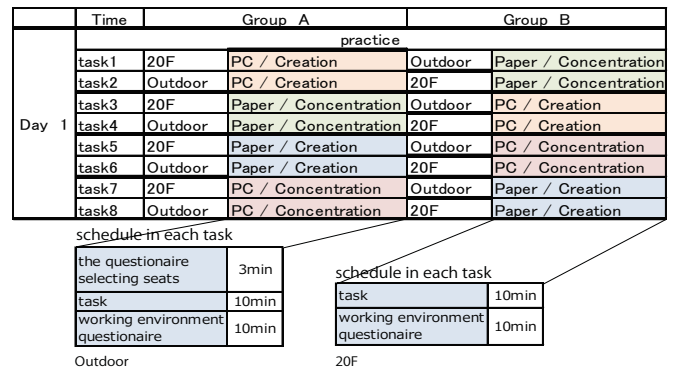


Fig. 1 Schedule on a day

Table 2 Items of the questionnaire on working environment

classification	question	evaluation axis	scale for evaluation
function	importance	layout of furniture	7
		facility of furniture	7
		the area on the desk	7
		the area of personal space	7
		the distance between persons	7
		others eyes	7
	satisfaction	function satisfaction	7
environment	importance	brightness of the space	7
		brightness on the desk	7
		visibility of paper/PC	7
		natural light	7
		total light environment	7
		air moisture	7
		air freshness	7
		smell	7
		total air environment	7
		wind environment	7
		sunshine	7
		thermal environment	7
		acoustic environment	7
	sence	brightness of the space	7
		brightness on the desk	7
		visibility of paper/PC	7
		thermal environment	7
		air moisture	7
		air freshness	7
		acoustic environment	7
	sensitivity	wind/sunshine/smell/sound	4
	comfort	environmental comfort	7
	satisfaction	light/thermal/air/acoustic/wind	7
		environmental satisfaction	7
impression	impression	activity	7
		esthetics	7
		openness	7
		familiarity	7
		ease to stay	7
	satisfaction	impression satisfaction	7
total	acceptance	workability	7
	acceptance	acceptance of work	4
	importance	function/environment/impression	7
	satisfaction	total satisfaction	7



## 2. 調査概要

### 2.1 実験概要

大阪市内の既存オフィスビルの屋外 WS（屋外ブース施工）と 20 階 WS（屋外と対照的な空間として環境を一定とした会議室）の 2 か所で被験者に複数のタスクの試験・アンケート調査を実施し、同時に各場所での環境実測を行い、周辺環境が試験成績に及ぼす影響を検討した。被験者は 1 日 6 人 × 2 グループ (A,B) × 4 日間の計 48 名の大学生男女であり、参加は一人 1 日のみとし各日異なる被験者とした。タスクは「収束的思考」・「拡散的思考」の 2 種類を「紙面」・「PC」の 2 種類の媒体で課し、計 4 種類とした。室内でタスク練習後、実施場所の順序による差を相殺するため A・B の 2 グループに分け、それぞれのグループが各作業を 20 階 WS と屋外 WS で交互に実施した (Fig. 1)。

### 2.2 アンケート概要

アンケートはタスク前（屋外のみ）とタスク後の 2 種類実施した。タスク前の「場所選択アンケート」はタスク・媒体の種類により、好まれる場所が異なるかを把握するため実施し、各座席を自由に体験させた上で、ある作業を想定した際に好む（適切と思われる）座席と重要視した項目を回答させた。タスク後の「作業環境評価シート」と称するアンケート内容に関して、知的生産性に影響を与える要素を大きく、「機能性」「環境特性」「印象」<sup>3)</sup>

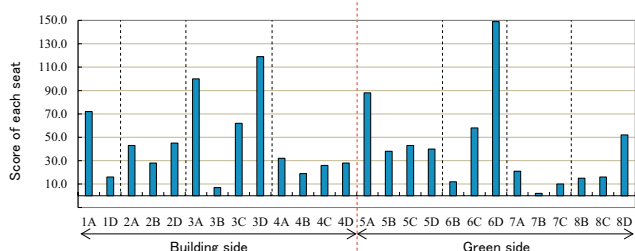


Fig. 4 Score of each seat

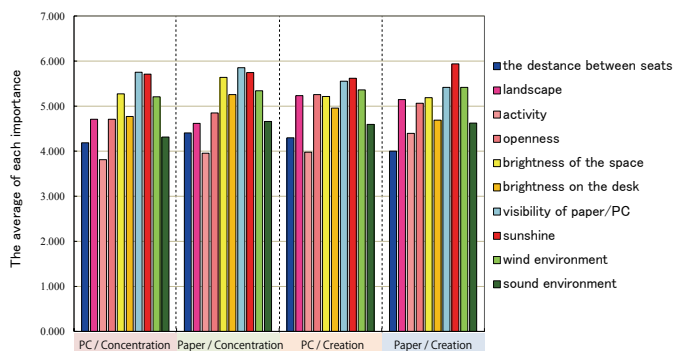


Fig. 5 Average of each importance

Table 3 Score of each seat by each task

	1A	1D	2A	2B	2D	3A	3B	3C	3D	4A	4B	4C	4D	5A	5B	5C	5D	6B	6C	6D	7A	7B	7C	8B	8C	8D
Total	72	16	43	28	45	100	7	62	119	32	19	26	28	88	38	43	40	12	58	149	21	2	10	15	16	52
PC / Concentration	20	7	9	10	12	31	1	14	42	7	6	5	12	12	4	9	11	4	13	36	2	1	2	5	5	7
Paper / Concentration	14	6	19	4	9	25	5	19	15	11	1	11	8	27	19	13	12	2	18	27	4	0	3	3	1	11
PC / Creation	22	2	11	9	6	19	0	10	29	8	3	0	3	28	10	12	13	4	12	37	12	0	3	5	6	16
Paper / Creation	16	1	4	5	18	25	1	19	33	6	9	10	5	21	5	9	4	2	15	49	3	1	2	2	4	18

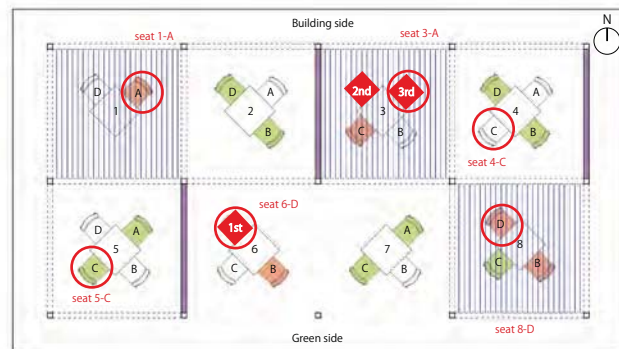


Fig. 3 Layout of seats in outdoor workspace

の 3 要素に分類できるとした。それら 3 要素が全体的な作業のしやすさや総合満足度にどのように影響するのかを把握することを目標にアンケート項目を決定した。また 2 か所で同タスク後に、どちらの空間が好ましいかについて選択肢で回答させ、その理由について自由に記述させた。作業環境評価シートの概念図を Fig. 2 に、具体的な作業環境評価シート項目と評価軸を Table 1 に場所選択アンケート項目と評価軸を Table 2 に示す。

### 3. 場所選択アンケートの結果と考察

場所選択アンケートによる各座席 (Fig. 3) の得点を Fig. 4 に、タスク別の点数を Table 3 に示す。集計は 1 位の座席を 3 点とし、1 位 (3 点) ~ 3 位 (1 点) で得点をつけ人気の高い座席を調べた。

全体として座席 6D、3D、3A の順に好まれる。これらの座席の共通点は、緑を向いていること、間仕切りの底があることで、ビルからの視線が気にならず、暑い時間帯に比較的光射を防ぎ、寒いときに風を防ぐことが魅力的なのではないかと思われる。タスク別に見てもそれほど結果は変わらなかった。全体的に 6D の人気が高いが、特に紙拡散では圧倒的な人気である。

Fig. 5 は重要と考える項目のタスク別集計である。タスクによる違いはあまりみられないが、拡散思考では収束思考に比べ、景観・開放性の重要度がやや高かった。全体としては、日ざしと画面（紙面）の文字の見やすさが重要度が高く、次いで空間全体の明るさ、風環境、そのあと景観、開放性、机の明るさ等が求められる。にぎわい、音環境、他の座席との距離などは重要度がやや低い。

### 4. 作業内容評価シートの結果と考察

#### 4.1 総合評価

総合満足度と「機能性」「環境特性」「印象」の各総合満足度のタスクごとの申告率の集計結果を Fig. 6 に、単回帰分析による相関関係を Fig. 7 に、重回帰分析の偏相

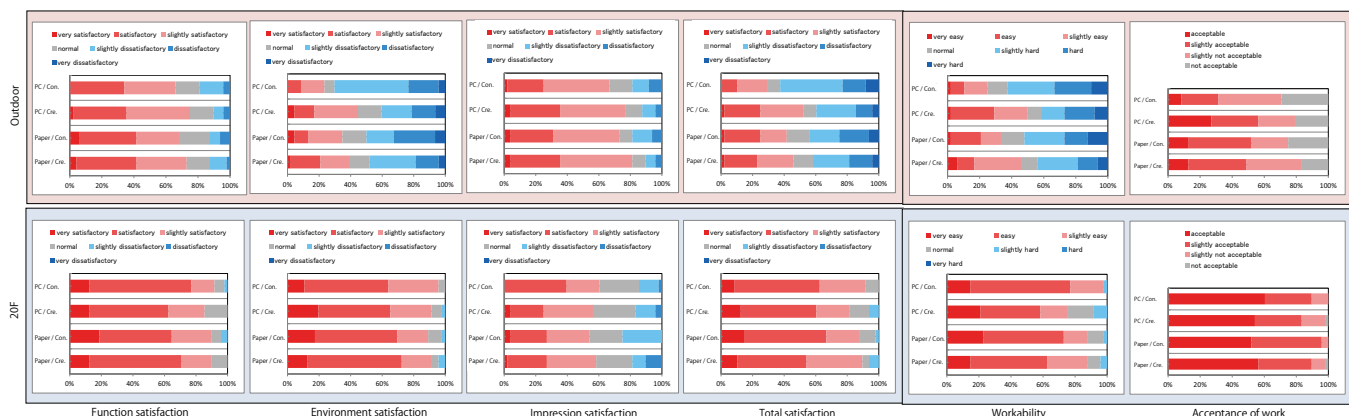


Fig. 6 Comparison of each satisfaction

Fig. 9 Comparison of items on workability

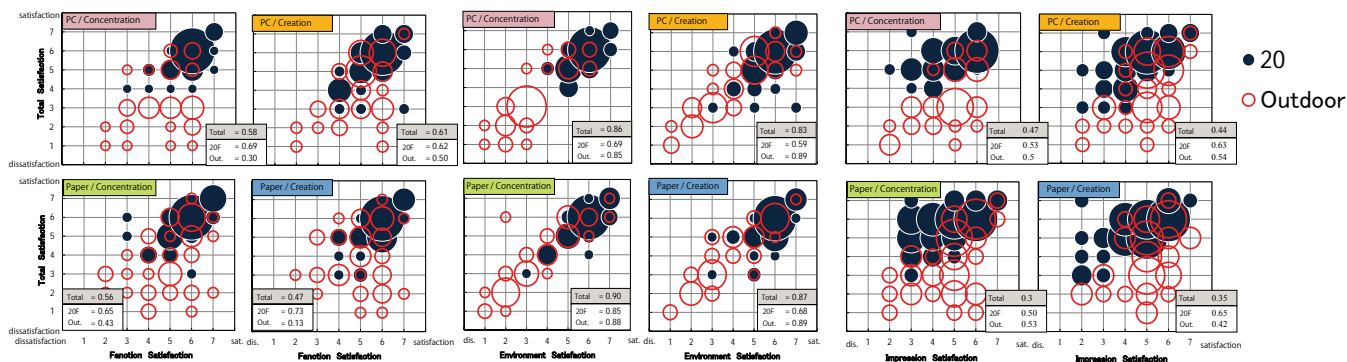


Fig. 7 Relation between total satisfaction and each satisfaction

関係数を Fig. 8 に示す。また総合満足度と作業しやすさ・許容度の申告率の集計結果を Fig. 9 に示す。「機能性」「環境特性」「印象」では環境特性が総合満足度と最も相関が高い。また傾向として、拡散思考タスク、収束思考タスク各々同士が類似した評価となり、申告率の集計結果をみると、拡散タスクが収束タスクに比べ、やや良い評価である。作業のしやすさ・許容度でも拡散タスクの方がやや評価が良い。また重相関分析結果より屋外 WS は環境特性が非常に相関が高いが、20階 WS のように環境の安定した場所では印象・機能性にも相関が現れ、タスクによる違いが顕著となる。収束タスクでは環境特性・機能性、拡散タスクでは機能性・印象の相関が高い傾向にある。Fig. 10 に各満足度の重要度と満足度の関係を示す。タスクによる違いは顕著ではないが、収束タスクの方が拡散タスクに比べ、環境特性においてやや改善の必要ありに寄っている。

### 3.2 環境特性の評価

全体的な総合快適性に最も影響を与える環境特性について、各環境要素が環境満足度に与える影響 (Fig. 11) をみると、屋外 WS では光・温熱・風の影響が大きく、環境が安定した 20 階 WS では空気・音が影響して

$$R^2=0.596 \quad R^2=0.771 \quad R^2=0.537 \quad R^2=0.700 \quad R^2=0.769 \quad R^2=0.803 \quad R^2=0.808 \quad R^2=0.814$$

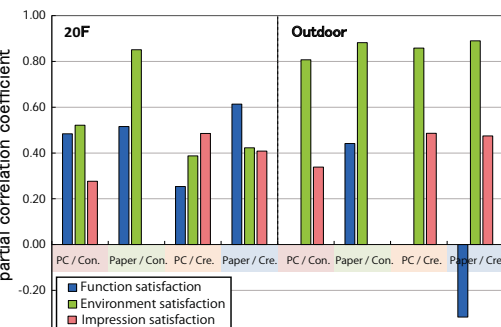


Fig. 8 Relation between total satisfaction and each items

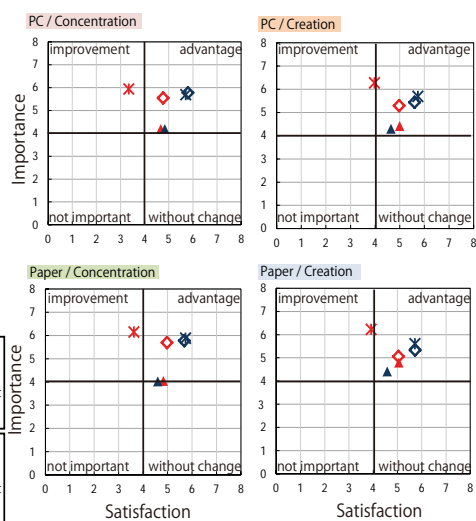


Fig. 10 Relation between importance and satisfaction

くる。Fig. 12 各環境特使の重要度と満足度の関係を示す。改善の必要があるのは PC/ 収束—光と温熱と音、紙/ 収束—温熱と風、PC/ 拡散—風、紙/ 拡散—温熱と風である。ただし各環境特性ごとの重要度と満足度の関係 (Fig. 13) を個別にみると、屋外に関しては光・温熱・風は全てのタスクで改善に寄っている。音のみタスクにより挙動が異なり、収束タスクでは改善が必要だが、拡散タスクはあまり改善の必要がなく、拡散思考では音は作業の妨げになりにくいといえる。

### 3.4 好ましい空間について

Table 4 にどちらの空間が好ましいかについて選択肢

で回答させた結果を示す。また選択の理由についても自由記述させた。その結果、収束タスクでは圧倒的に20階WSが好まれるのに対し、拡散タスクでは半数弱の被験者が屋外が好ましいと回答している。しかも屋外WSが好ましいと回答している被験者は、温熱や風環境が快適といえない厳しい環境で、環境に不満である場合も多かった。厳しい環境にも関わらず、拡散タスクで屋外が好ましい理由としては、緑が見え、開放的な場所の方が取り組みやすい、集中しやすかった等の意見が挙げられた。屋外のように様々な刺激がある方が、想像力を掻き立てられ、拡散思考のような作業に取り組みやすいといえる。ただし、拡散思考であっても静かで落ち着く20階WSを好む場合も多く、好みの場所には個人差がある。しかしタスクによっては屋外WSの利用価値は大いにあるといえる。

Table 4 Number of choice of fine space

PC / Concentration	20F	38
	Outdoor	10
Paper / Concentration	20F	42
	Outdoor	6
PC / Creation	20F	29
	Outdoor	19
Paper / Creation	20F	27
	Outdoor	21

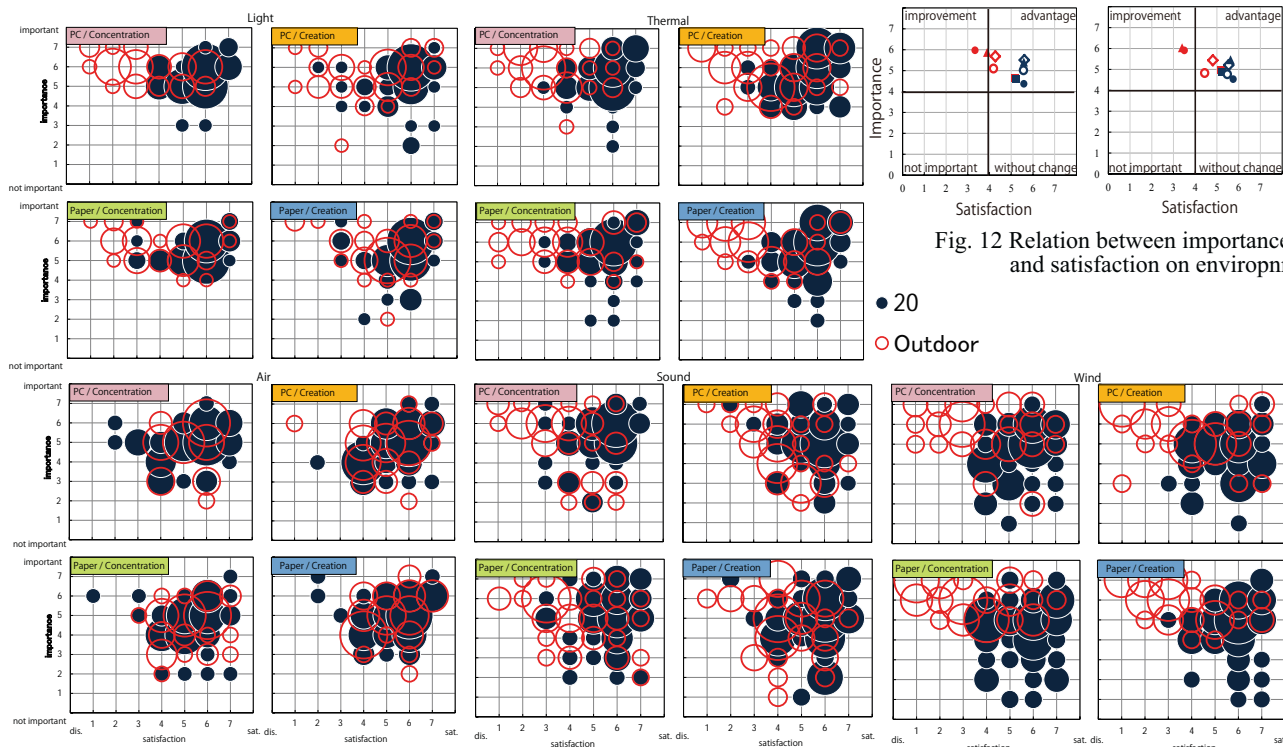


Fig. 13 Relation between importance and satisfaction on each environment

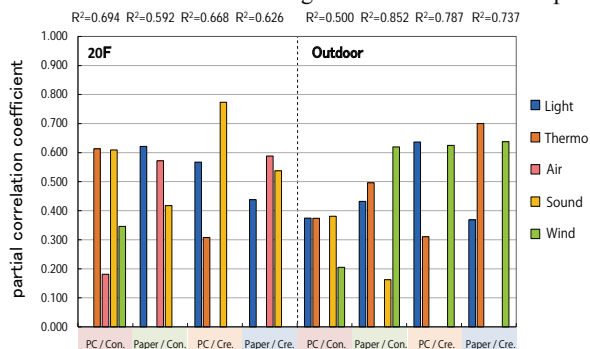


Fig. 11 Relation between total environmental satisfaction and each items

#### 4. まとめ・今後の予定

屋外WSに焦点をあて、複数のタスク・媒体により、作業内容に応じたワークスペースの設計手法の検討に資する知見を得ることを目的とした被験者実験を行った。その結果、媒体よりも拡散・収束思考により、作業に適する周辺環境は異なり、特に創造的な思考においては屋外のように様々な刺激にさらされた空間の方が適する可能性があるという知見が得られた。今後はさらなる実験により、屋外ワークスペースの改良やより詳細で正確な設計指針を確立させる必要がある。

