

自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱式放射冷暖房システムの
実運用に向けた研究
(その4) 夏季の被験者実験による設定温度緩和と快適性の検証

○XU Jun (立命館大学) 近本 智行 (立命館大学) 土井 脩史 (京都橘大学)
小林 陽一 (安井建築設計事務所) 榎本 丈二 (安井建築設計事務所)
竹谷 俊成 (安井建築設計事務所) 加藤 理奈子 (立命館大学)
Jun XU*1 Tomoyuki CHIKAMOTO*1 Shushi DOI*2 Yoichi KOBAYASHI*3
Jyoji ENOMOTO*3 Toshinari TAKETANI*3 Rinako KATO*1

*1 Ritsumeikan University *2 Kyoto Tachibana University *3 Yasui ARCHITECTS & ENGINEERS, INC.

This paper reports on the relationship between the set temperature reduction and human comfort by subject experiments in summer in the building using thermal radiation air conditioning system from thermal storage concrete slab by using both natural energy and heat pump. According to the comparison of thermal sensation vote through the subject experiment of the radiant air conditioning system and the FCU (convection air conditioning) system, we understood the change in people's sense of comfort of the indoor thermal environment.

はじめに

本報は、前報^{文1)}に引き続き自然エネルギーとヒートポンプを併用するスラブ蓄熱放射冷暖房システムの実施事例である立命館大学・T棟を対象とした検証及び温冷感・快適性評価に関する被験者実験を行った。

特に、夏季における被験者実験を行い、放射冷暖房環境での設定室温緩和 (28℃と 26℃) と快適性の関係について、居住者アンケート等で確認した。検証は放射空調と、FCU (ファンコイルユニット) を用いた対流空調で比較を行った。

1. 設定温度緩和に関する被験者実験の概要 (Figs. 1, 2)

対象建物における温熱環境と快適性を調査するため、対象室 (Figs. 1, 2) で主観申告実験を行った。放射空調方式では冷温水温度・流量を制御しながらも躯体蓄熱を用いているため室内温度を直接設定できない。一方で居住域の上下温度差は小さく室温の時間変化も小さいため、今回、(FL+1100mm) の位置において空気温度が安定して 26℃, 28℃を継続した時、被験者実験を行った。対流空調方式では、冷却開始時などは避け、室内の空気温度が比較的安定している時間帯で行った。

1.1 実験期間・場所

本研究は、立命館大学・T棟の研究室3を対象とした (Figs. 1, 2)^{文2)}。研究室3はスラブ埋設配管における床放射空調を行っている。2020年夏季の被験者実験の実施期間は8月2日、9日、10日、28日である。

1.2 実験手順

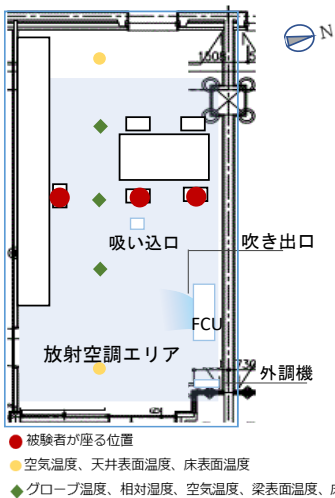


Figure 1 Measurement points of floor plan

Figure 2 Photos of the Lab

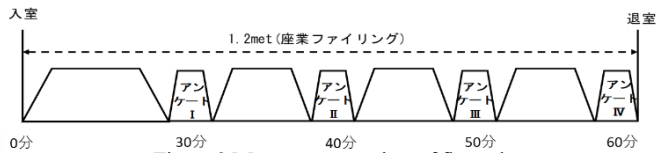


Figure 3 Measurement points of floor plan

Table 1 Overview of the conditions of the experiment

case		case1-1	case1-2	case2-1	case2-2
日		8月28日	8月10日	8月2日	8月9日
設定温度		26℃	28℃	26℃	28℃
空調方式	放射	ON	ON	×	×
	流量[m3/h]	7.0	7.0	0	0
	主管 往水温度[℃]	13.3	18.8		
	対流(FCU)	×	×	ON	ON
被験者(男性)		3名	3名	3名	3名