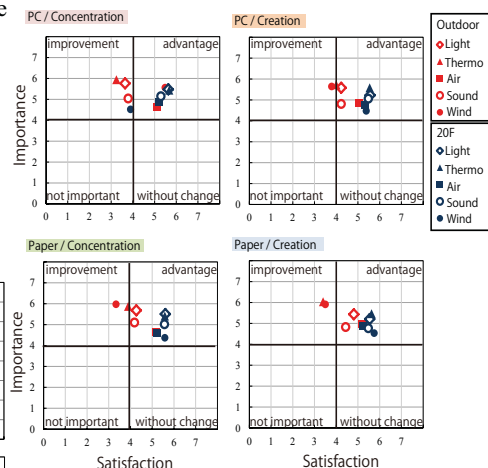


Fig. 12 Relation between importance and satisfaction on environment

● 20  
○ Outdoor

[謝辞] 本研究は環境省「平成26年度CO2排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業」の委託事業(技術開発課題名「省エネルギーに繋がる居住者の移動を促すための空間設計と誘導システム構築」)の一環として実施した。  
[参考文献] 1) 安藤, 黒木, 樋口他:「分散型ワークスペースの知的生産性及び快適性に関する研究(その1)~(その3)」, 空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集, pp. 45-56, 2014.9  
2) 野崎尚子他:「屋外ワークスペースの知的生産性及び快適性に関する研究(その1)被験者実験概要と作業空間の環境特性」, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2015.3 掲載予定  
3) 窪内佑子, 相良和伸, 山中俊夫, 甲谷寿史, 樫原未知:「都市のオープンスペースにおける利用者の環境評価に関する研究(その4)冬季アンケート調査の概要及び利用者の構成」, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-1, pp. 873-874, 2004.8



# 屋外ワークスペースの知的生産性及び快適性に関する研究 その3 作業空間での知的生産性

## Workplace productivity and comfort in outdoor work space Part 3 workplace productivity

○ 黒木 友裕 (竹中工務店) 山中 俊夫 (大阪大学)  
甲谷 寿史 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)  
樋口 彩子 (大阪大学) 野崎 尚子 (竹中工務店)  
藤原 邦彦 (竹中工務店)

Tomohiro KUROKI\*<sup>1</sup> Toshio YAMANAKA\*<sup>2</sup> Hisashi KOTANI\*<sup>2</sup>  
Yoshihisa MOMOI\*<sup>2</sup> Ayako HIGUCHI\*<sup>2</sup> Naoko NOZAKI\*<sup>1</sup> Kunihiro FUJIWARA\*<sup>1</sup>  
\*<sup>1</sup> Takenaka Corporation \*<sup>2</sup> Osaka University

A subject experiment in the “divergent community space” to evaluates workplace productivity was conducted. Correlation with productivity and environment and impression in each spaces was investigated. We found that outdoor environment sometimes increase the creativity performance, but sometimes decrease the workability by uncomfortable illuminance, wind or temperature.

### 1. はじめに

前報に引き続き、本報では通常のオフィス空間を模したワークスペース(20階に設置。以下「20階WS」と)と屋外に設置したWSにて被験者に課したタスクの成績を報告し、それぞれでの環境や被験者の主観評価との関係から知的生産性について考察する。



20階WS

屋外WS

図-1 実験風景

### 2. 知的生産性の評価

#### 2.1 概要

知的生産活動は「情報処理」「収束的思考」「拡散的思考」「リラックス」「リフレッシュ」「フォーマルコミュニケーション」「インフォーマルコミュニケーション」の7つのbehaviorに分類され、前3者で時間割合は過半となる<sup>1)</sup>。今回は収束的思考を評価可能なタスクと拡散的思考を評価可能なタスクを新たに考案し、それぞれ紙面またはPCを配布して被験者に課した。

タスクの実施スケジュールを表-1に示す。2つのWSに入れ替わりで被験者グループ(A・B各6名)を誘導し、着座状態でタスクとアンケートを実施する。これを1セットとして、場所(20階WS/屋外WS)、タスク種類(収束/拡散)、媒体(紙面/PC)の全ての組み合わせ(8セット)を1日に実施する。また、実験は4日間実施し、被験者(男女大学生)は日ごとに全て入れ替えた。

表-1 タスクのスケジュール

		Aグループ			Bグループ		
		場所	タスク種類	媒体	場所	タスク種類	媒体
1・3日目	1回目	20階	拡散(3)	PC	屋外	収束	紙面
	2回目	屋外	拡散(4)	PC	20階	収束	紙面
	3回目	20階	収束	紙面	屋外	拡散(3)	PC
	4回目	屋外	収束	紙面	20階	拡散(4)	PC
	5回目	20階	拡散(1)	紙面	屋外	収束	PC
	6回目	屋外	拡散(2)	紙面	20階	収束	PC
	7回目	20階	収束	PC	屋外	拡散(1)	紙面
	8回目	屋外	収束	PC	20階	拡散(2)	紙面
2・4日目	1回目	20階	収束	PC	屋外	拡散(1)	紙面
	2回目	屋外	収束	PC	20階	拡散(2)	紙面
	3回目	20階	拡散(1)	紙面	屋外	収束	PC
	4回目	屋外	拡散(2)	紙面	20階	収束	PC
	5回目	20階	収束	紙面	屋外	拡散(3)	PC
	6回目	屋外	収束	紙面	20階	拡散(4)	PC
	7回目	20階	拡散(3)	PC	屋外	収束	紙面
	8回目	屋外	拡散(4)	PC	20階	収束	紙面

#### 2.2 収束的思考タスク

##### (1) 実施内容

収束的思考タスクの出題例を図-2に示す。問題は2桁+2桁の足し算5問、記号変換問題<sup>注2)</sup>3問、数列<sup>注3)</sup>3問を繰り返すものである。紙面で行う場合は1枚に22問印刷し、15枚をセットにして配布する。時間のロスを抑えるため、回答を修正する際には消しゴムを使用せず、取り消し線と新しい回答を記入するよう指示した。PCで行う場合は入力後矢印キーまたは改行キーで次の問題の回答欄にカーソルが移動する仕様とした。回答時間は10分とし、いずれも問題には上から出題順に回答するよう指示した。

31 + 52 □	31 + 45 □	78 + 13 □	30 + 87 □	48 + 84 □
1 ÷ 8 = 8	⇒	6 ÷ 9 = □		
15 ÷ 3 = 5	⇒	12 ÷ 6 = □		
2 × 1 = 1	⇒	4 × 3 = □		
?? , 10 , 7 , 4		?? = □		
12	??	1	??	□

図-2 加算テストの問題用紙



(2) 結果

正答数をその回の収束的思考タスクの成績として評価した。

まず、媒体(紙面/PC)の違いによる影響を確認する。紙面・PCとも各人2回ずつ(20階・屋外WS)実施しているが、全被験者の平均点は紙面で208点、PCで165点となった。PCでの成績が低いのは操作性の問題と思われる。

次に、屋外WSと20階WSでの成績の違いを確認する。散布図を図-3(紙面)、図-4(PC)に示す。被験者の半数は先に屋外WSで、半数は20階WSで実施しており、順序効果は全体で相殺されるものとみなす。図-3で両者を比較するとわずかに20階WSでの成績が高い。なお、屋外WSで極端に成績が低い被験者を特異データとして除くと、その差はほとんどなくなる。

PCで実施した場合(図-4)も20階WSのほうがやや成績が高く、その差は紙面よりも大きい。アンケートの自由意見にも散見されたが、屋外WSでの成績低下は画面の見にくさが大きな要因となっていると考えられる。

2.3 拡散的思考タスク

(1) 実施内容

創造性のパフォーマンスを定量化する目的で「生産力テスト」<sup>4)</sup>3問と「俳句作成」1問をセットにして課した。

図-4に例示するように、「生産力テスト」は「新しい○○を考えてください」という問いに対し、アイデアを自由に回答させるもので、「俳句作成」は指定された6個の秋季の季語を用いて俳句を作成させるものである。計4問の出題に対し、被験者には任意の順に回答させた。

生産力テストのテーマ(上記の「○○」)に使用した単語、および俳句で指定した季語を表-2に示す。1人が4回受験するので4セット作成した。

(2) 採点・評価方法

1) 生産力テスト

得られた回答に対し、実験者3名による客観評価を行った。1つ1つの回答の質を「新奇性」と「適切性」をそれぞれ0(全くない)～4(非常にある)の5段階で採点し、2者の和がその回答の「創造性」を示すものとした。3題の全ての回答について総和を求めた素点を表-3に示す。表からもわかるように、タスクは毎回題材を変えているため難易度も異なる。たとえばセット1よりもセット2のほうが難しい出題だったと考えられる。そこで、セットごとに48名分のスコアを基準化する(表-4)。

さらに表4からわかるように、被験者各人にこの種のテストの得手不得手の差がある。たとえば1日目の被験者A6はこのテストの得点が高い。そこで、各人ごとに4セットのスコアをさらに基準化する(表-5)。

こうすることで、その被験者がそのセットでパフォーマンスを発揮できた度合いを知ることができる。

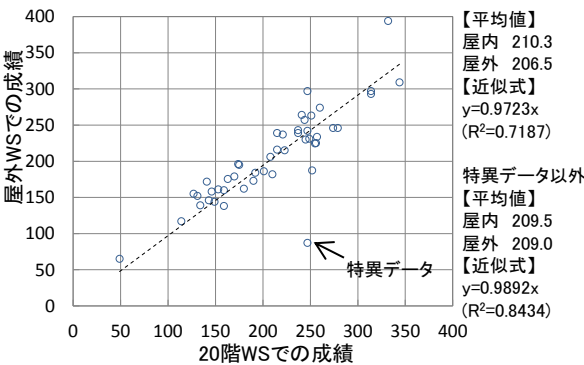


図-3 収束的思考タスク(紙面)

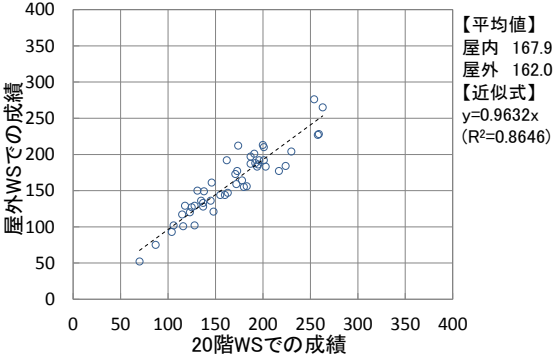


図-4 収束的思考タスク(PC)

図-5 拡散的思考タスクの例

表-2 生産力テストの題材と俳句の季語

	生産力テスト			俳句の季語
	1	2	3	
セット1	枕	セロハンテープ	ゴミ箱	秋の空、秋の日、案山子(かかし)、新米、柚(ゆず)、野菊、ばった、みかん
セット2	タンス	ばんそうこう	財布	秋の野、秋晴れ、菊人形、茸(きのこ)、きつつき、きんかん、稲刈り、桃
セット3	イス	傘	ハンガー	秋風、秋の雲、菊、冬支度、いちじく、落花生、小鳥、梨
セット4	カバン	扇風機	めがね	秋の雨、秋深し、木の実、蕎麦、稲、栗、ぎんなん、柿

表-3 生産力テストの素点

被験者	1A1	1A2	1A3	1A4	1A5	1A6	1B1	1B2	1B3	1B4	1B5	1B6	平均	標準偏差
セット1	35.3	31.7	23.7	31.3	53.0	77.0	20.3	37.7	40.3	29.0	22.0	39.5	39.5	17.8
セット2	37.0	28.7	26.0	27.7	39.7	73.7	25.3	37.7	38.0	18.3	17.3	35.7	35.7	18.7
セット3	34.3	38.7	33.3	35.0	85.0	81.0	21.7	44.3	40.0	43.3	30.7	38.7	38.7	21.6
セット4	31.3	24.3	37.3	44.3	70.7	82.7	30.7	35.0	34.0	49.7	28.0	39.6	39.6	22.7
平均値	34.5	30.8	30.1	34.6	62.1	78.6	24.5	38.7	38.1	35.3	24.5	38.4	38.4	20.2
標準偏差	2.4	6.0	6.4	7.2	19.9	4.0	4.6	4.0	2.9	14.3	6.0	1.9	1.9	2.3

## 2) 俳句作成

俳句はその作品の性質(印象、力動、技巧)と出来栄え(総評)を評価したが、以下、本報では総評の分析のみを示す。

総評は1つの作品を1～7点で評価するもので、3名の実験者の平均値をとった。さらに作品の個数分の合計値をその回の素点とする(表-6)。俳句も毎回使用させる季語を変えているため難易度も異なるのでセットごとに48名分のスコアを基準化し(表-7)、さらに被験者ごとに基準化してパフォーマンスとする(表-8)。

## 3) 総合成績の算出

拡散的思考タスクの総合成績算出のため、生産力テスト・俳句作成両者の重みづけを行う。ここでは1つの回答に要する時間を重みづけの根拠と考え、別の被験者9名によって実験し所要時間を計測した。その結果、生産力テストの回答の平均所要時間は22.1秒、俳句作成は46.6秒となった。生産力テストは3問セットであることを勘案し、両者の重みを66.4:46.6(=0.59:0.41)とした。総合成績 $S_t$ は生産力テストのzスコアを $S_p$ 、俳句のzスコアを $S_h$ として、下式により求める。

$$S_t = 0.59S_p + 0.41S_h$$

これを表9に示す。これが生産力テストと俳句を総合的に評価した拡散的思考のパフォーマンスを表していると考えられ、これらの大小にはその場の環境も影響している可能性がある。この考察は3章にて行う。

## (3) 場所による生産力テスト・俳句作成選択の傾向

ここでは前節1)、2)で求めた生産力テスト、俳句作成の素点の傾向を分析する。それぞれ紙面およびPCにて実施しているので比較すると(図-6)、収束的思考テストとは逆に紙面よりPCのほうがやや成績が良い傾向がある。

また、実施場所の影響を示したのが図-7である。差は小さいものの、生産力テスト、俳句作成ともに屋外WSのほうが素点は大きくなる傾向があり、特に俳句作成では傾向が強い。屋外WSの視覚をはじめとする多様な刺激がパフォーマンスに良い影響をもたらした可能性が考えられる。

表-4 生産力テストのzスコア※(表3をセットごとに基準化)

被験者	1A1	1A2	1A3	1A4	1A5	1A6	1B1	1B2	1B3	1B4	1B5	1B6
セット1	-24	-44	-89	-46	76	211	-108	-11	4	-57	-9	-99
セット2	7	-37	-52	-43	21	203	-55	11	13	-93	0	-98
セット3	-20	0	-25	-17	214	196	-79	26	6	23	-53	-37
セット4	-37	-68	-10	21	137	190	-40	-20	-25	44	12	-51
平均値	-18	-37	-44	-21	112	200	-70	1	-1	-21	-12	-71
標準偏差	18	28	35	31	83	9	30	21	17	65	28	32

※100倍にて表示

表-5 生産力テストのzスコア※(表4を被験者ごとに基準化)

被験者	1A1	1A2	1A3	1A4	1A5	1A6	1B1	1B2	1B3	1B4	1B5	1B6
セット1	-29	-25	-130	-80	-44	120	-126	-57	30	-57	13	-86
セット2	139	0	-22	-69	-109	36	51	44	78	-111	44	-84
セット3	-11	133	55	13	123	-45	-29	117	39	67	43	107
セット4	-99	-108	97	136	30	-111	103	-105	-147	100	-86	63

※100倍にて表示

表-6 俳句の素点

被験者	1A1	1A2	1A3	1A4	1A5	1A6	1B1	1B2	1B3	1B4	1B5	1B6
セット1	11.7	6.3	4.0	0.0	18.3	0.0	11.3	3.7	15.0	4.0	8.7	6.1
セット2	8.0	2.3	4.0	0.0	12.3	3.7	7.0	5.7	12.7	7.7	8.3	6.2
セット3	9.0	10.3	2.0	0.0	21.7	2.3	11.7	5.7	12.0	3.3	14.7	6.8
セット4	11.0	14.0	0.0	0.0	15.0	8.0	15.7	8.3	10.7	7.7	14.3	7.3
平均値	9.9	8.3	2.5	0.0	16.8	3.5	11.4	5.8	12.9	7.7	11.5	6.6
標準偏差	1.7	5.0	1.9	0.0	4.1	3.4	3.5	1.9	2.6	3.3	3.5	0.6

表-7 俳句のzスコア※(表6をセットごとに基準化)

被験者	1A1	1A2	1A3	1A4	1A5	1A6	1B1	1B2	1B3	1B4	1B5	1B6
セット1	115	5	-43	-125	252	-125	108	-50	197	-125	43	53
セット2	34	-74	-42	-118	117	-48	15	-10	111	-118	38	41
セット3	39	62	-83	-118	259	-77	85	-19	91	-118	27	137
セット4	68	123	-136	-136	142	12	154	18	55	-136	6	129
平均値	64	29	-76	-124	192	-60	91	-15	113	-124	27	90
標準偏差	37	84	44	9	74	57	58	28	60	9	24	50

※100倍にて表示

表-8 俳句のzスコア※(表7を被験者ごとに基準化)

被験者	1A1	1A2	1A3	1A4	1A5	1A6	1B1	1B2	1B3	1B4	1B5	1B6
セット1	138	-29	74	-13	81	-114	30	-124	139	-13	31	-74
セット2	-80	-123	77	72	-102	20	-130	18	-5	72	46	-98
セット3	-68	39	-16	78	91	-30	-9	-14	-37	78	24	94
セット4	10	112	-135	-137	-69	125	110	119	-97	-137	41	78

※100倍にて表示

表-9 拡散的思考テストのパフォーマンス※

被験者	1A1	1A2	1A3	1A4	1A5	1A6	1B1	1B2	1B3	1B4	1B5	1B6
セット1	40	-27	-46	-53	7	23	-62	-85	75	-38	26	-81
セット2	49	-51	19	-11	-106	29	-24	34	44	-36	86	-90
セット3	-34	94	26	40	110	-39	-21	63	7	72	94	102
セット4	-54	-17	1	24	-11	-14	106	-12	-126	3	34	69

※100倍にて表示

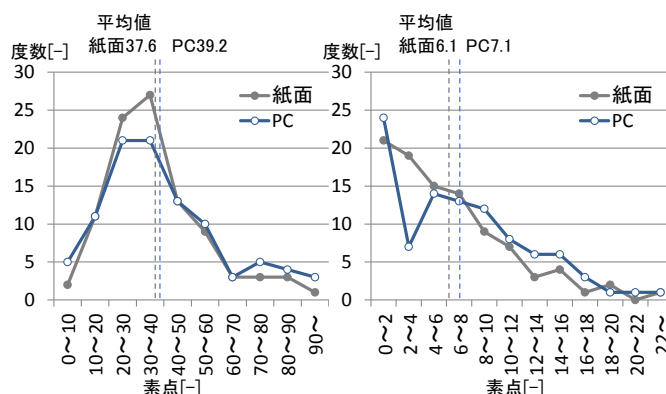


図-6 拡散的思考テスト素点(紙面 vs PC)

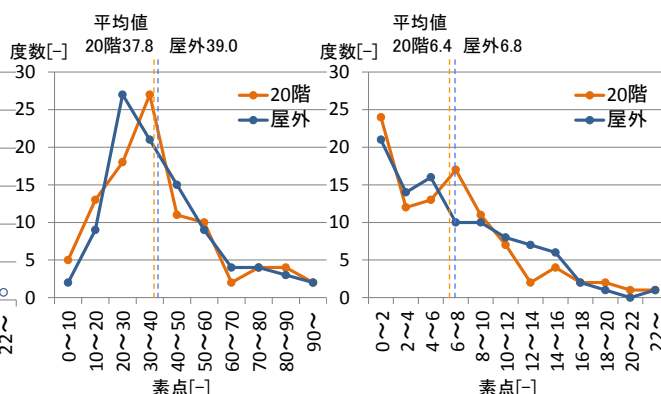


図-7 拡散的思考テスト素点(20階WS vs 屋外WS)

### 3. 考察

#### 3.1 環境測定値との相関

##### (1) 収束的思考テスト

比較的相関が強かったもののみを挙げると、紙面で実施した場合の成績には、風速と弱い負の相関(相関係数 $-0.13$ ) (バブルチャートを図-8に示す)、PMVとは正の相関( $0.12$ )があった。一方、PCで実施した場合、照度と負の相関( $-0.08$ )があった。これらはアンケートの自由記述にあったネガティブな意見「紙が飛ばされそうになる」「寒い」などからも示唆される。

##### (2) 拡散的思考テスト

拡散的思考テストにおいても、紙面とPCとで傾向が異なる。PCでの成績はPMV、CO2濃度と弱い負の相関(それぞれ $-0.17$ 、 $-0.15$ )が見られたが、紙面にはその傾向がない。また、収束思考タスクと異なり、紙面・PCとも風速・照度・騒音と正の相関が見られる( $0.12 \sim 0.14$ 程度) (図-9に例示)。ただし、これらに直接の因果関係があるとは判断できない。アンケートにもそのような示唆は見られない。前章で示した通り、屋外WSでパフォーマンスが高かったことと連動する傾向と考えられる。

収束的思考タスクでは紙面・PCと常に対面し、頻繁にアクセスするが、拡散的思考ではその頻度が低いため、アクセスを阻害するような風速、照度などの悪影響が出にくいとも考えられる。

#### 3.2 主観評価との相関

##### (1) 収束的思考テスト

環境満足度と収束的思考タスク(紙面)との関係を図-10に示す。両者の相関は弱い( $0.12$ )。環境に不満であるとの自覚があっても成績に大きな影響はないことがわかる。

##### (2) 拡散的思考テスト

環境満足度と拡散的思考タスクとの関係を図-11に示す。相関はさらに弱く、しかも負である( $-0.08$ )。

#### 4. まとめ

屋内・屋外のワークスペースを使って、紙面・PCを媒体とした、収束的思考・拡散的思考タスクを実施し、下記の知見を得た。

- ・収束的思考は屋外WSの環境特性(高照度、風速大など)にネガティブな影響を受けやすい。その影響はタスクの媒体(紙面・PC)によっても異なる。
- ・拡散的思考は屋外WSにてパフォーマンスを発揮する傾向が見られた。

##### [参考文献・注釈]

- 1) 国土交通省,「知的生産性研究委員会報告書」, pp.12~17, 2013.3
- 2) 左側の等式で示されている四則演算の記号(+・×÷)の機能が別の記号に変化しており、その機能を読み取った上で右側の等式の答えを記入させるもの
- 3) 4個の整数からなる等差数列または等比数列のうち1か所が空白となっており、そこに入る数値を入力させるもの
- 4) 樋口祥明他,「物理環境が創造的思考に与える影響」その1~2, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-2, 環境工学Ⅱ, pp. 1263-1266, 2010.9, その3~4, 同, D-1, 環境工学Ⅰ, pp.137-140, 2011.9, その5, 同, D-1, 環境工学Ⅰ, pp.109-110.

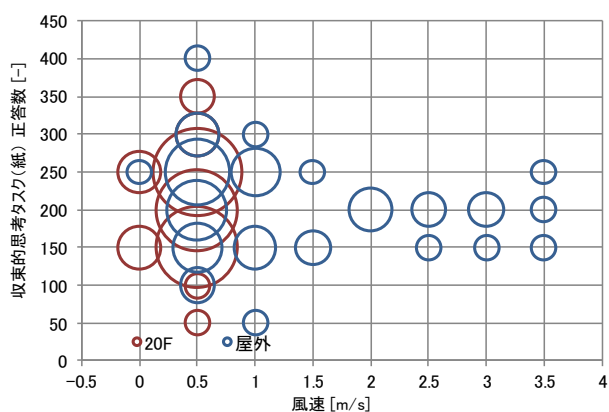


図-8 風速と収束的思考タスク(紙面)の関係

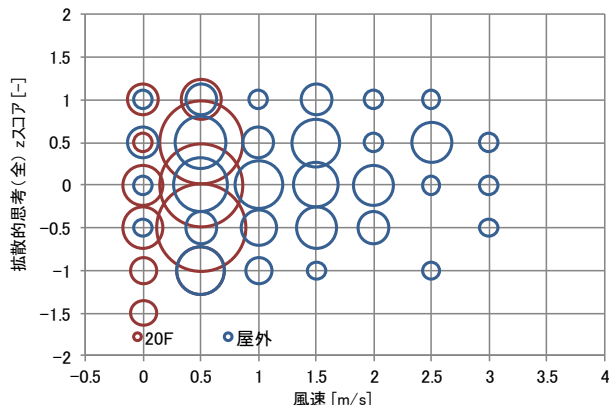


図-9 風速と拡散的思考タスクの関係

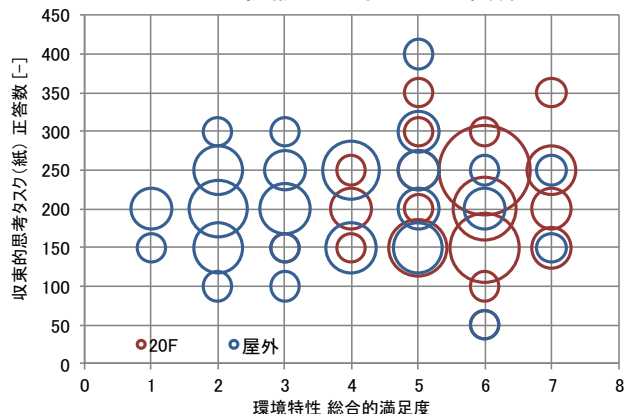


図-10 環境満足度と収束的思考タスク(紙面)の関係

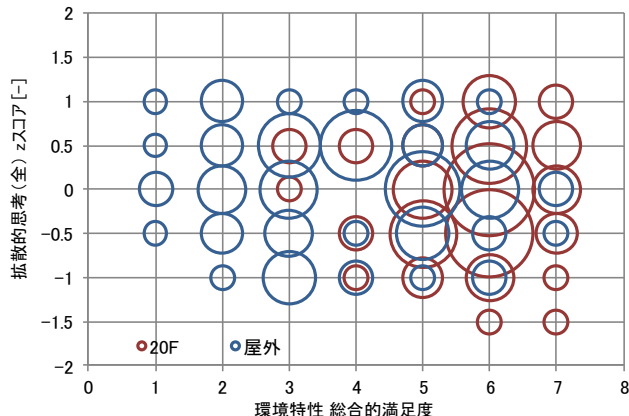


図-11 環境満足度と拡散的思考タスクの関係

##### [謝辞]

本研究は環境省「平成26年度CO2排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業」の委託事業(技術開発課題名「省エネルギーに繋がる居住者の移動を促すための空間設計と誘導システム構築」)の一環として実施した。

# ふく射と運動の負荷が時間変化する場合の温冷感予測法の検討

## Prediction of Thermal Sensation during Human Thermal Load Change by Irradiation and Exercise

○榎原 健太 (大阪府立大学)      鶴長 一紀 (大阪府立大学)      島崎 康弘 (岡山県立大学)  
河端 隆志 (関西大学)      山本 隆則 (大阪府産技研)      木下 進一 (大阪府立大学)  
吉田 篤正 (大阪府立大学)

Kenta KASHIHARA\*<sup>1</sup> Kazuki TSURUNAGA\*<sup>1</sup> Takashi KAWABATA\*<sup>2</sup> Yasuhiro SHIMAZAKI\*<sup>3</sup>

Takanori YAMAMOTO\*<sup>4</sup> Shinichi KINOSHITA\*<sup>1</sup> Atsumasa YOSHIDA\*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup> Osaka Prefecture University      \*<sup>2</sup> Kansai University

\*<sup>3</sup> Okayama Prefecture University      \*<sup>4</sup> Technology Research Institute of Osaka Prefecture

Irradiation and metabolic rate are greatly changed with time in outdoor. It is required to develop the unsteady thermal sensation prediction model during human thermal load change by irradiation and exercise. In the present study, the subject experiments were performed under the unsteady state to examine the relation between the physiological action and the psychological state in summer. Three conditions were considered as follows: (a) only irradiation change by artificial lighting and solar irradiation, (b) only metabolic rate change by exercise load, (c) both irradiation and metabolic rate changes. From a multiple regression analysis for these measured data, the prediction equation for the thermal sensation was proposed under the irradiation and the metabolic change.

### 1. 緒言

ヒートアイランド現象の発生により、都市部で生活する人々を取り巻く温熱環境は悪化している。屋外環境における温熱快適性を評価する上で空間の移動や天候の変化に伴う非定常性は無視できない。特に人体へのふく射量の変化、人体の代謝量の変化は屋内で想定される変化量よりも大きい。定常状態では人体熱収支に基づいた温冷感指標<sup>(1)</sup>が提案されているが、屋外環境における非定常性に着目した研究は少ない。本研究では人間の生理・心理応答を考慮した屋外空間における非定常温熱快適性指標の構築を目的とし、屋外空間において影響の大きいふく射量と代謝量が時間変化する条件で被験者実験を行った。その結果に基づき、説明変数を抽出し非定常温冷感の予測の定式化を行った。

### 2. 実験方法

本研究ではふく射量と代謝量が時間変化する場合の人体の生理情報と心理情報の取得を目的に被験者実験を行った。被験者周囲の環境条件の測定項目として、気温、相対湿度、風速、ふく射量の測定を行った。被験者の生理情報として、皮膚温、深部体温（鼓膜温）、心拍数、呼吸代謝量の測定を行った。皮膚温の代表値として Hardy-Dubois の 7 点法<sup>(2)</sup>による平均皮膚温を人体表面の

代表温度として用いた。呼吸代謝量は呼吸 1 回ごとに測定された酸素摂取量、二酸化炭素産生量を 1 分間平均したもののから Weir の方法<sup>(3)</sup>に従って算出した。

被験者は T シャツ、半ズボン、白色スニーカーを共通の衣服として着衣した。衣服の断熱性を示す clo 値は ISO9920<sup>(4)</sup>に基づき 0.3 と算出した。温冷感は ASHRAE の温冷感指標の日本語訳に基づき<sup>(5)</sup>「非常に寒い (-3)」～「中立 (±0)」～「非常に暑い (+3)」を線形尺度で記入した。温冷感はふく射変化実験、代謝変化実験では 3 分ごと、ふく射代謝両変化実験では 5 分ごとに申告させた。本研究では屋外環境の非定常空間を想定して 3 種類の実験を行った。以下にその概要を示す。

#### (a) ふく射量が時間変動する場合

実験は 2013 年 11 月 29 日、12 月 2 日に大阪府立産業技術総合研究所の人工気象室にて行った。人工気象室の

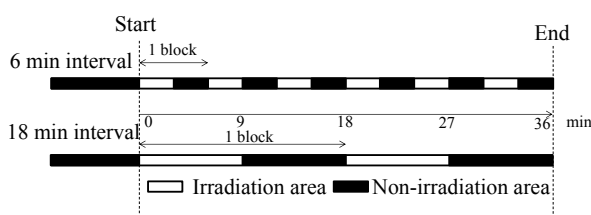


Fig. 1 Experimental protocol of irradiation change



気温は28℃、湿度は50%RHに設定した。ふく射負荷は人工気象室のメタルハライドランプを用いて与えた。ランプ強度は高さ150cmにおいて日射量1000W/m<sup>2</sup>程度であった。実験は図1に示す2種類の時間間隔条件でふく射負荷のあるエリア（日向エリア）と、隣接するふく射負荷のないエリア（日陰エリア）の移動によりふく射量のステップ変化を与えた。被験者は各条件共通の男子学生10名であった。

#### (b) 代謝量変化が時間変動する場合

実験は関西大学の人工気候室内において2014年7月～9月にかけて行った。気温は28℃、湿度は50%RHの条件で行った。運動負荷は自転車エルゴメーター（Combi Aerobike 75XLIII）の自転車運動による仕事量90Wの負荷を与えた。被験者には図2に示す実験プロトコルのように運動と静止安静の切り替えにより運動量をステップ変化させた。上記のベースとなる条件に加えて相対湿度を30%RHとして実験を行ったもの（90W30%RH条件）、エルゴメーターの仕事量を120Wとしたもの（120W条件）、60Wとしたもの（60W条件）、安静の時間帯を9分としたもの（Long cycle条件）、実験前5時間の水分摂取制限を与えたもの（Water restriction条件）の6条件を対象に実験を行った。90W30%RH条件と90W50%RH条件の2条件では共通の被験者6人で実験を行った。その他の条件では共通の被験者2人で実験を行った。

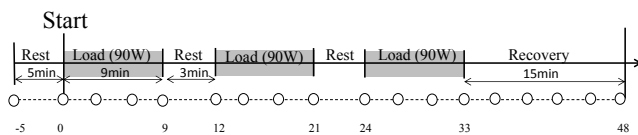


Fig. 2 Experimental protocol of metabolic change

#### (c) ふく射量と代謝量の両方が変化する場合

実験は2014年9月2日、3日に大阪府立大学構内で行った。被験者は実験中に開放空間である日向エリアと街路樹に覆われている日陰エリアの移動によってふく射量の変化を、立位安静状態と往復歩行運動の切り替えによって代謝量の変化を与えた。その際、歩行速度は1m/sとした。図3に実験プロトコルを示す。被験者は2日間て共通の4人である。



Fig. 3 Experimental protocol of irradiation and metabolic change

### 3. 実験結果および考察

非定常状態の生理量を見る上で定常状態の生理量の変化幅を知る必要がある。そのため、負荷を与える

前の定常状態にある被験者の生理量を初期値とし、平均皮膚温の初期状態からの偏差を $T'_{skin}$  [°C]、深部体温の初期状態からの偏差を $T'_{cor}$  [°C]と定義する。また、3分間の皮膚温の変化量を $\Delta T_{skin}$  [°C]と定義する。また、

#### (a) ふく射量が時間変動する場合

図4に18分周期条件における被験者3名の温冷感と $T'_{skin}$ の経時変化を示す。皮膚温と温冷感とはともにふく射の負荷によって上昇し、ふく射の負荷がない場合には減少した。皮膚温はステップ変化するふく射に対して一時遅れ系で表現できる結果が得られた。深部体温の変化には明確な傾向が見られなかったが、これは負荷がほどではなかったためと考えられる。図5に $\Delta T_{skin}$ と温冷感の変化量の相関図を示す。 $\Delta T_{skin}$ と温冷感の変化量の間には線形相関がみられた。このことから皮膚温の変化量が人体の温冷感において重要な因子であると考えられる。

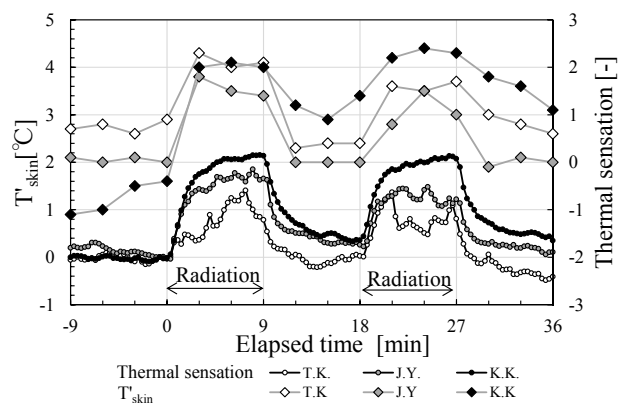


Fig. 4 Temporal change of  $T'_{skin}$  and thermal sensation on 18 min interval condition

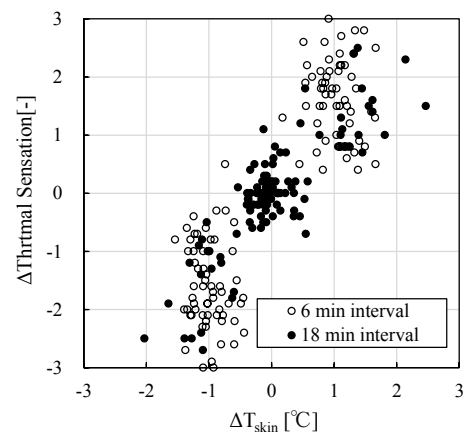


Fig. 5 Relation between  $\Delta T_{skin}$  and  $\Delta$ Thermal sensation

#### (b) 代謝量変化が時間変動する場合

図 6 に 90W50%RH 条件における被験者の温冷感と  $T'_{skin}$ ,  $T'_{cor}$  の経時変化を示す。温冷感は運動を行なっている時間は徐々に上昇する傾向にあった。平均皮膚温は運動開始後、一度減少した後に上昇に転じ、運動終了直後に 1 周期の中で最大値をとった。脚部の回転運動による対流熱伝達、運動中の血管収縮による皮膚血流量の減少が皮膚温の低下を引き起こしていると考えられる。深部体温は運動中は上昇する傾向にあった。静止状態における深部体温低下には大きな時間遅れがみられた。運動負荷を与えてから皮膚温が上昇に転じるのには時間遅れがみられたため、 $T'_{skin}$  と温冷感の相関は低い。皮膚温を人体の温熱状態の指標として扱うにはこの時間遅れを考慮する必要がある。図 7 にある時間の温冷感と温冷感申告から 3 分後の平均皮膚温の相関を示す。このときの相関係数は同じ時間における温冷感申告値と平均皮膚温の相関よりも高く、温冷感の変化に対する説明変数として適していると考えられる。