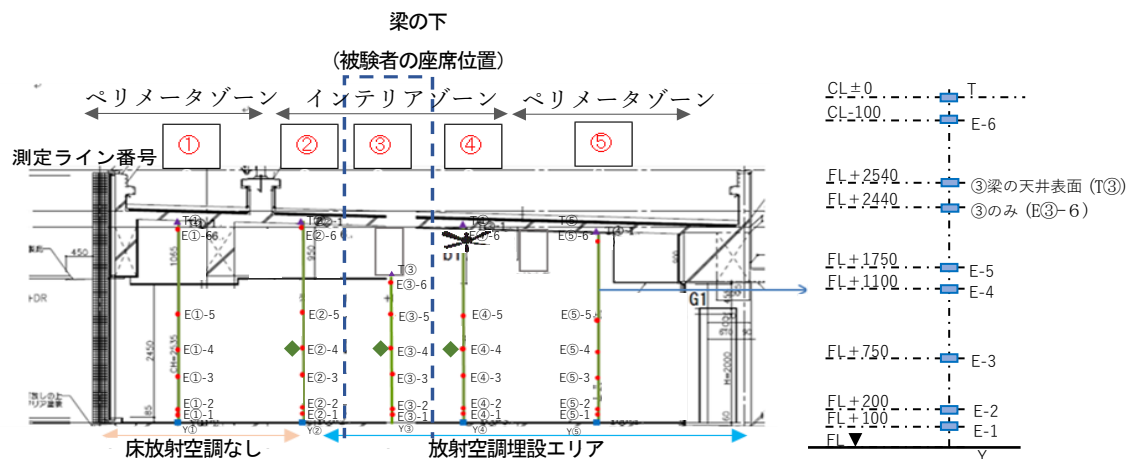


Figure 4 Measurement points of cross section

Table 1に実験条件を示す。case1-1は「放射空調26℃」、case1-2は「放射空調28℃」のケース、case2-1は「対流空調26℃」、case2-2は「対流空調28℃」ケースである。なお、対流空調は天井吊型FCU式対流空調(定風量)を利用している。

新型コロナウイルスの感染防止のため被験者の人数を絞った上で、20代男性3人(着衣量0.6clo)を対象として行った。被験者は、対象室に入室し椅座した上で、30分設定した室内環境に順応し、軽作業を行った(1.2met)する。30分後は10分毎に温冷感・快適感申告を行った(Figure3)。なお、大津の平均外気温(気象庁アメダスの観測データ)は、8月28日(case1-1)27.6℃、8月10日(case1-2)30.9℃、8月2日(case2-1)27.5℃、8月9日(case2-2)29.9℃である。対象室内での測定項目は空気温度、床・天井・壁・ガラスの表面温度、グローブ温度、スラブ内送水温度、空調機の吹き出し・吸い込み温度とし、5分間隔で計測した。室内の垂直温度分布を把握するために、床表面(0mm)からの高さ100mm、200mm、750mm、1100mm、1750mm、2440mm、2540mm、3340mm、天井面(3440mm)の地点において空気温度と表面温度を熱電対にて計測を行った(Fig.4)。

2 実験結果

2.1 熱環境の経時変化

Fig. 5に8月28日、case1-1、Fig. 6に8月2日、case2-1における研究室3のペリメータゾーン2点、インテリアゾーン3点の各計測点(FL+1100mm)における空気温度および、グローブ温度の経時変化を示す。対流空調に比較して、蓄熱式放射空調における同じ高さの水平空気温度は、西の窓側①であるスラブ配管が埋設されていないペリメータゾーンと②③④であるインテリアゾーンの温度はほぼ一致していた結果が見られた。一方、対流空調における空気温度は空調機の吹き出し口に近ければ

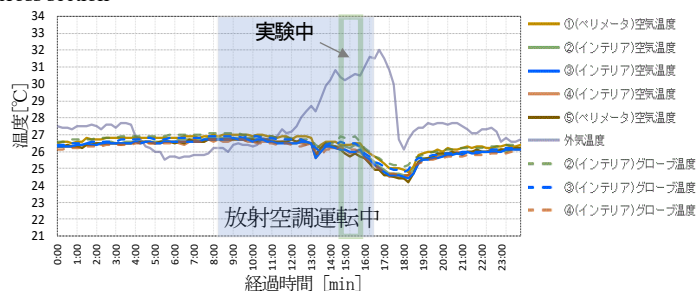


Figure 5 Case1-1 indoor temperature changing

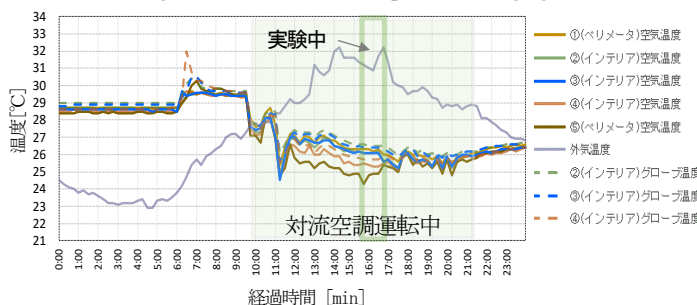


Figure 6 Case2-1 indoor temperature changing

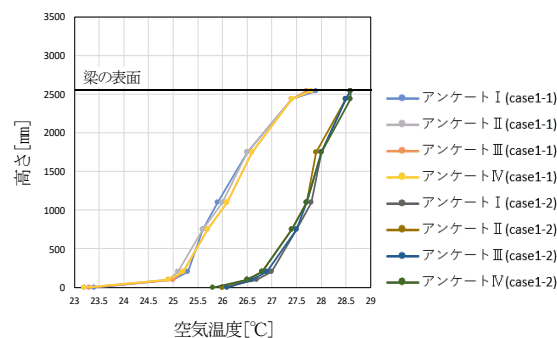


Figure 7 Vertical temperature distribution

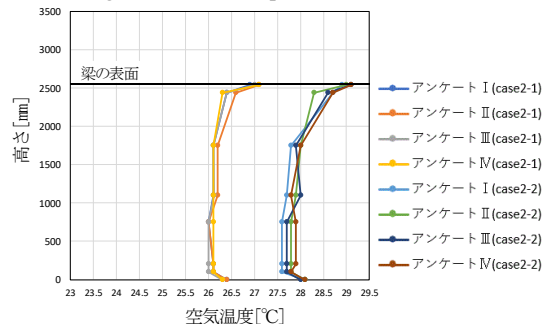


Figure 8 Vertical temperature distribution

近いほど温度が低かった。インテリアゾーンにグローブ温度は同じ位置の空気温度よりやや高かった。また、昨年実施した実験結果^{文2)}と比べ、外気温度が全体的に高くなっていたため、冷房運転中、室温とグローブ温度の減少傾向は見られたが、やや冷却効果が小さい。

2.2 上下温度分布

Fig. 7は実験中におけるcase1-1^{注1)}、case1-2^{注2)}における人体付近の上下温度分布、Fig. 8はcase2-1^{注3)}、case2-2^{注4)}における人体付近の上下温度分布である。それぞれの上下温度分布をアンケート回数ごとに示す。蓄熱式放射空調を運転する場合、3階と2階の躯体スラブに埋設配管に冷水が流れているため、床放射である研究室3では床表面温度はcase1-1に23.3~23.4℃、case1-2に25.7~26℃となった時、1100mm高さの空気温度は概ね26±0.1℃と28±0.3℃に推移していることが見られた。

2.3 主観申告結果

Figs. 9, 10に実験中における人体付近の温度変化を示す。実験の期間中、人体付近の空気温度を26℃と28℃に達成する結果がわかった。

(1) 温冷感比較

Fig. 11は人体付近における対流空調と放射空調の空気温度が26℃、28℃程度になった時に算出したPMVを示している。設定の温度の緩和に従って、放射空調と対流空調の温冷感申告の変化を比較した。Fig. 12は評価項目(縦軸)ごとの重心の近似線を求め、回答数を円の大きさとして散布図で示している。