#### 4. 生理予測モデルによる非定常温冷感の予測

これまでの実験結果から非定常温冷感と生理量の間に一定の相関があることを示してきた。この結果から生理量によって非定常温冷感を予測できるという仮説のもとに、生理量を説明変数とした重回帰分析による温冷感の算出を行った。定常状態において人体の温熱状態を表すとされるのは平均皮膚温や深部体温とされている。また、ふく射変化実験より皮膚温の変化量が、代謝量変化実験では心拍数が温冷感と高い相関を示すことが示された。このことから重回帰分析の説明変数として、 $T'_{skin}$ ,  $\Delta T_{skin}$ ,  $T'_{cor}$  に加え、代謝量の初期値からの偏差  $M'$  [W/m<sup>2</sup>] を対象とした。代謝変化実験では  $T'_{skin}$  よりも相関の高い温冷感申告時の 3 分後の  $T'_{skin}$  を説明変数とした。重回帰分析の結果、説明変数の影響度を示す  $t$  値が一般的に有意とみなされる  $|t| > 2$  を示さなかったものに関しては多重共線性を考慮し説明変数から除外した。ふく射変化時の非定常温冷感予測式を式(1)、代謝変化時の非定常温冷感予測式を式(2)に示す。ここで PTS(Rad)はふく射変化時の初期温冷感からの偏差、PTS(Metabo)は代謝変化時の初期温冷感からの偏差である。

代謝量とふく射量が独立して温冷感を変化させるとみなせる場合には式(1)と式(2)を線形結合させることで非定常温冷感を予測することができると考えられる。しかし、両式には  $T'_{skin}$  が含まれており単純な線形結合では多

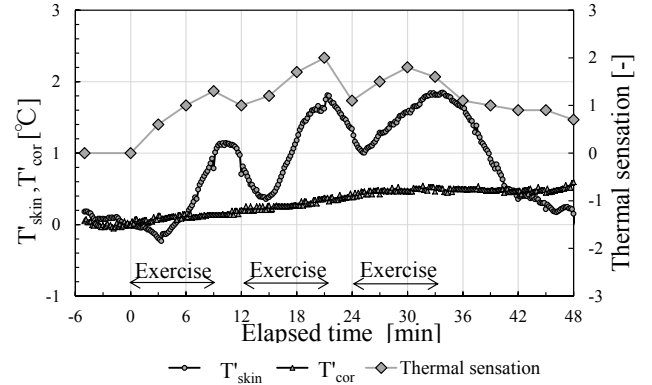


Fig 6 Temporal change of  $T'_{skin}$ ,  $T'_{cor}$  and Thermal sensation under metabolic change condition

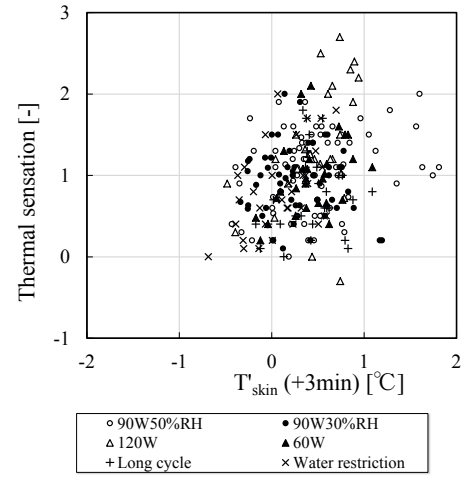


Fig 7 Relation between  $T'_{skin}$  (+3min) and thermal sensation under metabolic change condition

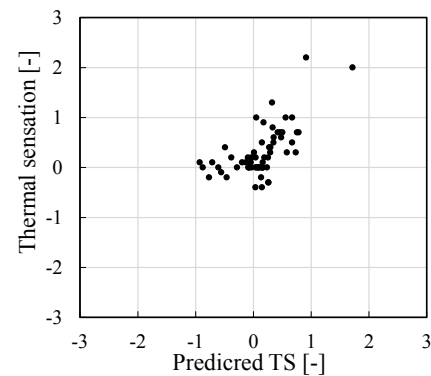


Fig 8 Relation between predicted and actual thermal sensation under metabolic and radiation change condition

$$PTS(Rad) = 0.79T'_{skin}(t) + 0.39\Delta T_{skin}(t) \quad (1)$$

$$PTS(Metabo) = 0.67T'_{skin}(t+3) + 0.71T'_{cor}(t) + 0.0043M'(t) \quad (2)$$

$$PTS(Rad + Metabo) = \frac{1}{2}\{0.79T'_{skin}(t) + 0.67T'_{skin}(t+3)\} + 0.39\Delta T_{skin}(t) + 0.71T'_{cor}(t) + 0.0043M'(t) \quad (3)$$

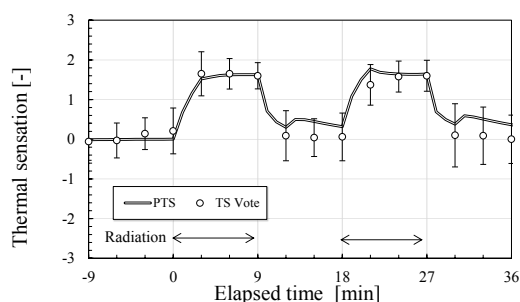


Fig. 9 Temporal change of actual and predicted thermal sensation on radiation change condition

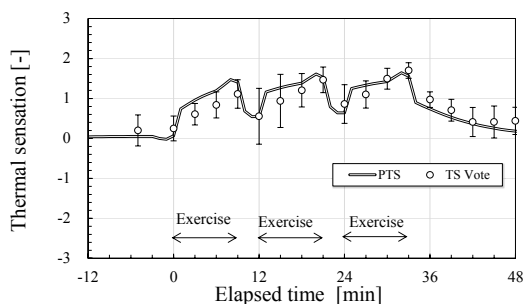


Fig. 10 Temporal change of actual and predicted thermal sensation on metabolic change condition

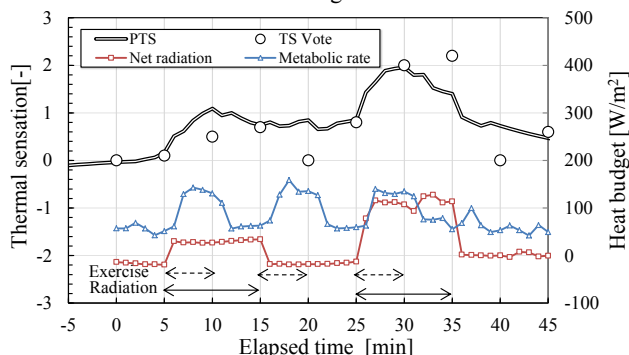


Fig. 11 Temporal change of actual and predicted thermal sensation on radiation and metabolic change condition

重計算となるため、影響度を考慮して両式の $T'_{\text{skin}}$ のみに1/2の係数をかけたものを、式(3)に示すようにふく射量、代謝量の両者が変化する場合の非定常温冷感予測式とした。ここでPTS(Rad+Metabo)は初期温冷感からの偏差である。図8にふく射代謝両変化実験における被験者の温冷感申告値と式(3)の予測温冷感の相関図を示す。概ね被験者の温冷感申告値と近い値を取り、単独の負荷変化の温冷感予測式をもとにして複合的な負荷変化を予測できることが示された。

これらの予測式から非定常環境下での温冷感の算出が可能になるが、その都度被験者実験を行うことは多大な労力を伴う。より簡便に非定常温冷感の予測を行うため、生理数値計算モデルにより非定常空間での皮膚温と深部体温の算出を行い、非定常温冷感予測式からの予測温冷感の算出値と被験者の申告値との比較により予測式の精度検証を行った。Gaggeらの2 node モデル<sup>[6]</sup>に大岡らの

代謝量の影響を組み込んだ発汗モデル<sup>[7]</sup>を導入して計算を行った。ふく射変化実験、代謝変化実験の被験者の温冷感申告値は全被験者の平均値を用いた。ふく射量代謝両変化実験では実験ごとに気象条件が異なっていたため、代表例として日射の強い時間帯に行った実験の解析を行った。図9にふく射変化実験の温冷感申告値と式(1)による予測温冷感を、図10に代謝変化実験の温冷感申告値と式(2)による予測温冷感を、図11にふく射代謝両変化実験の温冷感申告値と予測温冷感を示す。ふく射変化実験では精度よく温冷感を予測できていたことがわかる。代謝変化実験では申告値と予測値は定量的にはズレがみられたものの温冷感の変化傾向は掴めていた。ふく射代謝両変化実験ではやや精度が落ちるものの被験者の温冷感の変化を表すことができていた。

## 5. 結言

本研究では非定常環境下で屋外温熱環境の評価指標の構築に向けて、被験者実験を実施した。

- ・ふく射量が変化する場合において被験者の平均皮膚温の変化量と温冷感の変化量の間には強い相関関係がみられた。
- ・代謝量が増加する場合において皮膚温と温冷感の間には時間遅れの関係が認められた。
- ・重回帰分析により非定常温冷感の予測式の算出を行った。単独の負荷の線形結合により複合的な熱負荷の非定常温冷感の予測が可能であることを示した。

## 参考文献

- 1) 島崎康弘ら；「人体熱負荷量に基づく温熱快適性指標の提案」, 日本冷凍空調学会論文集, 26[1], pp.113-120, 2009.
- 2) Hardy J.D. et al.: "The technic of measuring radiation and convection" J.Nutr, 15, pp.461-475, 1938.
- 3) J. B. V. Weir: "New methods for calculating metabolic rate with special reference to protein metabolism". Journal of Physiology. Vol.109-1, pp.1-9, 1949.
- 4) ISO, "ISO9920 Ergonomics of the thermal Environment—Estimation of the thermal insulation and evaporative resistance of a clothing ensemble", ISO, 1995.
- 5) ASHRAE, "ASHRAE handbook fundamentals," ASHRAE, 2005.
- 6) Gagge L.G. et al, "A standard predictive index of human response to the thermal environment," ASHRAE Transactions, Vol.92-1, pp.709-731, 1986.
- 7) 南百合子, 大岡龍三, 沢崎慎祐, 佐古井智紀, 都築和代, 「2 ノードモデルにおける発汗モデルの改良と暑熱環境安全性評価への適用」 日本建築学会環境系論文集, vol. 73, no. 623, pp. 107-114, 2008.

# 樹林、植栽における温熱環境要素の測定と人体温冷感、心理効果の評価

## Measurement of Thermal Environmental Factor and Evaluation of Human Thermal Sensation and Psychological Effects under Woods Canopy and beside Greening Plant

○鶴長 一紀 (大阪府立大学)      吉田 篤正 (大阪府立大学)      木下 進一 (大阪府立大学)  
檜原 健太 (大阪府立大学)      橋田 祥子 (明星大学)

Kazuki TSURUNAGA\*<sup>1</sup> Atsumasa YOSHIDA\*<sup>1</sup> Shinichi KINOSHITA\*<sup>1</sup>

Kenta KASHIHARA\*<sup>1</sup> Shoko HASHIDA\*<sup>2</sup>

\*<sup>1</sup> Osaka Prefecture University \*<sup>2</sup> Meisei University

In order to investigate the relationship between thermal environment and psychological responses, we examined the psychological responses of human in greening and reference places. We found that greening places reduce thermal loads and give psychological relaxing effects compared to reference place. Psychological state was tending to be affected by surrounding environment, for example existence of buildings, or magnitude of sky factor in the space.

### 1. 緒言

近年、都市においてヒートアイランド現象が顕著となっている。ヒートアイランド現象の緩和策として、都市の緑化が注目されている。緑化は、蒸散による蒸発潜熱の増加、日射遮蔽効果による温熱環境の物理的な改善に加え、癒しや精神の鎮静効果など、心理的な側面からの効果も期待できる。

本研究では、緑化が施されており、効果が期待できる場所とその近傍の緑化が施されていない場所において環境測定と同時に被験者実験を行い、温冷感と環境測定の結果の相互関係について検討を行った。また、心理的影響や場所の印象を被験者への心理申告から評価し、緑化の効果の検討を行った。

### 2. 評価指標

#### 2.1 人体熱負荷量

本研究では人体の熱収支から得られる熱負荷量を、人体熱負荷量と定義する。人体熱負荷量は定常状態で温冷感との相互関係を持つことが既往の研究より明らかとなっている。<sup>(1)</sup>人体熱負荷量は式(1)で表すことができる。

$$F_{load} = M - W + R_{net} - C - E \quad (1)$$

$F_{load}$ : 人体熱負荷量[W/m<sup>2</sup>],  $M$ : 代謝量[W/m<sup>2</sup>],  $W$ : 機械的仕事量[W/m<sup>2</sup>],  $R_{net}$ : 正味ふく射熱量[W/m<sup>2</sup>],  $C$ : 顕熱損失量[W/m<sup>2</sup>],  $E$ : 潜熱損失量[W/m<sup>2</sup>]

#### 2.2 心理評価

被験者の心理状態を調査するために、日本語版気分プロフィールテスト (POMS) を使用した。POMS はある

環境における、リラクゼーション効果やストレスによる心理変化を評価する指標として一定の知見が得られている。<sup>(2)</sup>被験者は提示された質問ごとに、「全くなかった」(0点)から「非常にあった」(4点)までの5段階の尺度で回答した。30の質問項目を「緊張－不安(Tension-Anxiety)」「怒り－敵意(Anger-Hostility)」「抑うつ－落ち込み(Depression-Dejection)」「活気(Vigor)」「疲労(Fatigue)」「混乱(Confusion)」の6尺度に分類して評価を行う。活気以外の5項目の得点の合計から活気得点を差し引いたものを Total Mood Disturbance(TMD)得点として用いる。これにより被験者の精神状態を一つの数値で表すことができ、得点が低い程、良好な精神状態を示す。

場所の印象評価指標として、印象プロフィール測定 (SD法) を用いた。<sup>(3)</sup>SD法のアンケート用紙には両側に反対語をなす形容詞対を用い、被験者は7段階の尺度で印象を評価した。採点は質問項目ごとに得点化する。また、対象場所の評価構造を把握するために、因子分析を用いた。因子抽出法は重みなし最小二乗法で、因子軸回転にはプロマックス回転を採用した。

### 3. 実験方法

本研究では、緑化による熱環境緩和効果と心理効果を評価するために被験者実験を行った。被験者周囲の温熱環境要素として、気温、相対湿度、風速、ふく射量の測定を行った。また、被験者は実験中に POMS, SD法の心理申告アンケートに回答した。本研究では緑の分類分けを行って3種類の実験を行った。以下に概要を示す。



(a) 壁面，地表面からのふく射の低減効果が見られる植栽

2014年8月4日～8月7日に大阪府立大学構内で実験を行った。測定対象として壁面，地表面からのふく射量の低減が見込まれる場所を選定した。壁面緑化条件は，壁面付近の樹木の遮蔽により壁面温の温度上昇の抑制が行われ，赤外放射の遮蔽効果が期待される。低木植栽条件は，垣根状の低木により路面からの反射日射，赤外放射の低減効果が期待される。被験者実験は各条件で6人ずつ行い，人体熱負荷量を算出するために生理量として皮膚温，心拍数，深部温度，発汗量を計測した。心理申告では実験時の申告値から，実験前に行った待機室での申告値を引いた値をもって評価した。

(b) 日射遮蔽効果が見られる樹林

2013年8月，2014年9月に大阪府立大学構内で実験を行った。測定対象として樹冠による日射遮蔽の効果の大きい場所を選定した。被験者実験は11人の学生を対象に行なった。心理申告では実験時の申告値から，実験前に行った待機室での申告値を引いた値をもって評価した。

(c) 規模の大きな樹林

実験は2014年7月～8月に行われた。都市内に残っている屋敷林の温熱環境緩和効果を調査するため，西東京市に位置する屋敷林と周辺の対照となる場所を選定した。被験者実験は健康な学生4人，健康な高齢者22人を対象に行った。心理申告では実験時の申告値をそのまま使用した。

#### 4. 実験結果および考察

(a) 壁面，地表面からのふく射の低減効果が見られる植栽

図1に各条件での人体熱負荷量の計算結果を示す。壁面緑化，低木植栽は共に緑化を施した場合が小さな熱負荷となっており，温熱環境の改善が確認できた。人体熱負荷量に差異が見られた原因としては壁面，地表面の緑化方向からの日射量低減が挙げられる。

POMSの申告値から算出した各条件におけるTMDを図2に示す。壁面緑化では参照エリアの値が低く，緑化による精神状態緩和が確認できた。また，壁面緑化において熱負荷が小さいにも関わらず心理状態が悪くなった原因としては，周囲の路面形状や建築物の配置の違いが挙げられる。緑化エリアは周囲が建物に囲まれた環境であり，POMSの「活気」項目に影響したと考えられる。緑化エリアは前方がコンクリートの路面であり，参照エリアと比べて路面温度が高く，「疲労」項目に影響したと考えられる。

SD法の分析結果を図3に示す。因子分析によって，「感

覚」因子，「空間」因子，「生活感」因子の項目に分類された。壁面緑化，低木植栽ともに緑化による印象評価向上が見られた。感覚因子において，壁面緑化条件よりも低木植栽条件が良い結果となった。空間因子では壁面緑化条件の緑化エリアが閉鎖的という結果になった。建物方向の視界が閉ざされる事が原因と考えられる。全体として，壁面緑化条件は低木植栽条件と比較して，建物の影響で緑化による景観のイメージ向上効果が弱まったのではないかと考えられる。

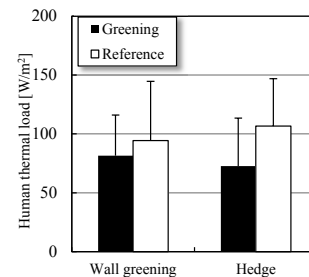


Fig.1 Measured results of human thermal load

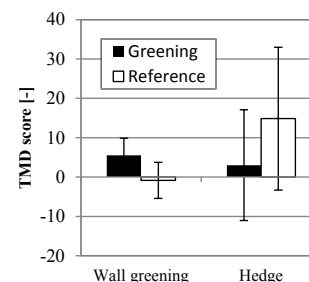


Fig.2 Results of total mood disturbance

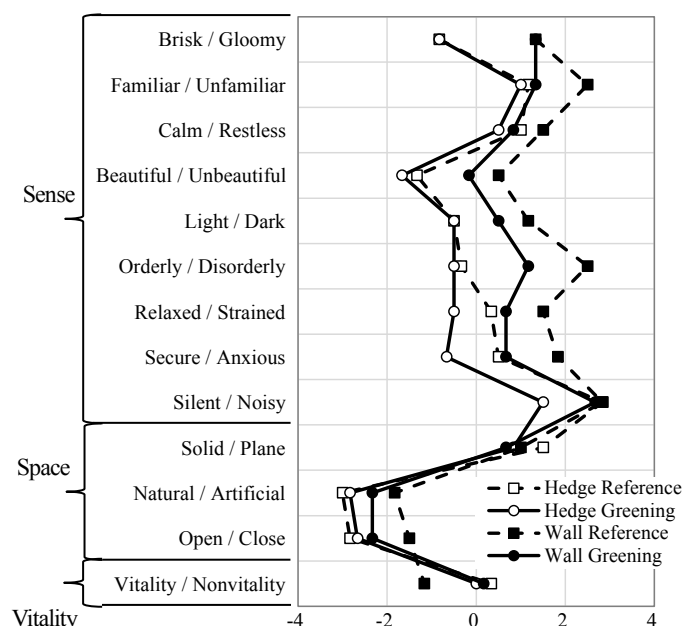


Fig.3 Results of semantic differential technique

(b) 日射遮蔽効果が見られる樹林

図 4 に 5 ヶ所のエリアにおける TMD (Total Mood Disturbance) の結果を示す。樹下環境が参照の場所よりも優れた心理状態となる傾向にあった。エリア 5 は樹下環境ではないが、地面が芝生であった事や周囲に樹木が並んでいた事で、樹下と同等の心理効果が得られたと考えられる。