放射空調では、26℃~28℃に緩和した範囲において、温冷感の申告はほぼ中立であり、一方、対流空調では、温冷感の申告は「どちらでもない」~「やや暖かい」になる傾向があった。28℃に緩和するほど、温冷感の評価のばらつきが大きくなる傾向が見られた。

(2) 総合的な温熱快適性比較

Fig. 13に、総合的な温熱快適性の結果を示す。対流空調も放射空調も温度の緩和に伴い、被験者による評価の重心は「やや快適」~「どちらでもない」と申告されたが、対流空調は28℃付近に緩和した時、評価のばらつきが大きくなる傾向が大きくなり、「やや不快」~「不快」と申告した回答が多くなった。この結果を見ると、温度が28℃に緩和した時、蓄熱放射空調の方が総合的な温熱快適性が高いと思われる。28℃に上昇するほど、対流空調の方が被験者による温冷感と快適性の評価のばらつきが大きくなった原因は、対流空調による、吹き出し口からのドラフトやペリメータゾーンによる不均一な温熱環境などの要因となると思われる。

(3) 発汗と気流

Figs. 14, 15にアンケートを回答した毎の発汗の申告数と体に当たる気流感を示す。実験期間中、被験者3人

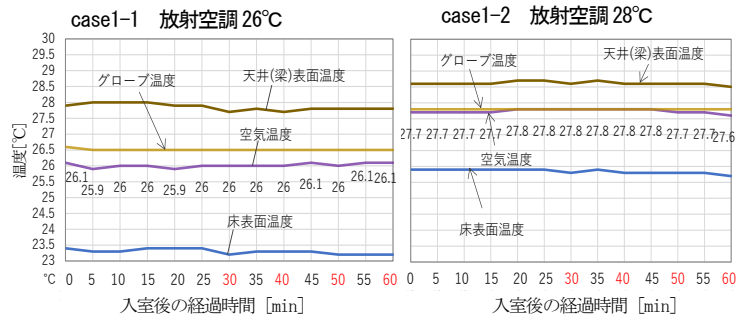


Figure 9 Case1-1(left)case1-2(right)temperature changing around human body

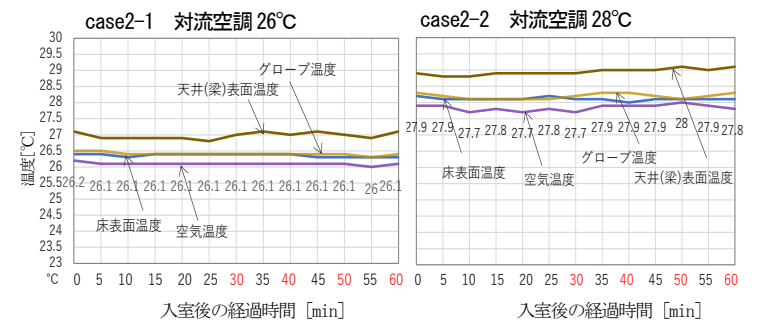


Figure 10 Case2-1(left)case2-1(right)temperature changing around human body

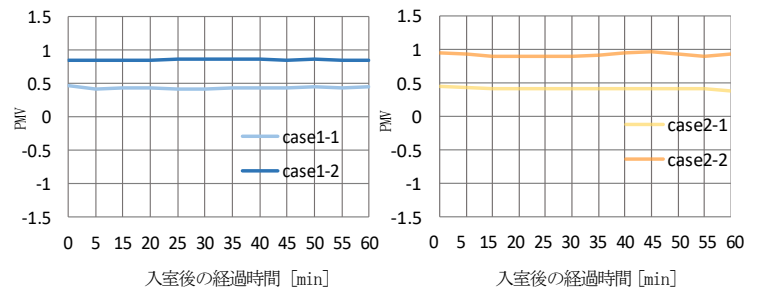


Figure 11 PMV

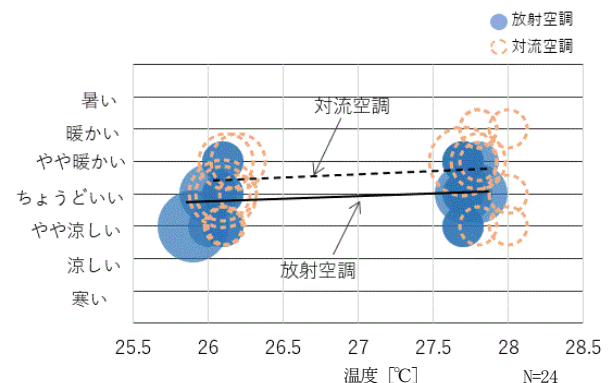


Figure 12 Thermal sensation vote and temperature changing

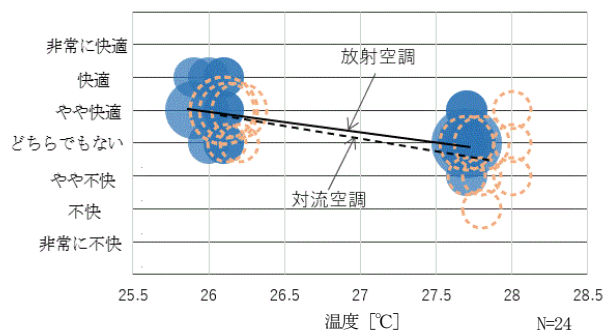


Figure 13 Indoor thermal environment comfort and temperature changing

が合計 12 回気流感を感じたと申告した。体に当たる気流感の申告は 8 割以上、「気流感を感じない」と回答した放射空調に対し、対流空調の方は 7 割以上の方が「やや感じた」、「感じた」と回答した。