樹下環境において天空方向の視界の状態により心理申告に異なる傾向が見られた。そのため、天空率で実験場所のグループ分けをし、再度解析を行った。POMS における TMD の結果を図 5 に、SD 法の結果を図 6 に示す。SD 法の因子分析の結果、「感覚」因子、「空間」因子に分類された。天空率が大きくて、明るく整備された緑空間は SD 法、POMS 共に精神状態が良好である事を示していた。自然に近い状態の、暗く閉鎖的な緑空間は被験者の心象に悪影響を与えたと考えられる。参照場所は、地面形状がコンクリートおよび芝生の 2 パターンに分類して考察を行った。TMD と SD 法の結果を図 7、図 8 に示す。芝生エリアが印象、心理状態の両方で良い結果となった。また、建物が視界に入ることが心理的に悪影響であると考え、芝生エリア内で、周囲に建物があるエリアを別にして考察を行ったところ、建物がなく開けているエリアが印象、心理状態共に良い結果となった。

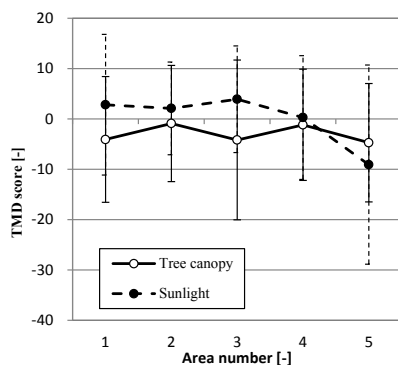


Fig.4 Results of total mood disturbance

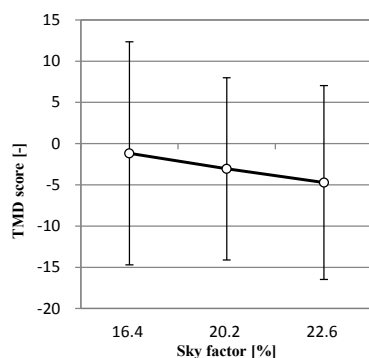


Fig.5 Total mood disturbance under tree canopy

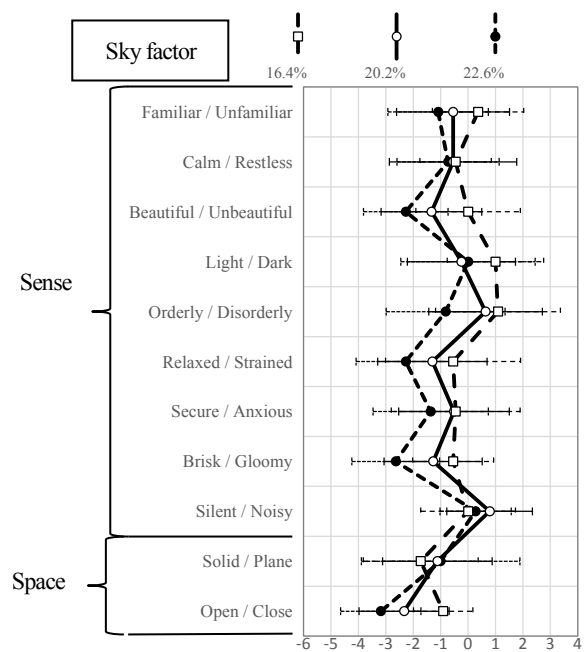


Fig.6 Semantic differential technique under tree canopy

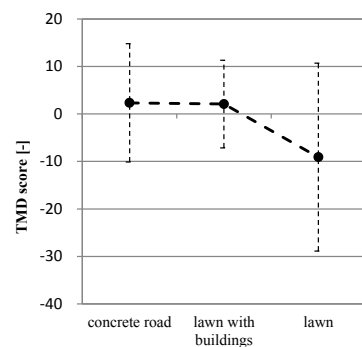


Fig.7 Total mood disturbance under sunlight

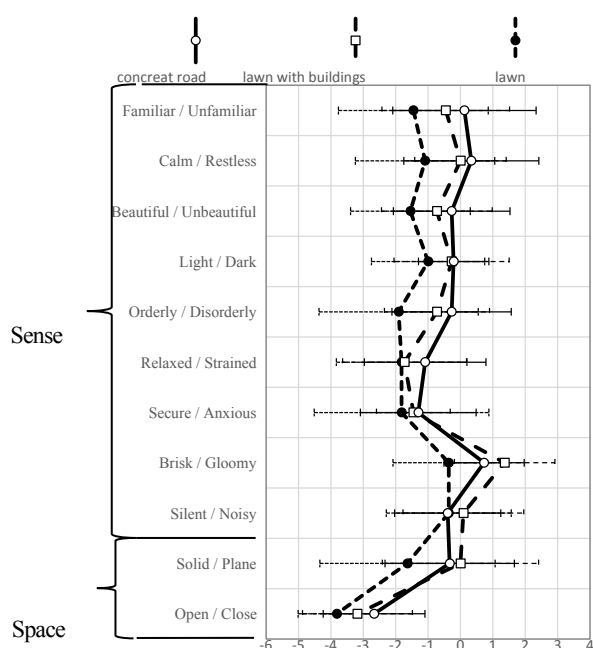


Fig.8 Semantic differential technique under sunlight

### (c) 規模の大きな樹林

表1に晴天日の屋敷林と参照エリアにおける環境要素の減衰率、表2に晴天日の屋敷林と参照エリアにおける環境要素の差を示す。全天日射量、風速は比で表現し、気温、相対湿度は差で表現した。屋敷林では日射、気温、風速が参照エリアと比べ低減されていた。日中と比較して夜間は、屋敷林と参照エリアの環境要素で差が小さくなる傾向にあった。

Table.1 Ratio of premises woods: reference

	solar radiation %	wind velocity %
Daytime average	6	38
Standard deviation	(7)	(10)
Nighttime average	—	40
Standard deviation	—	(10)

Table.2 Difference of premises woods: reference

	temperature ℃	relative humidity %
Daytime average	-1.1	6.1
Standard deviation	(1.4)	(7.3)
Nighttime average	-0.1	2.8
Standard deviation	(0.3)	(3.4)

SD法の分析結果を図9に示す。因子分析によって「感覚・空間」因子、「明るさ」因子、「生活感」因子の項目に分類された。「感覚・空間」因子では、屋敷林が参照エリアよりも良い結果となった。樹木によって上空が覆われていたため、「明るさ」で屋敷林が悪い印象となった。全体として、屋敷林では緑環境によって心理的リラックス効果が得られ、空間に関して優れた印象を持つことが確認できた。POMSの結果を図10に示す。V以外の項目で参照エリアが被験者に良い印象を与えている。TMDで屋敷林が良い結果となったのは、Vの項目で有意差が見られ、良い結果を示したからだと考えられる。

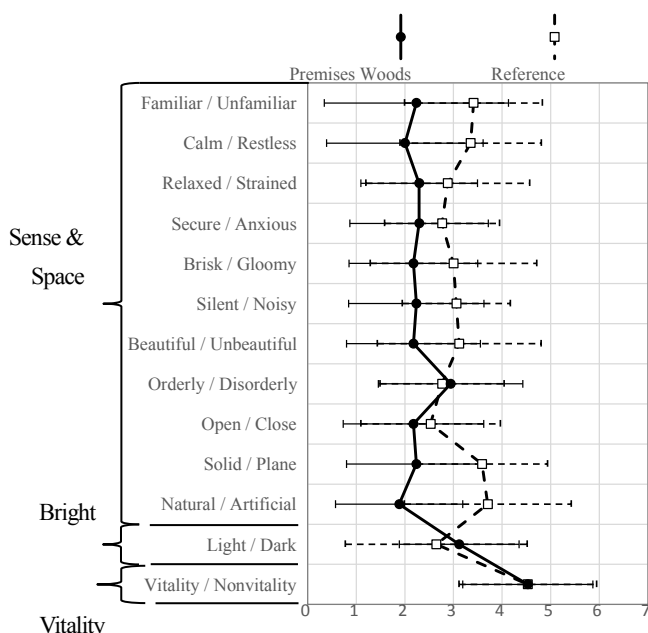


Fig.9 Semantic differential technique into premises woods

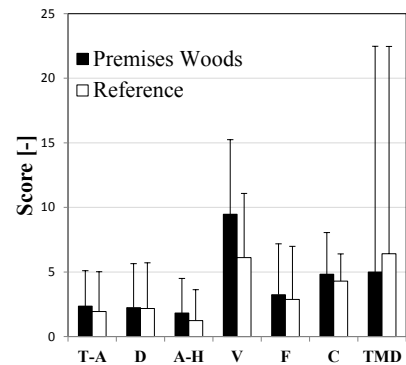


Fig.10 POMS into premises woods

### 6. 結言

本研究では緑化による温熱環境の緩和効果、心理状態への影響を評価するために環境測定および被験者実験を行った。

- ・緑化による日射低減効果がみられ、熱負荷が小さくなっている事が確認できた。また、人体熱負荷量は温冷感と一定の相関が見られた。
- ・心理状態は周囲の環境や場所のイメージから影響を受けやすいと考えられる。
- ・明るく、整備された緑空間は印象、心理状態ともに良い結果であり、リラックス効果が期待できる。

### 参考文献

- 1) 島崎康弘ら；「人体熱収支に基づく温熱快適性指標の提案」, 日本冷凍空調学会論文集, 26[1], pp.113-120, 2009
- 2) 横山和仁；「POMS 短縮版—手引と事例解説」, 金子書房, 2006
- 3) 大山正, 岩脇三良, 宮埜壽夫；「心理学研究法 データ収集・分析から論文作成まで」, サイエンス社, 2005
- 4) 久林武蔵ら；「樹下環境が人体の温冷感と心理状況へ及ぼす影響の評価」, 人間—生活環境系シンポジウム報告集, 37, 159-160, 2013

# 夏期におけるサーモグラフィを用いた温冷感推定 Thermal Sensation Estimation using Thermography in Summer

○式井 慎一（パナソニック株式会社）

楠亀 弘一（パナソニック株式会社）

田中 友理（奈良女子大学）

西村 奈摘（奈良女子大学）

久保 博子（奈良女子大学）

Shin-ichi SHIKII\*<sup>1</sup> Koichi KUSUKAME\*<sup>1</sup> Yuri TANAKA\*<sup>2</sup> Natsumi NISHIMURA\*<sup>2</sup> Hiroko KUBO\*<sup>2</sup>

\*<sup>1</sup> Panasonic Corporation \*<sup>2</sup> Nara Women's University

Aiming to develop a non-contact thermal sensation estimation method, we investigated the relationship between thermal sensation and heat loss estimated from thermograms in summer. Thermograms of 8 male and 8 female subjects were recorded every 10 minutes in climate chambers under the conditions of 4 levels of ambient temperature and 3 levels of clothing. From our analysis, we found higher correlation between thermal sensations and heat loss estimated from thermograms and this relationship is independent of the clothing.

## はじめに

これまで、人の皮膚温と温冷感に関する研究はいくつか報告例がある<sup>1)~3)</sup>など。我々は、人の温冷感を簡便に推定する手法の開発に向け、人体と周囲環境との熱収支の関係に着目し、周囲気温と体表面温度との温度差が、温冷感と強い相関を有することを確認した<sup>4)</sup>。その結果を踏まえ、サーモカメラで撮影した人の熱画像から放熱量を推定することで、非接触で人の温冷感を推定することが可能になるのではと考えた。これは、周囲気温と壁面温度が等しい環境下において、伝熱による放熱量が小さく無視でき、さらに呼吸からの対流による放熱量が小さく無視できる状況であれば、人体からの放熱量  $H[W/m^2]$  は、

$$H = (hr + hc) \times (t_{cl} - t_r) + E_{sk} + E_{res} \quad (1)$$

と書けることと、さらに安静状態で発汗をしない温度域であり  $E_{sk}$ 、 $E_{res}$  がほぼ一定とみなせる状況であれば、式(1)の変数は  $t_{cl}$  と  $t_r$  になるため、熱画像から  $t_{cl}$  と  $t_r$  を測定し、(1)式に基づき人の放熱量を推定することができれば、その放熱量の大小から着衣に依らず温冷感を非接触で推定できるのではとの考えに基づく<sup>5)</sup>。ここで、

$hr$  : 放射熱伝達率  $[W/m^2 \cdot ^\circ C]$

$hc$  : 対流熱伝達率  $[W/m^2 \cdot ^\circ C]$

$t_{cl}$  : 着衣や皮膚の表面温度  $[^\circ C]$

$t_r$  : 周囲壁面温度  $[^\circ C]$

$E_{sk}$  : 皮膚からの水分蒸発による放熱量  $[W/m^2]$

$E_{res}$  : 呼吸の水分蒸発による放熱量  $[W/m^2]$

である。冬期において被験者実験を行った結果、サーモカメラから求めた各被験者の放熱量と温冷感の間に高い相関があることと、この相関は着衣量にほとんど依存し

なかったことから、想定どおり着衣量の申告なく非接触で温冷感を推定できる可能性を見出した<sup>5)</sup>。今回、夏期においても同様に温冷感推定可能かどうか、被験者実験を行い検討したので報告する。

## 1. 実験

### 1.1 実験条件

本実験は、奈良女子大学人工気候室にて、2014年7月14日～8月28日にかけて行った。健康な青年男性8名、青年女性8名を被験者とした。表1に今回の被験者概要を示す。扉で隔てられ個別に温湿度を調整できる人工気候室2室を用いて（図1）、22.5℃から30.0℃の温度範囲

Table1. Physical characteristics of subjects

	Male (n=8)	Female (n=8)	National average	
			Male	Female
Age, years	27.0±3.0	20.3±0.7	-	-
Height, cm	175.2±6.3	158.2±4.1	171.6	158.6
Weight, kg	67.3±10.3	49.4±5.0	65.5	50.7
Surface area, m <sup>2</sup>	1.80±0.12	1.49±0.08	1.76	1.51

Data are presented in mean ± S.D.

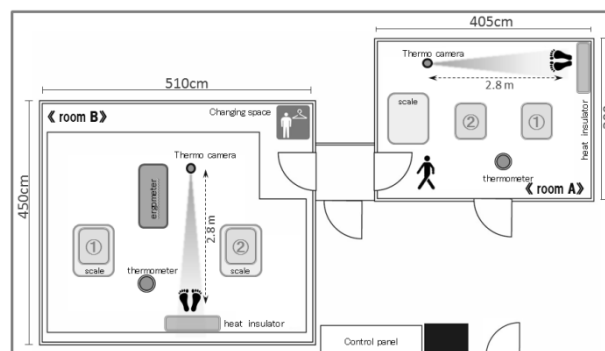


Figure1. Schematic of climate chambers



内で2.5℃刻み4水準の温度環境下にて評価を行った。温度条件は、高温条件（A室27.5℃、B室30.0℃）と、低温条件（A室25.0℃、B室22.5℃）の2条件とし、一人の被験者に対して1日の中で午前と午後で低温実験と高温実験両方を行った。低温実験と高温実験とも、午前と午後に行う被験者の数は男女とも同数になるようにした。また湿度はいずれの温度環境においても50%とした。さらに22.5℃と30.0℃の環境において、運動量を男性80W、女性65W（1.5mets相当）として、エルゴメータによる5分間の運動をさせ、運動の影響を調べた。着衣量は0.44cloを基準とし、30℃においては薄着の着衣（0.38clo）と、22.5℃においては厚着の着衣（0.54clo）の場合をそれぞれ比較した。着衣量条件の内容は表2に示す。

## 1.2 実験手順

低温条件における実験プロトコルを図2に示す。低温条件では25.0℃に調整されたA室にて基準着衣量（0.44clo）の着衣に着替えた後、各種測定器を装着し、-45～-5分目まで椅座安静にする。次に周囲気温22.5℃に調整したB室に移動し、同様に0～40分目まで椅座安静にする。次に40分目から5分間エルゴメータをこいでもらい、45～85分目まで椅座安静で滞在した。さらに着衣を厚着条件（0.54clo）に着替えた後、90～130分目まで椅座安静にて滞在した。高温条件に関しては、上述の設定温度に加え、着衣量変更時の着衣量を薄着条件のものに変更している。さらに、5分間のエルゴメータでの運動により発汗することが考えられたため、B室での基準着衣での実験と薄着条件での実験の順序を低温条件と入れ替えた。午前の実験終了後は1時間半の休憩を挟み、14時から午後の実験を行った。また、一度に2名の被験者に人工気候室に入室してもらい、実験を行った。

## 1.3 測定項目

温冷感の申告は10分間隔に測定するのに加え、エルゴメータによる運動直後と着衣変更直後にも測定した。温冷感「-4 とても寒い」～「+4 とても暑い」の9段階尺度を用いて申告させた。サーモグラフィによる熱画像撮影

は、被験者から約2.8mの距離にサーモカメラを設置し、被験者の背後に断熱材を配置して行った。熱画像は温冷感申告と同タイミングで撮影した。また、各撮影時には立位にて正面、背面、右面、左面の4ショットを撮影した。A室で用いたサーモカメラの概略仕様はNETD<0.05℃、画素数320x240、B室で用いたサーモカメラはNETD<0.05℃、画素数320x256といずれも画素数の十分多いものを用いた。また、周囲気温と同じく断熱材上の温度も熱電対で測定することで、断熱材上の温度と熱画像上での測定温度との差も確認した。さらに、Hardy-DuBoisの12点皮膚温、グローブ温（床上60cm）と、測定中の発汗量を計測するために、各40分の椅座安静前後での体重変動量も測定した。

## 1.4 熱画像からの特徴量抽出

熱画像からの放熱量推定は以下の様に行った。各被験者の熱画像を撮影する直前に、被験者がいない状態での熱画像（背景画像）を撮影しておき、直後に被験者の前後左右の熱画像（被験者画像）を撮影する。撮影した各被験者画像と背景画像の差分を取ることで、人が存在する領域のみの背景画像との温度差を抽出し、その平均値を(1)式における(tc1-tr)とし、求めた(tc1-tr)に対して放射熱伝達率(hr)と対流熱伝達率(hc)の和を掛けることで対流による放熱量(C[W/m<sup>2</sup>])と放射による放熱量(R[W/m<sup>2</sup>])の和、即ち

$$R+C = (hr+hc) \times (tc1-tr) \quad (2)$$

を求めた。尚、ここではhr,hcはそれぞれ4.65[W/m<sup>2</sup>℃]、3.7[W/m<sup>2</sup>℃]として<sup>6)</sup>計算した。

## 2. 結果

### 2.1 放熱量と温冷感の関係

図3に、熱画像から推定した放熱量R+Cと温冷感申告の

Table2. Conditions of clothing

Conditions	Clo values	Clothing
Light clothing	0.38clo	underwear, shirt (half sleeves), short-pants
Base clothing	0.44clo	underwear, shirt (half sleeves), longs
Heavy clothing	0.54clo	underwear, shirt (long sleeves), longs, socks