Fig. 16 に躯体スラブ蓄熱放射空調の直接的な「気流感がない」ことに対する満足感、対流空調の直接的な「気流感がある」ことに対する満足感を示す。空気温度を 28℃に緩和に伴い、放射空調の場合、気流感がない環境に対する「満足」申告が減少した。対流空調は気流感がある環境に対する「満足」の申告が増加した。アンケートを答えた時点の発汗の結果と合わせて、「やや感じた」気流感は空気を循環させ、汗の蒸発を促進し、快適性の向上にもと効果があると思われる。

3. まとめ

本研究では、自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムを導入した研究室に、夏季冷房時の被験者実験を行い、設定温度緩和による室内温熱環境と快適性の検証を行った。結果として、
1) 設定温度の緩和に伴い、放射空調を運転した場合も、対流空調を運転した場合も、人の快適が悪くなったが、放射空調を運転した方の評価が高い。
2) 放射空調による気流感による不快が取り除かれた、均一かつ一定の環境が実現できているが、設定温度が 28℃に緩和に伴い、気流感が快適性の向上に効果が見込める。

謝辞

本研究は、環境省「平成31 年度CO2 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業（自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムに関する技術開発）委託業務」（代表者 立命館大学 近本智行）にて実施したものである。

参考文献

文 1) 自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱式放射冷暖房システムの実運用に向けた研究（その 1） - （その 3）：空衛学会近畿支部学術研究発表会
文 2) Xu、近本、土井、小林、榎本、竹谷、加藤：本報と同題（その 2）実測に基づく放射及び対流空調の室内温熱環境と快適性の検討、空気調和・衛生工学会近畿支部、学術研究発表会、2020. 3
注 1) case1-1 の実験は 8 月 28 日 14:30～15:30 に実施した。実験期間中の平均外気温は 30. 5℃。
注 2) case1-2 の実験は 8 月 10 日 15:10～16:10 に実施した。実験期間中の平均外気温は 35℃。
注 3) case2-1 の実験は 8 月 2 日 15:30～16:30 に実施した。実験期間中の平均外気温は 31. 2℃。
注 4) case2-2 の実験は 8 月 9 日 14:30～15:30 に実施した。実験期間中の平均外気温は 34. 3℃。

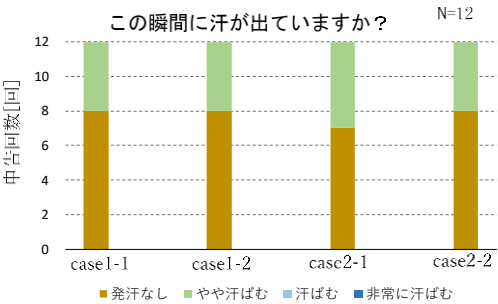


Figure 14 Sweating report

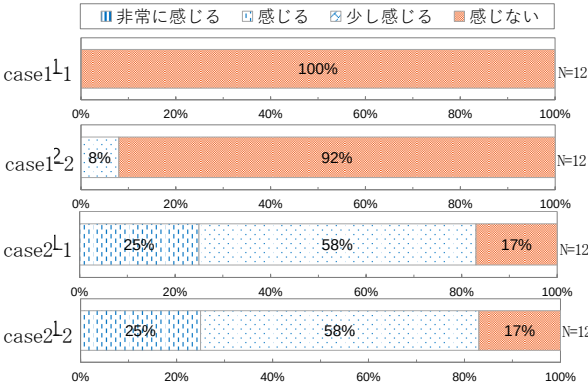


Figure 15 Airflow

Q. 放射空調は従来の対流空調とは異なる、静穏な気流環境が特徴ですが、現在の気流環境を満足していますか？

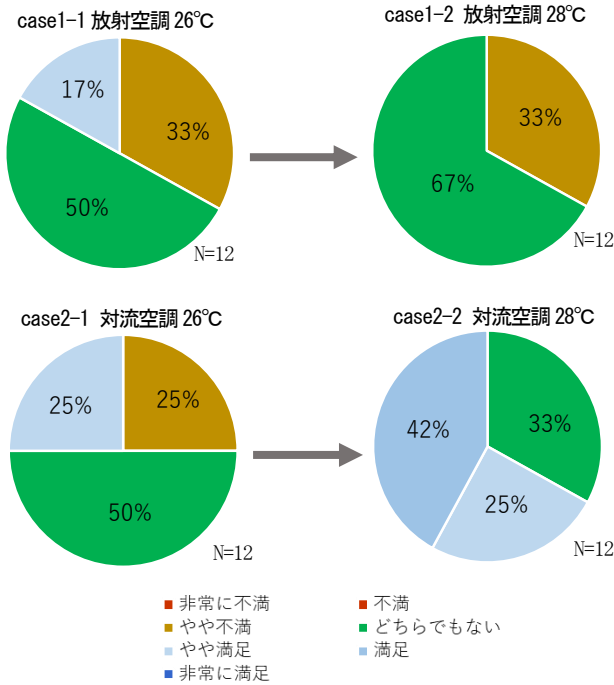


Figure 16 Satisfaction with the airflow environment

自然エネルギーとヒートポンプを併用する
躯体スラブ蓄熱式放射冷暖房システムの実運用に向けた研究
(その5) 放射連成 CFD を用いた PMV 評価による設定温度緩和の可能性の検討
**Practical Use of Thermal Radiation Air Conditioning System from Thermal Storage Concrete
Slab by Using both Natural Energy and Heat Pump**
**(Part5) PMV Evaluation of the Likelihood of Calm Preset Temperature
by CFD Coupling with Radiation**

○加藤 理奈子 (立命館大学) 近本 智行 (立命館大学) 土井 脩史 (京都橘大学)

小林 陽一 (安井建築設計事務所) 榎本 丈二 (安井建築設計事務所)

竹谷 俊成 (安井建築設計事務所) Xu Jun (立命館大学)

Rinako KATO*1 Tomoyuki CHIKAMOTO*1 Shushi DOI*2

Yoichi KOBAYASHI*3 Jyoji ENOMOTO*3 Toshinari TAKETANI*3 Xu JUN*1

*1 Ritsumeikan University. *2 Kyoto Tachibana University *3 YASUI Architects & Engineers, Inc.