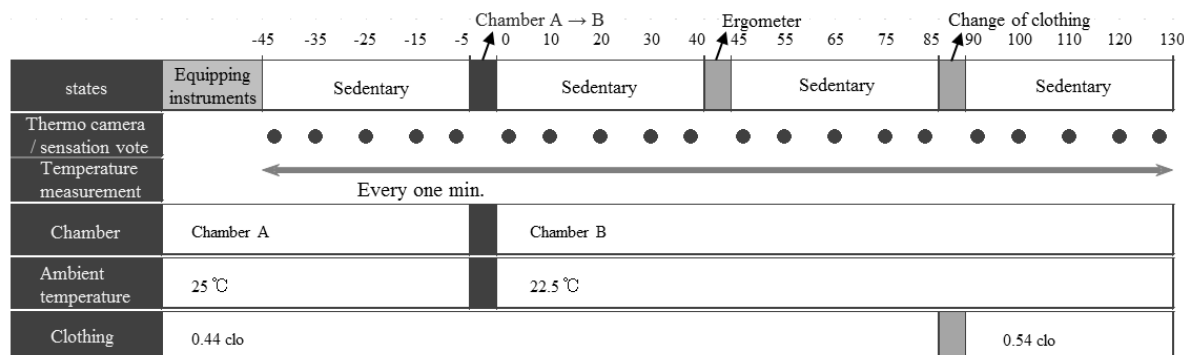


Figure2. Experimental protocol (low temperature condition)

関係を示す。ここでは、全被験者 A から P の高温、低温両条件の結果を全点プロットしている。ただし、着衣変更直後の着衣表面温度はほぼ外気温と同じであり、また着衣変更後の僅かな時間の間に大きく変動するため、着衣変更直後のタイミングの点のみ除外した。

まず、暑い側では寒い側よりも、傾きが急峻になっていた。これは発汗が一因と考えている。実際に実験時の体重変動量を確認した所、低温実験時には平均  $24.8[\text{g/h} \cdot \text{m}^2]$  と冬期実験時と同等であったが、高温実験時には平均  $44.6[\text{g/h} \cdot \text{m}^2]$  と増大していた。暑くなって周囲気温との差が小さくなるにつれ、発汗による放熱の割合が増大し、それに従い対流による放熱量の割合が減少していると考えられる。さらに暑い側を温冷感-1 以上、寒い側を温冷感+1 以下として別々に相関係数を求めた所、寒い側では相関係数は 0.60、暑い側では 0.80 と特に暑い側で高い相関が得られ、熱画像から得られた放熱量と温冷感に相関があることが分かる。また、温冷感申告値がゼロである温熱的中性申告時の放熱量は、冬期に  $33.5[\text{W/m}^2]$  であったのに対し今回は  $24.9[\text{W/m}^2]$  であった。これは夏期の代謝量は冬期よりも低下するという報告もあることから<sup>7)</sup>、代謝量の季節変動が一因であると考えられる。

## 2.2 着衣量の影響

図 4 に、熱画像から推定した放熱量 R+C と温冷感申告の関係における、着衣量依存性を示す。基準である 0.44clo の分布に対して、厚着条件である 0.54clo の分布も薄着条件である 0.38clo の分布も、0.44clo の分布にほぼオーバーラップしていることが分かる。このことから、夏期においても熱画像から推定した放熱量により、着衣に依らない温冷感推定が可能と考える。

## 2.3 男女差

図 5 に熱画像から推定した放熱量 R+C と温冷感申告値の関係における男女差を示す。暑い側において男女差はほとんど見られず、分布はほぼオーバーラップしていることが分かる。一方寒い側においては、男性の分布に対して女性の方が、 $40\text{W/m}^2$  程度の低めの放熱量でも -2 や -3 といった低めの温冷感申告が多く見られることが分かる。これは、寒い側では女性に多く見られる手足の冷えの影響により、より少ない放熱量でも寒く感じていることが考えられる。寒い側における放熱量と温冷感申告の相関が暑い側よりも低いのは、この男女差にも起因していると考えられる。

## 2.4 運動の影響

図 6 は、運動直前、運動直後、10 分、20 分、30 分、40 分後の各測定タイミングで、熱画像から求めた各被験者

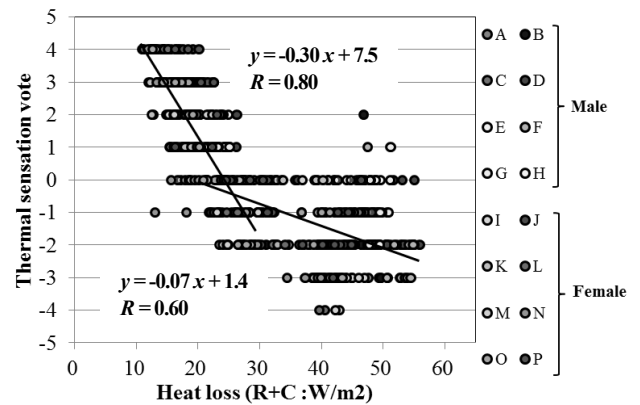


Figure3. Relationship between thermal sensation vote and heat loss (R+C) calculated from thermograms.

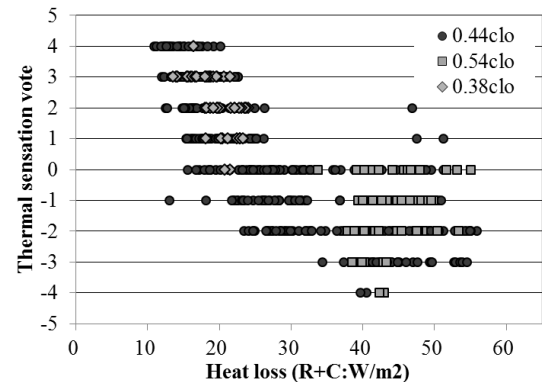


Figure4. Effect of clothing against the relationship between thermal sensation vote and heat loss (R+C).

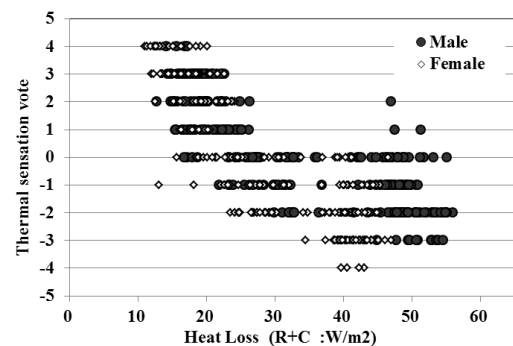


Figure5. Sex differences against the relationship between thermal sensation vote and heat loss (R+C).

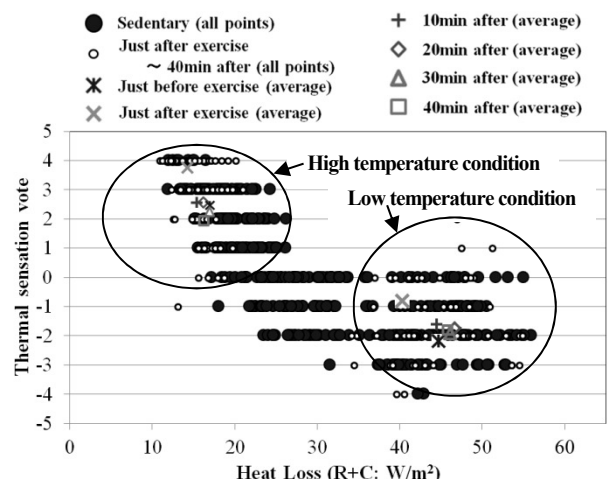


Figure6. Effect of exercise against the relationship between thermal sensation vote and heat loss (R+C).

の放熱量  $R+C$  と温冷感申告値を平均し、安静時と運動時の全プロットに重畳したものである。高温条件、低温条件ともに、運動後の経時変動は安静時の相関関係に沿ったものであり、運動直後は運動直前と比較して温冷感は 1 程度上昇し、体からの放熱量は高温条件では  $3[W/m^2]$  程度、低温条件では  $5[W/m^2]$  程度低下している。運動直後の放熱量の低下は、運動による末梢血管の収縮により皮膚血流量が低下したことで、皮膚温が一時的に低下したためと考えられる。また、低温条件において運動後 20～40 分後には、放熱量が運動直前よりも増加している。これは、末梢血管の血流量が回復し、さらに運動により増加した熱を放熱するために、皮膚温が上昇したためと考えられる。高温条件においてこの傾向が見られないのは、運動後の発汗により皮膚温の上昇が抑えられているためと考えられる。さらに高温条件においては、運動後の温冷感の低下が大きく、30 分～40 分後には、運動前の温冷感を下回っている。これも発汗の影響によるものと考えられる。いずれの条件に於いても、1.5mets で 5 分程度の運動では、放熱量と温冷感の関係は、安静時の関係に対して大きな乖離は見られなかった。

### 3. 考察

#### 3.1 平均皮膚温から求めた放熱量

ここまで、放熱量は熱画像から推定した値を用いていたが、放熱量  $R+C$  は一般にサーミスタ等で実測した平均皮膚温  $T_{sk}[^{\circ}C]$  から求められ、

$$R + C = \frac{h}{1 + 0.18h \cdot I_{clo}} (T_{sk} - T_o) \quad (3)$$

で計算することが可能である<sup>8)</sup>。ここで  $I_{clo}$  は着衣量  $[clo]$ 、 $h = hr + hc [kcal/hm^2C]$ 、 $T_o$  は作用温度  $[^{\circ}C]$  である。本実験において同時に測定した 12 点平均皮膚温や  $clo$  値を元に(3)式から求めた放熱量  $R+C$  と、温冷感申告との関係を図 7 に示す。 $T_o$  はグローブ温度を用いた。その結果、暑い側の相関係数は 0.63 で、寒い側の相関係数は 0.62 であった。特に暑い側では熱画像から求めた方の相関係数の方が 0.80 と高かった。これは、12 点皮膚温では皮膚の温度を直接測定しているために発汗の影響を受け易いのに対して、サーモグラフィでは着衣部分で汗を一旦吸収することから、発汗量の個人差の影響を相対的に受けにくかった可能性が考えられる。

### 4. まとめ

1. 夏期においても、熱画像から推定した放熱量と温冷感の間に高い相関が見られた。さらに、異なる着衣量であっても同じ相関関係を維持することから、サーモグラフィを用いた着衣量に依らない非接触な温冷感推定手法の可能性を見出した。また、相関関係

に男女差はあまり見られず、運動時も安静時の相関関係から大きく乖離しなかった。

2. 熱画像から得た放熱量と温冷感の相関は、熱電対で測定した平均皮膚温から求めた放熱量と温冷感の相関と同等以上であった。

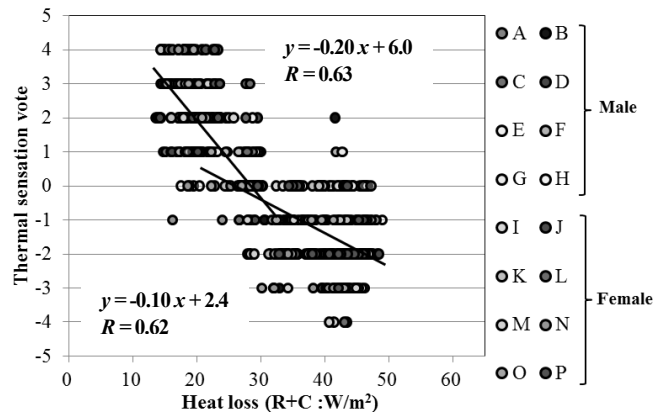


Figure7. Relationship between thermal sensation vote and heat loss ( $R+C$ ) calculated from mean skin temperature.

### 5. 文献

- 1) 武川博三、井上茂之、井上雄二、北川知子、児玉久：赤外線放射計での皮膚温計測に基づく温冷感覚推測、空気調和衛生工学会・近畿支部学術研究発表会論文集 B-19, p185-188、1995
- 2) 梶井宏修、田中貴久、相沢尚、吉田裕司、岡部総一郎：頭部と身体の温熱環境条件が異なる時の足部温冷感および生理的反応、空気調和衛生工学会・近畿支部学術研究発表会論文集 B-5, p85-88、2003
- 3) 野中麻由、大中忠勝、戸渡朋子：中立的な温冷感、快適感が得られる平均皮膚温と身体各部位皮膚温の差：若年女子における夏期と冬期の比較、人間と生活環境 16(2), 91-97, 2009-11
- 4) 式井 慎一、楠亀弘一、田中友理、久保博子：皮膚温と周囲気温との温度差に基づく温冷感推定方法に関する考察：空気調和衛生工学会・近畿支部学術研究発表会論文集 A-59, P245-258, 2014
- 5) 式井慎一、楠亀弘一、田中友理、片山裕理、久保博子：冬期における温熱的快適性に関する研究 その 2：第 38 回人間-生活環境系シンポジウム報告集
- 6) 佐々尚美、久保博子、磯田憲生：高齢者の選択気温からみた心理生理反応特性：日本建築学会論文集 第 75 巻、第 655 号 815-820, 2010
- 7) 島岡 章、町田和彦、熊江 隆、菅原和夫、倉掛重精、岡村典慶、末宗淳二郎：基礎代謝の季節変動について：日生気誌 24(1), 3-8, 1987
- 8) 中山昭雄 編：温熱生理学

# 冬期における高齢者の室内温熱環境と生理・心理反応に関する実態調査

## Survey on Daily Thermal Environment and physiological and psychological response of the elderly in winter

○ 頼 田 未 来 (奈良女子大学) 久 保 博 子 (奈良女子大学)  
 磯 田 憲 生 (奈良女子大学) 東 実千代 (畿央大学)  
 佐 々 尚 美 (武庫川女子大学)

Miku YORITA\*<sup>1</sup> Hiroko KUBO\*<sup>1</sup> Norio ISODA\*<sup>1</sup>

Michiyo AZUMA\*<sup>2</sup> Naomi SASSA\*<sup>3</sup>

\*<sup>1</sup> Nara Women's University \*<sup>2</sup> Kio University \*<sup>3</sup> Mukogawa Women's University

It is reported to be much death incidences in the winter season occurrence. It is suggested that the indoor temperature has important relation to the death rate. The purpose of this study is to clarify their thermal sensation by measuring cold/warm threshold and the actual condition of climates in winter at subjects' houses and measured their blood-pressure and activity. The results were as follows: Many participants felt their thermal conditions to be warm and comfortable, although the air-temperature of living room and bedroom were especially low and they might be stressed physically.

### 1. はじめに

日本人の死因の中でも心疾患、脳血管疾患、呼吸器疾患等、季節による死亡者数の変動があり、冬期に増加するという報告が多い<sup>1)</sup>。特に、寒さが高齢者の健康状態に与える影響は大きく、一般住宅における寒さへの対応は急務である。

先行研究<sup>2) 3)</sup>により、夏期の高齢者の自宅において、住宅基準よりも高温多湿の寝室温熱環境が測定された。今年度は冬期の高齢者で同様の計測を行い、夏期のデータと合わせて高齢者の室内温熱環境と生活行動の実態を把握し、心理・生理反応の面から課題の検討を行った。

### 2. 方法

#### 2.1 実験室計測

Table 1 に計測概要を示す。実験室計測は奈良女子大学 E 棟 5 階生活健康学実験室にて計測を行った。対象は、冬期は奈良市内に居住する高齢男性 11 名 (75.3 ± 6 歳)、高齢女性 12 名 (72.8 ± 4.8 歳) であり、2012 年、2013 年夏期に同様の実験と調査に協力して頂いた 54 名 (男性 27 名、女性 27 名) の中から都合の良かった 23 名に協力いただいた。実験室計測では一般的な暖房環境下を想定した実験室に入室させ、60 分後に生理量・心理量の計測や温冷覚閾値の測定などを行った。

Table 1 Outline of the experiment

Period	a day from 13 February to 26 February 2014	
Subjects	11 elderly males live in Nara-Pref. aged 69-87 (Average 75.25)	
	12 elderly females live in Nara-Pref. aged 65-81 (Average 72.75)	
Place	Laboratory in Nara Woman's University 5F	
Measurement	Somatometry	Height, Weight, Body Fat etc.
	Environment	Ta (0.1m, 0.6m, 1.1m, 1.6m), Tg (0.6m) RH (0.6m), Wind Velocity (0.6m)
	Physiological responses	Cold/warm threshold Skin temperature (Thermography) Oral temperature, Blood pressure
	Psychological responses	Thermal sensation/comfort vote etc.
	Other	Record of clothing Questionnaire of Winter sleep and bedroom

Table 2 Outline of the field survey

Period	6 days from 13 February to 3 March 2014	
Subjects	11 elderly males live in Nara-Pref. aged 69-87 (Average 75.25)	
	12 elderly females live in Nara-Pref. aged 65-81 (Average 72.75)	
Place	In their house ( living room and bed room )	
Measurement	Environment	Beside pillow air-temperature/relative humidity On bed (nearby back) Ta/RH living room air-temperature/relative humidity
	Physiological responses	Body Movement Oral temperature, Blood pressure
	Psychological responses	Record of a day behavior (before)
		Thermal sensation/comfort vote etc. (before/after) OSA sleeping questionnaire version of MA

Table 3 Schedule of the field survey

	Day 1		Day 2		Day 3		Day 4		Day 5		Day 6	
	Noon	Night	Morning	Noon	Morning	Noon	Morning	Noon	Night	Morning	Noon	Night
Body Movement												
pillow air-temperature/ humidity												
living room air-temperature/humidity												
Oral temperature, Blood pressure, Vote	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
OSA-MA			○		○		○		○		○	○



## 2.2 自宅計測

Table 2 に計測概要を示す。被験者は実験室計測と同様である。被験者の自宅にて連続 6 日間の居間、寝室での温熱環境の自宅計測を行った。実験室計測及び自宅計測に参加して頂いた被験者には、それぞれ相当な対価を支払った。

自宅計測の計測手順を Table 3 に示す。温熱環境として 5 晩の枕元温湿度、寝床内温湿度の測定と同時に連続 6 日間の居間の温湿度の測定を行った。また生理量として、睡眠前後に舌下温、血圧の測定や申告の記入などを行い、日中 1 日 3 回それと同様にそれぞれ室に対する温熱環境評価と生理量の測定を行わせた。

## 3. 結果及び考察

### 3.1 実験室計測

#### (1) 温冷覚閾値

Fig. 1 に温冷覚閾値計測の結果として、開始皮膚温から温度変化に気付くまでの温度差を、部位別に平均値で出し、冬期、夏期で比較したものを示す。前腕上昇のみ冬期の方が夏期よりも温度上昇に気付くのが鈍かったが、前腕下降、足背下降、足背上昇において両群で有意な差は認められなかった。

### 3.2 自宅計測

#### (1) 睡眠時経時変動

Fig. 2 に睡眠中枕元温度の経時変動の一例として冬期の計測 2 日目の例を全ての被験者別に示す。枕元温度は約 2~23℃の範囲であり、個人差が大きかった。睡眠中、寝室全体を終夜エアコンで暖房している被験者は 1 名、タイマーを使用したのは 2 名、就寝時に切るのが 2 名いたが残りの 75% (17 名) がエアコンを使用していなかった。

冬期の実測では室内全体を暖めるのではなく、寝床内だけを直接暖めている被験者が多く確認された。実測 2 日目では、電気毛布、あんか等を終夜、または就寝時まで使用していた割合は 60% (14 名)、暖房器具の未使用の割合は 21% (5 名) であった。枕元温度を住宅熱環境評価基準<sup>4)</sup> (高齢者:  $20 \pm 2^\circ\text{C}$ ) と比較すると、基準値よりも低い温度で寝ている被験者が多く、終夜この基準の範囲を満たしていたのは 1 名のみであった。また、睡眠前後での温度変化の平均は男性  $1.9^\circ\text{C}$ 、女性  $2.6^\circ\text{C}$  であり、起床時にかけて温度は低下する傾向はあるものの、就寝時と起床時で大きな変化は認められなかった。

Fig. 3 に夏期男性の実測 2 日間の結果を示す。住宅熱環境評価基準<sup>4)</sup> (高齢者:  $26 \pm 2^\circ\text{C}$ ) と比較すると約半数の人が基準範囲を満たしていた。これは睡眠時に

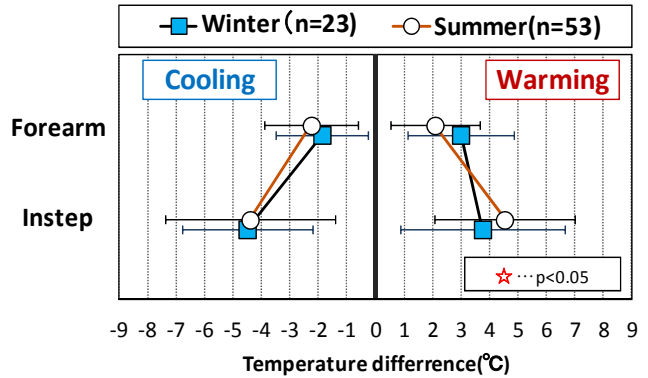


Fig. 1 Cold/warm threshold (difference of skin temperature)  
The marks indicate mean value of each group, and horizontal bar is standard deviation.