We report CFD simulation result of the indoor environment which uses this system. We focus on PMV to see how much the set temperature could adjust. With floor radiant air conditioning during cooling, the possibility of significantly adjusting the set temperature can be expected. However, in the ceiling radiant air conditioning during cooling and floor radiant air conditioning during heating, the range of change in PMV is large. The adjustable range is 2 degrees for ceiling radiant air conditioning and 1 degree for floor radiant air conditioning.

はじめに

既報^{文1,2)}では、「自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システム」を用いて室内環境の快適性と設定温度の緩和効果について、CFD によるシミュレーション、室内環境実測を実施し、また躯体スラブ放射冷暖房システムを採用した庁舎建築においてアンケート調査を行い、上下温度差や気流を感じるものが少なく、快適性が高いことを確認した。シミュレーションにおいては、空調パターンの違いや設定温度緩和が快適性にどのように影響を与えるか、温度や風速・風向などに着目し考察を行った^{文3)}。

本報告では、設定温度緩和がどこまで可能か PMV に着目して検討する。

1. 解析概要・解析モデル

CFD シミュレーションに関する手法・結果を示す。幅 9,800mm(X)×奥行 4,500mm(Y)×高さ 3,500mm(Z)の、トリシア低層棟3階の床面放射冷暖房式の研究室を解析対象とし (Fig-1)、解析モデルを作成した (Fig-2)。放射空調の解析は従来の対流成分だけでは対応できないため、放射連成した解析を行い、室内の流れ、乱流、温度、輻射を考慮した定常解析を行った。また、対象室に人体を4体置き、それぞれA～Dとしている。(Fig-3)

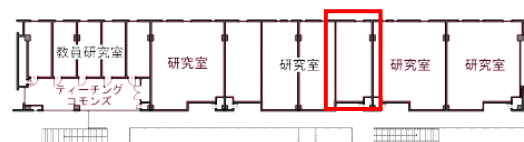


Fig-1 Targeted room for CFD analysis

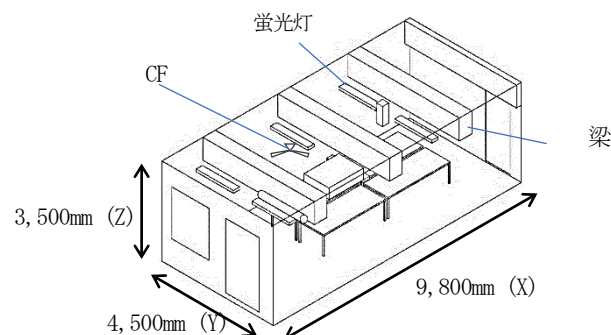


Fig-2 Analysis model

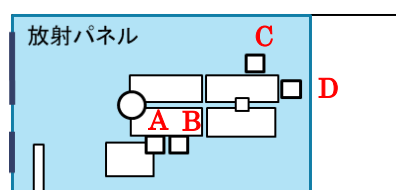


Fig-3 Analysis model (Plan view)

2. 解析ケース

Table-1 に解析ケースを示す。ここでの設定温度とは、放射パネルの表面温度としている。解析は、冷房時は床面放射空調で 2℃ずつ、天井面放射空調で 1℃ずつ緩和した。また、暖房時は床面放射空調で 1℃ずつ緩和を行った。

Table-1 Analysis condition

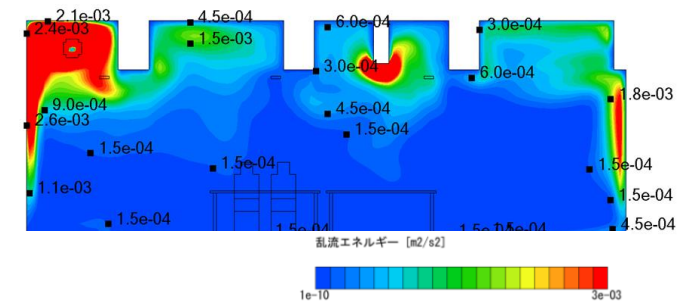
冷房時	パネル設置位置	設定温度(℃)
Case1-1	床面放射空調	21
Case1-2		23
Case1-3		25
Case2-1	天井面放射空調	21
Case2-2		22
Case2-3		23
暖房時	パネル設置位置	設置位置(℃)
Case3-1	床面放射空調	28
Case3-2		27
Case3-3		26