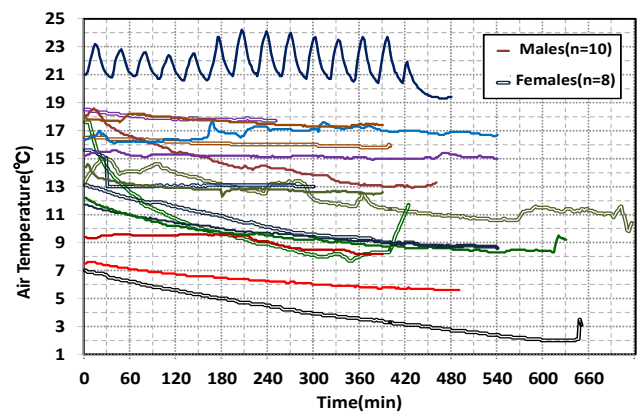


Fig. 2 【Winter】 Change of bedroom air temperature during sleep

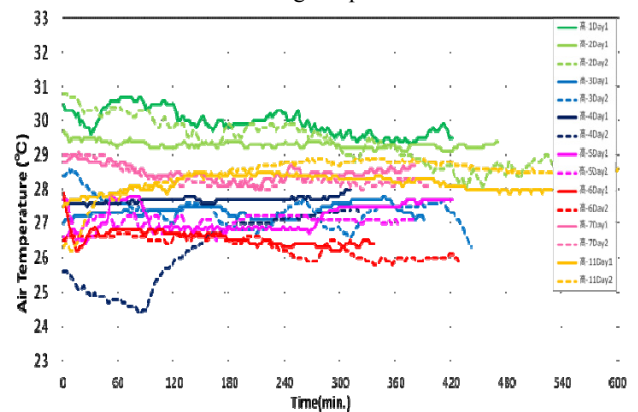


Fig. 3 【Summer】 Change of bedroom air temperature during sleep

エアコンや扇風機等により室温を下げていたためと考えられる。

これらのことから寝室の室温は冬期のほうが夏期と比較してより温熱環境の悪い状態で生活していることが考えられる。しかし、冬期は寝床内を直接暖めている被験者が多いことから今後その点において検討する必要がある。

## (2) 心理反応

Fig. 4 に冬期の実測 5 日間の就寝時、起床時の室の温熱環境についての心理反応、Fig. 5 に日中の心理反応（快適感）と室温の関係について男女ごとに示す。快適感申告では高齢女性は「どちらでもない」から「非常に快適」側の割合が多く、起床時により快的側に申告する傾向が認められた。温冷感は就床時の申告が「やや暖かい」以上が半数を超えており、起床時により暖かい側に申告する傾向が認められた。男性も同様の申告の傾向が認められたが、女性と比較すると、起床時に「不快」、「寒い」側の申告をする割合が多く認められた。また、1 日 3 回日中に同様の申告では、就寝時、起床時同様「暖かい」、「快適」側の申告が多く認められた。しかし日中の回答者の室温の範囲は  $2^{\circ}\text{C} \sim 23^{\circ}\text{C}$  と就寝時・起床時同様、室温にはかなりバラつきがあり、関連性は認められなかった。また、日中の着衣量は男性平均  $1.30 (\pm 0.24) \text{ clo}$ 、女性平均  $1.16 (\pm 0.26) \text{ clo}$  であった。

Fig. 6 に実験室での心理反応について男女毎に示す。実験室で行った申告では、自宅計測に比べ寒い側の回答をする割合が多く認められたが、実際に申告してもらった時の実験室の室温は約  $18 \sim 20^{\circ}\text{C}$  と自宅計測の室温よりも暖かい環境であった。これらのことから冬期の高齢者は寒さに関する感覚と実際の室温にズレが生じていると推測される。

## (3) 生理反応

Fig. 7 に高齢男性 5 日間の就床・起床時枕元温度・居間温度と平均血圧の値との関係、Fig. 8 に舌下温との関係をそれぞれ示す。平均血圧は就床時、起床時ともに枕元温度が低いほど平均血圧が高くなるという傾向が認められ、就寝時と起床時を比較すると起床時により上昇する傾向が認められた。舌下温は枕元温度が低いほど低下する傾向が認められ、就寝時と起床時では起床時のほうが有意に舌下温の低下が認められた。一方で、女性には室温と平均血圧に関して、男性のような相関は認められなかった。

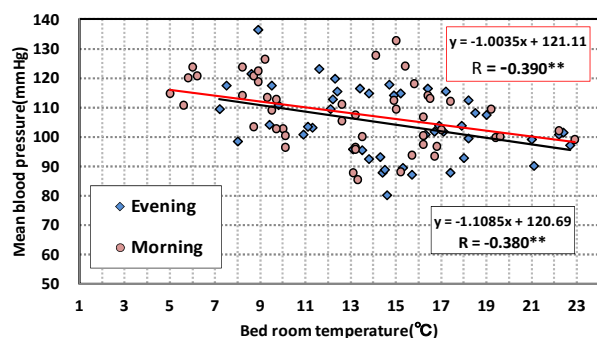
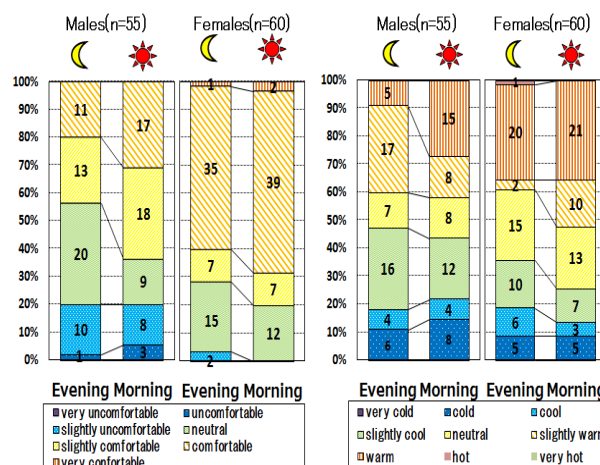


Fig. 7 Mean blood pressure at evening, morning and daytime  
Left : bed room Right : living room



(1)thermal Comfort Vote (2)thermal Sensation Vote

Fig. 4 Thermal comfort vote at evening and morning

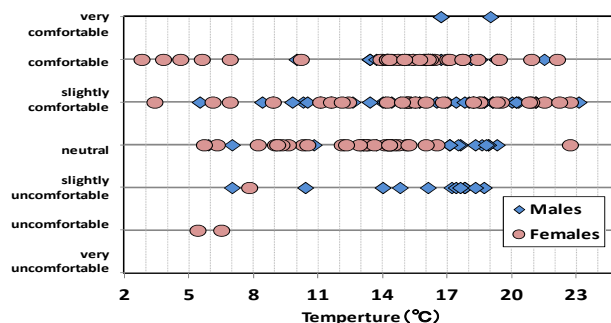


Fig. 5 Thermal comfort vote at daytime

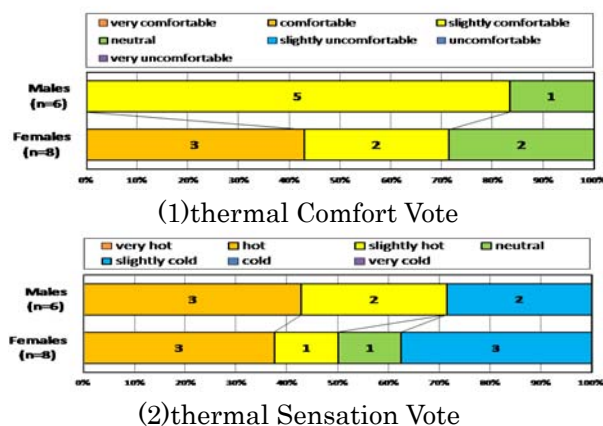
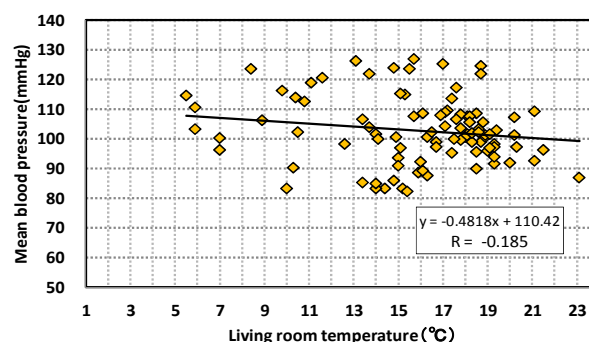


Fig. 6 Thermal comfort vote in the laboratory



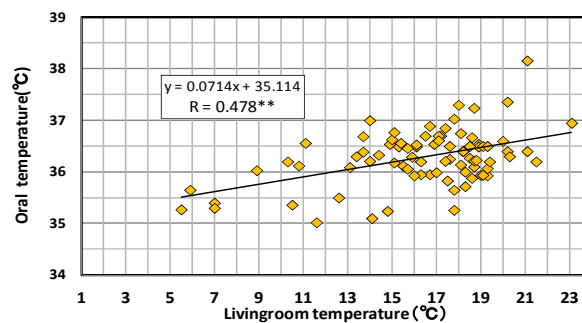
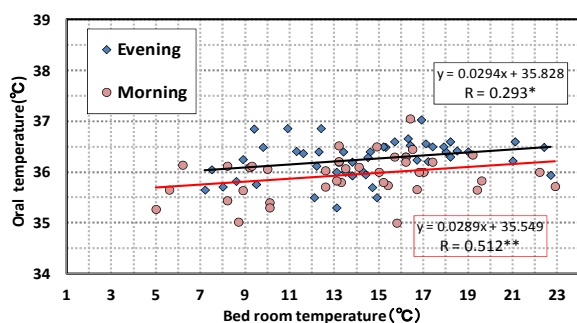


Fig. 8 Oral temperature at evening, morning and daytime  
Left : bed room Right : living room

#### (4)睡眠の質

本実験では主観的睡眠感を測定するため OSA 睡眠調査票 (MA 版) 5)6) で評価した。Fig. 9 に男女別の結果を示す。因子 I、II、IVにおいて女性のほうが有意に得点が高かった。また、標準偏差が大きく個人差が大きいことが認められた。また、夏期の結果と比較すると夏期は標準点である 50 点を上回る項目が 1 つしかなかったことから本実験では冬期の方が睡眠の質が良いという結果が出た。

Fig. 10 に終夜の平均枕元温度と因子 II (入眠と睡眠維持)との関係を示す。男性、女性ともに室温との有意な相関は認められなかった。

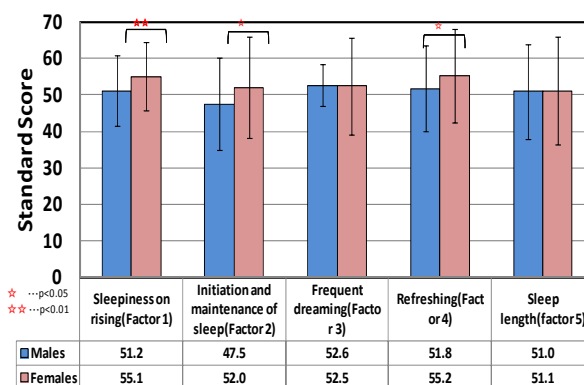


Fig. 9 OSA Sleep Inventory Scale (OSA)

#### 4. まとめ

- 1) 冬期と夏期の温冷覚閾値は前腕下降、足背下降、足背上昇で有意差は認められなかった。
- 2) 寝室温熱環境は約 2~23℃で、大半の高齢者が基準範囲より低温な温熱環境で寝ていた。
- 3) 心理反応では室温に関係なく「暖かい」、「快適」の申告をする傾向があった。
- 4) 男性は室温が低いほど平均血圧の上昇、舌下温の低下が認められた。
- 5) OSA 睡眠調査票 (MA 版) では女性の方が有意に得点が高かった。また、寝室の室温との関係は認められなかった。

冬期の室内の寒さは高齢者の健康状態に何らかの影響があることが生理反応より明らかであったが、実際の室温と心理反応にズレが生じている人が多いと

#### 5. 参考・引用文献

- 1) 三上遥、羽山広文他「人口動態統計を用いた疾病発生に関する研究 その7 月平均外気温が疾病に与える影響の地域性分析」空気調和衛生工学会学術論文集 I - 69, 2013
- 2) 秋山佳代: 夏期の寝室温熱環境が高齢者と若齢者の終夜睡眠に与える影響 (その 2), 空気調和・衛生工学会近畿支部学術発表会論文集, pp265-268, 2014.3
- 3) 亀ヶ谷佳澄: 夏期の寝室温熱環境が高齢者と若齢者の終夜睡眠に与える影響, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術発表会論文集, pp169-172, 2013.

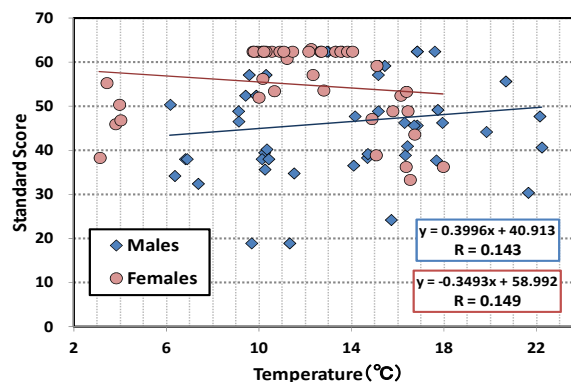


Fig. 10 Relationship between bedroom air-temperature and OSA

いう現状であり、高齢者と睡眠、生理反応、心理反応について今後さらなる検討が必要であると考えられる。

- 4) 高齢者生活熱環境研究会, 1991 改訂
- 5) 山本由華吏, 田中秀樹, 高瀬美紀, 山崎勝男, 阿住一雄, 白川修一郎: 中高年・高齢者を対象とした OSA 睡眠感調査票 (MA 版) の開発と標準化. 脳と精神の医学 10: 401-409, 1999
- 6) 山本由華吏, 田中秀樹, 前田素子, 山崎勝男, 白川修一郎: 眠感に影響を及ぼす性格特性—神経症的, 外向性・内向性傾向についての検討—; 健康心理学研究 13: 13-22, 2000.



# 冬期における青年男女の温熱的快適性の予測

## A Study on Thermal Comfort of Young Male and Female in Winter

○ 片山 裕里 (奈良女子大学) 久保 博子 (奈良女子大学)  
 田中 友理 (奈良女子大学)  
 式井 慎一 (パナソニック株式会社) 楠亀 弘一 (パナソニック株式会社)  
 Yuri KATAYAMA\*<sup>1</sup> Hiroko KUBO\*<sup>1</sup> Yuri TANAKA\*<sup>1</sup>  
 Shin-ichi SHIKII\*<sup>2</sup> Koichi KUSUKAME\*<sup>2</sup>  
 \*<sup>1</sup> Nara Women's University \*<sup>2</sup> Panasonic Corporation

To investigate thermal comfort in winter, we measured skin temperatures, rectal temperatures, thermal sensation votes and thermal comfort votes of the subjects. ALL subjects were exposed to four different conditions in a climate chamber as indoor temperatures in winter. Both on men and women, mean skin temperatures in the afternoon were higher than those of in the morning. Men's mean skin temperature was higher than that of women, both in the morning and in the afternoon. Thermal sensation votes were linearly-related to SET\*, but for when heavily clothed in the morning and in the afternoon.

### 1. はじめに

空調設備の発達に伴って、室内での温熱的な温冷感や快適感に関する研究が進められてきた。皮膚からの温度情報によって温熱的快適性が認知されるが、冷暖房の調節や衣服、運動などの行動により、変化することが知られている。

また、栗山 (2013) によると、女性の足が冷えて不快と感じる群はそうでない群との間に、皮膚温や温冷感では違いが見られなかったが、足元の快適感にのみ違いがみられることが報告されている。

そこで本研究では冬期の屋内環境下における人体の生理心理反応を調べ、温熱的快適性について検討するため、冬期の屋内環境として想定される温度下に被験者を曝露した。着衣条件、作業状態条件を設定し、被験者の皮膚温、直腸温等の生理反応と温冷感、快適感の心理反応を測定した。さらに得られた結果から、男女差、日内差について検討した。

### 2. 方法

Table 1 に実験概要を示した。実験は温度湿度を一定に保つことのできる人工気候室で行った。温度条件は、低温条件 (前室 19℃、実験室 16℃) と、高温条件 (前室 22℃、実験室 25℃) の2条件とし、同じ条件で午前と午後の実験を行い、一人の被験者に対して2日かけて実験を行った。被験者は昨年度の被験者である健康な青年男性 10 名、青年女性 14 名を被験者とした。被験者の身体特性を Table 2 に示す。女性の足冷え群を FA 群、非足冷え群を FC 群とする。両条件においてエルゴメーターによる 2.5Mets 相当の運動をさせ、運動の影響を調べた。着衣量は 0.92clo を基準とし、低温条件は厚着の

着衣(1.41clo)と、高温条件は薄着の着衣(0.54clo)とそれぞれ比較する。測定項目は生理量として皮膚温、直腸温、舌下温、血圧、心拍数と、心理量として温冷感、快適感の申告、物理量として環境温 (気温 Ta、グローブ温度 Tg、湿度 RH)、熱画像を測定した。

被験者は前室で指定の衣服に着替えた後、各種測定器を装着し、「健康状態に関するアンケート」を行った。-45〜5 分目まで椅座安静にした。同じ着衣のまま実験室に移動し、40 分目から 5 分間エルゴメーターによって運動を負荷し、85 分目から 5 分間で着衣を変更した。その間 10 分ごとにサーモカメラを立位で全身、4 ポーズ撮影し、その他の時間で「日常生活に関するアンケート」に答えたのち、読書をしてもらった。

Table 1 Outline of the experiment

period		2014/3/1~4/5								
Study facility		climate chamber in Nara woman's University								
Subjects		10 young men and 14 young women								
Time		-45	-5	0	40	45	85	90	130	
Environmental condition	condition1	climate chamberA 19°C50%		climate chamberB 16°C50%						
	condition 2	climate chamberA 22°C50%		climate chamberB 25°C50%						
Activity		sedentary 5 minute elgometer sedentary								
Clithes	condition1	0.92clo						1.41clo		
	condition2							0.54clo		
Measurements	temperature	← at 1 minute intervals →								
	heart rate									
	skin temperature, rectal temperature									
	thermography	← at 10 minute intervals →								
	psychological									
	blood pressure, oral temperature	○		○		○		○		○
	weight	○		○	○		○	○	○	

Table 2 Subjects characteristic

		age (years old)	height (cm)	weight (kg)	body fat ratio(%)	muscle weight(kg)	BMI (kg/ m <sup>2</sup> )	body surface area (m <sup>2</sup> )
gr.FA(n=6)	average	20.17	154.75	48.50	27.67	32.98	20.23	1.46
	SD	0.75	2.19	5.02	5.50	1.36	1.73	0.07
gr.FC(n=8)	average	20.50	158.50	53.50	30.05	35.19	21.29	1.54
	SD	0.76	5.13	5.90	4.42	3.05	2.14	0.09
gr.M(n=10)	average	23.10	171.13	60.56	17.16	47.48	20.72	1.70
	SD	0.82	4.78	5.31	4.08	2.89	1.90	0.09



### 3. 結果及び考察

#### 3.1 生理反応

##### (1) 平均皮膚温

Fig. 1 に平均皮膚温の群ごとの平均値の経時変動を表す。実線が午前、点線が午後を表す。両条件ともに女性よりも男性のほうが高く、午前よりも午後のほうが高くなっていた。運動により急激に体温が低下していた。Condition2 では着衣量変更により、平均皮膚温が低下していた。FA 群と FC 群に差は認められなかった。

##### (2) 腹の皮膚温

同様に Fig. 2 に腹の皮膚温の群ごとの平均値の経時変動を表す。平均皮膚温と同様に男性のほうが高く、午後のほうが高かった。Condition1 の着衣量変更後に皮膚温の上昇が認められた。また、運動後の皮膚温は男性よりも女性のほうが低くなっていた。

##### (3) 足背の皮膚温

同様に Fig. 3 に足背の皮膚温の群ごとの平均値の経時変動を表す。足背の皮膚温は、condition1 では男性のほうが低く、午後のほうが低くなっていた。Condition2 では男性のほうが高く、午後のほうが高くなっていた。Condition1 ではFA 群と FC 群とのあいだに差は認められなかったが、Condition2 の午後では、FC 群は男性の皮膚温と同程度の傾向にあった。

##### (4) 手背の皮膚温

同様に Fig. 4 に手背の皮膚温の群ごとの平均値の経時変動を表す。足背の皮膚温と同様に、condition1 では男性のほうが低く、午後のほうが低くなっていたが、condition2 ではわずかに午後のほうが高くなっていた。Condition1 ではFA 群は気温がより低い部屋に入っても、手背の皮膚温は他の群よりも低下しなかった。

#### 3.2 心理反応

##### (1) 温冷感

Fig. 5 に condition1 の、Fig. 6 に Condition2 の室に対する温冷感の群ごとの平均値の経時変動を表す。Condition1 の午後、FA 群はほかの群よりもやや低めに申告していた。Condition2 では前室で男性(M 群)にやや低めに申告する傾向がみられた。

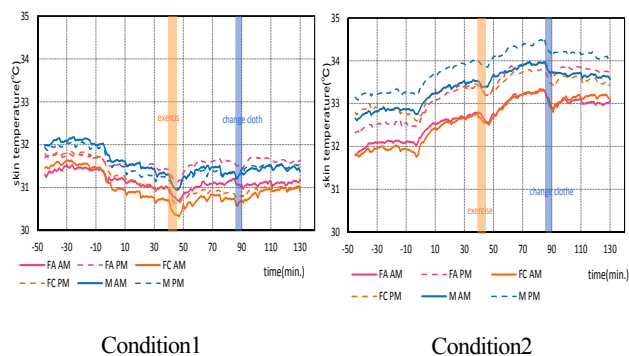


Fig. 1 Mean skin temperature

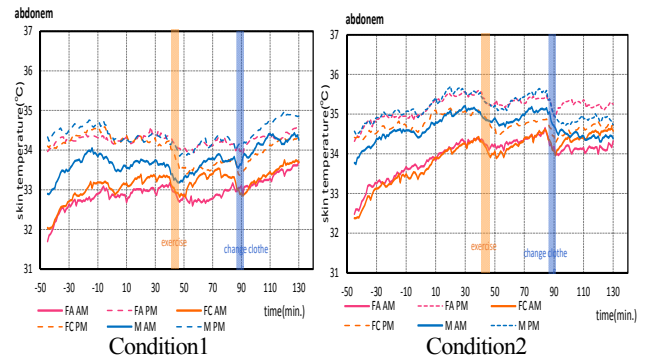


Fig. 2 skin temperature (abdomen)

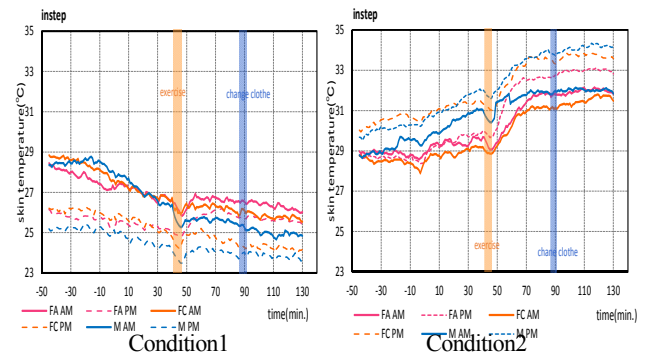


Fig. 3 skin temperature (instep)

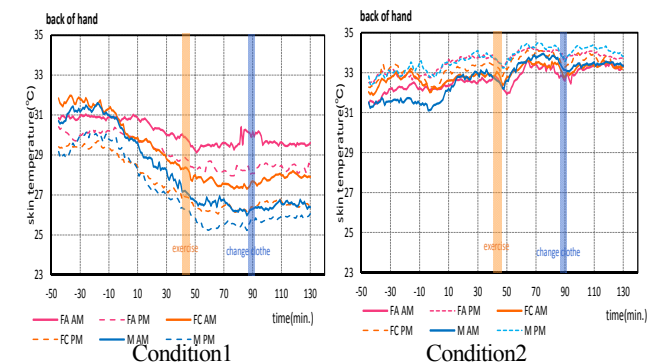


Fig. 4 skin temperature (back of hand)

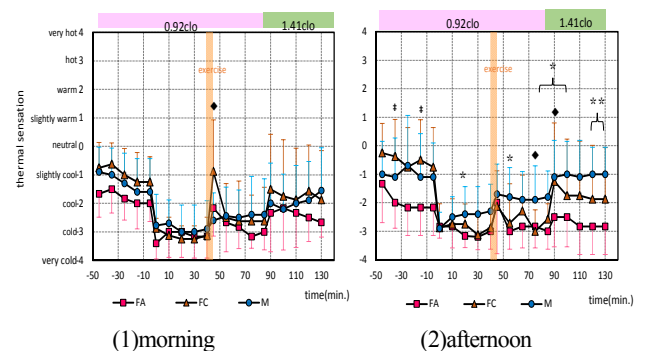


Fig. 5 thermal sensation vote (condition1)

## (2) 快適感

Fig. 7 に condition1 の、Fig. 8 に condition2 の室に対する快適感の群ごとの平均値の経時変動を表す。Condition1 で FA 群は快適感を低めに申告していた。特に午前の前室で他の群より低く申告していた。また、Condition2 では FC 群が他の群よりも快適感を高めに申告する傾向がみられた。

### 3.3 心理量との検討

実験室への移動直前、運動負荷の直前、運動負荷直後、着衣量変更直前、実験終了時の 5 点をについて男女、午前午後それぞれ平均した値について検討する。

#### (1) 心理量と皮膚温の関係

Fig. 9 に室に対する温冷感と平均皮膚温との関係を表す。

平均皮膚温と室に対する温冷感との間に相関が高かった。同じ平均皮膚温のとき、女性よりも男性のほうが低めに申告する傾向がみられた。FA 群と FC 群の間に差は認められず、ほぼ同程度であった。

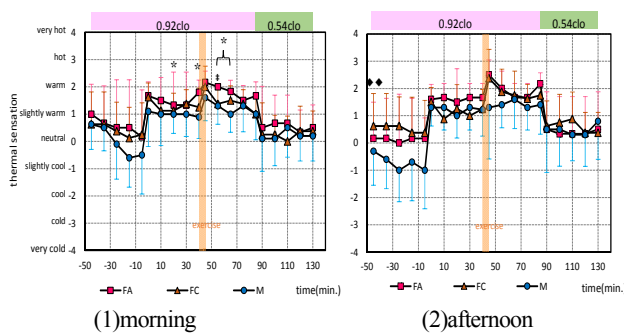


Fig. 6 thermal sensation vote (condition2)

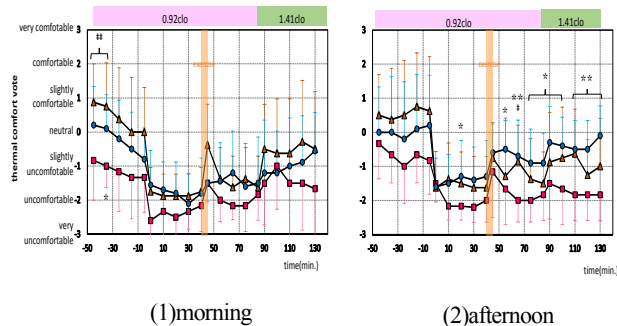


Fig. 7 thermal comfort vote (condition1)

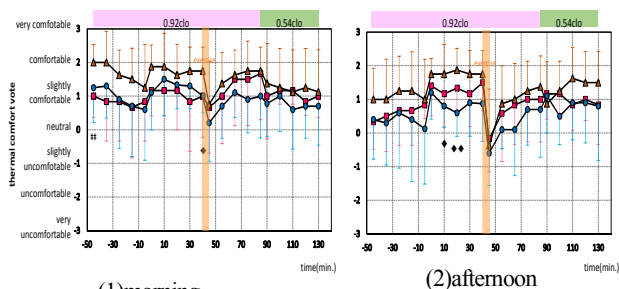


Fig. 8 thermal comfort vote (condition2)

Fig. 10 に室に対する快適感と平均皮膚温との関係を表す。

平均皮膚温と室に対する快適感との間に負の相関あり、平均皮膚温が高いほど快適に申告していた。平均皮膚温が低いとき、男性より女性のほうが快適感を低めに申告していた。

#### (2) 放熱量と心理量の関係

人体の熱収支バランスの式を用いて、平均皮膚温、代謝量、着衣量、気温、放射温度、体重減少量から放熱量を求めた。Fig. 11 に放熱量と室に対する温冷感の関係を表す。放熱量と室に対する温冷感との関係はばらつきが大きく、相関関係は弱かった。Fig. 12 に放熱量と室に対する快適感の関係を表す。放熱量との間に相関は認められなかった。放射量が高いとき、FA 群は他の群よりも低めに申告していた。

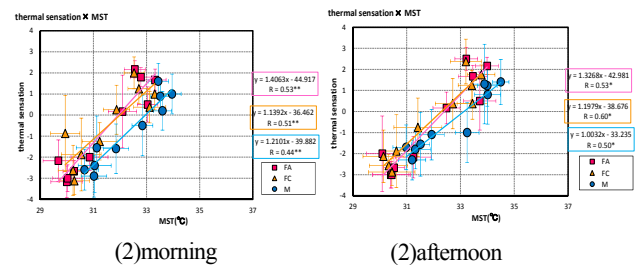


Fig. 9 thermal sensation × MST

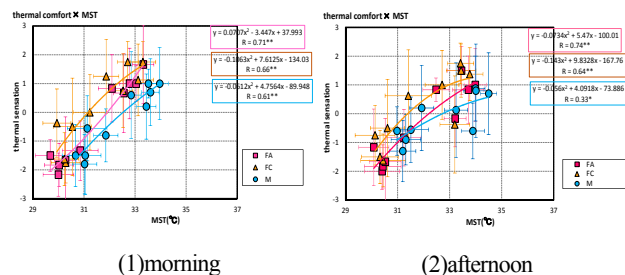


Fig. 10 thermal comfort × MST

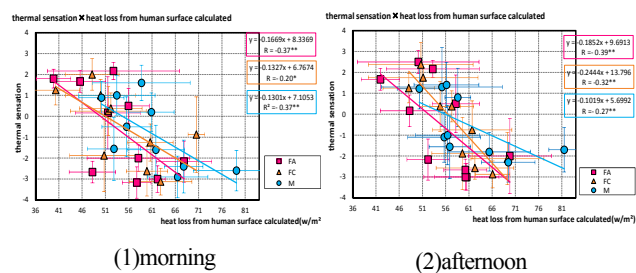


Fig. 11 thermal sensation × heat loss from human surface calculated

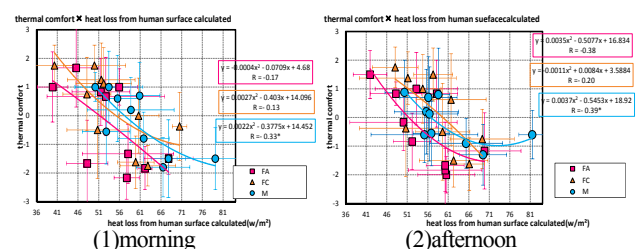


Fig. 12 thermal comfort × heat loss from human surface calculated

### (3) SET\*と心理量の関係

Fig. 13 に室に対する温冷感と SET\*との関係を表す。SET\*とのあいだに相関が認められた。SET\*22℃をすぎたあたりで近似線よりもやや低く申告しているかたまりが確認できる。これはCondition1の着衣量変更後の申告で、上半身だけ覆うような着衣量変更だったため、足背の温冷感が変化せず、外れたと考えた。また26℃あたりで近似線よりも低めの申告がみられるが、これはCondition1の運動直後の申告であった。

Condition1の前室と着衣量変更後で、FA群は特に低めに申告していた。Fig. 14に室に対する快適感とSET\*との関係を表す。室に対する快適感との間に相関が認められた。室に対する温冷感とSET\*との関係と同様に、Condition1の着衣量変更後と、運動直後の申告が近似線を外れていた。SET\*が低い環境でFA群はFC群より快適感を低めに申告していた。特に、Condition1の着衣量変更後は他の群より低めに申告しており、FA群は足背の快適感が室に対する快適感に大きく影響することが考えられる。

### (4) 室に対する心理量と部位に対する心理量

室に対する温冷感と身体各部位に対する温冷感との関係では、下腿や腕・手など末梢部に対する温冷感と相関が高かった。Fig. 15に室に対する温冷感と足背に対する温冷感との関係を表す。FA群は特に足背の温冷感が低いとき、室に対する温冷感が低くなっていた。また、FA群は各部位の温冷感より全身の温冷感のほうが暑い側になっていた。このことから、部位の温冷感が暖かい側にならないと全身が暖かくなるといえる。また、足元の温冷感で特にその傾向があった。Fig. 16に室に対する快適感と足背に対する快適感との関係を表す。FA群は特に足背に対する快適感が低いとき、室に対する快適感が低くなっていた。

## 4. まとめ

(1)FA群は手背の皮膚温の低下が小さかった。室に対する快適感で低めに申告していた。足背の皮膚温が低いとき室に対する快適感を低めに申告していた。また足背に対する温冷感、快適感が低いとき、室に対する温冷感、快適感も特に低くなっていた。足背や下腿の皮膚温が上昇しないような着衣量変更の際、他の群よりも室に対する快適感が低くなっていた。これらより、FA群は足元の温冷感が全体の快適感に与える影響が大きいといえる。運動直後は他の群との間に差がみられるが、その後安静にすることで他の群と同程度の温冷感、快適感になると考えられる。

(2)温熱的快適性はSET\*によって予測できるといえる。ただし、着衣で覆う部分が一部になる場合や、運動の直後は予測しにくい。また男女差や足冷え群と非足冷え群

との違いがみられるので、今後は男女で別の指標を設けること、個人差の考慮が必要だと考えられる。

## 参考・引用文献

- 1) 栗山直子：冷房環境下における冷えの不快感に関する研究 平成25年度奈良女子大学卒業研究
- 2) 田中友理：冬期における温熱的快適性に関する研究その1：男女差・午前午後による生理心理反応について 第38回人間生活環境系シンポジウム
- 3) 式井慎一：冬期における温熱的快適性に関する研究その2：サーモグラフィを用いた温冷感推定 第38回人間生活環境系シンポジウム

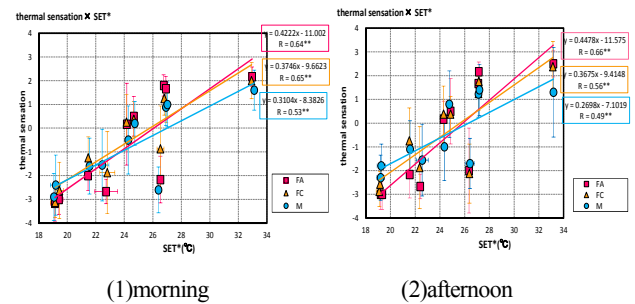


Fig. 13 thermal sensation × SET\*

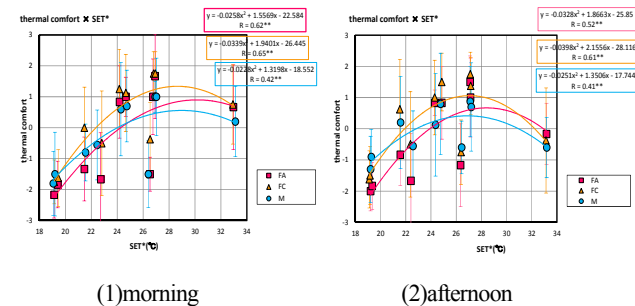


Fig. 14 thermal comfort × SET\*

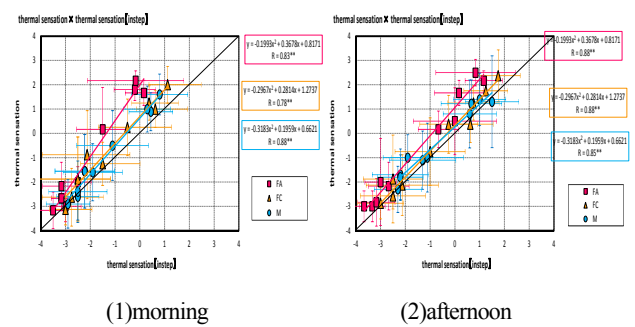


Fig. 15 thermal sensation × thermal sensation(instep)

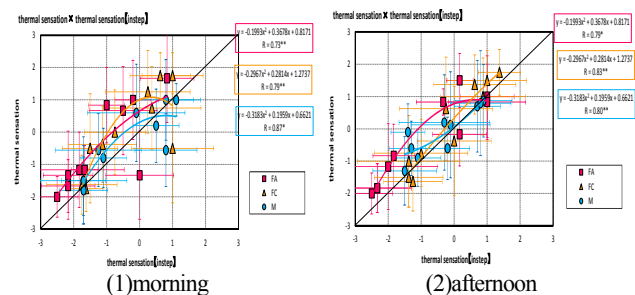


Fig. 16 thermal comfort × thermal comfort(instep)