3. 解析条件

解析条件を Table-2 に示す。外調機の吹出口は換気回数を 2 回/h と想定して 300 m³/h としており、吸込口は自由流出としている。外調機の影響により、放射空調であるが室内にある程度乱れが発生しているものと考え、解析における乱流モデルは、標準 k-ε モデルを用いた。冷房時の床面放射空調の室内の乱流エネルギーの分布を Fig-4 で示す。また、境界条件は対象研究室の実測結果から決定した。内部発熱は人体、PC、蛍光灯を想定しており、放射の障害物として室の中央に机を設置した。

Table-2 Analysis Case

		冷房時／暖房時
流入量	外調機	300 m³/h (25℃／22℃)
流出量		自由流出
壁境界		対数則、温度は壁面温度を算出し対数則
輻射率		0.9
壁面温度	窓面	33℃／18℃
	壁面	27℃／21℃
	天井面	29℃／23℃
内部発熱		人体：50W/人 蛍光灯：25W/本 PC:20W/台
メッシュ数		688,800



外調機の吹出のほか、吸込口や窓面付近の上昇気流などの影響で室の上部で乱れが発生している。また、空間全体の k は 10e-5 に入っており、概ね乱れが認められるので、乱流シミュレーションの解析で検証を進めることとした。

4. 冷房時床面放射空調

Y 軸中心の PMV 分布 (Fig-5~7) と各人体の設置位置の鉛直方向の PMV (Fig-8) を示す。

設定温度を 2℃緩和すると PMV の変化がみられる。しかし、天井面付近と比べ、居住域では床面付近をのぞいて変化幅が小さくなっている。人体ごとにしてみると、外調機の吸込口下部に位置する C、D と比べ、周辺に機器の設置がない A、B は変化幅が小さくなっている。風の流れを受けやすい場所ほど快適性の変化に影響すると考えられる。

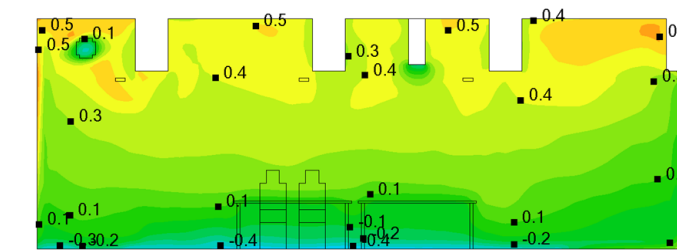


Fig-5 Case1-1 PMV (Floor radiant air conditioning_21℃)

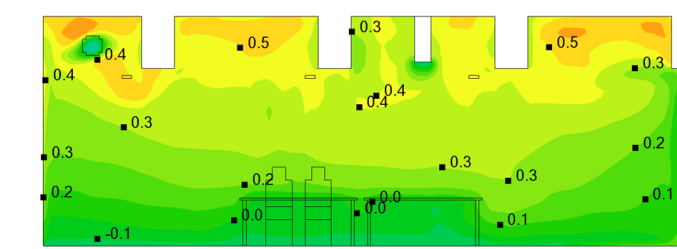


Fig-6 Case1-2 PMV (Floor radiant air conditioning_23℃)

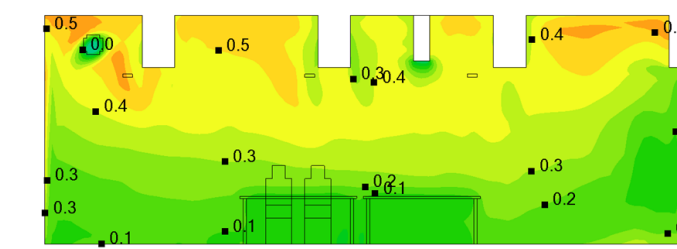


Fig-7 Case1-3 PMV (Floor radiant air conditioning_25℃)



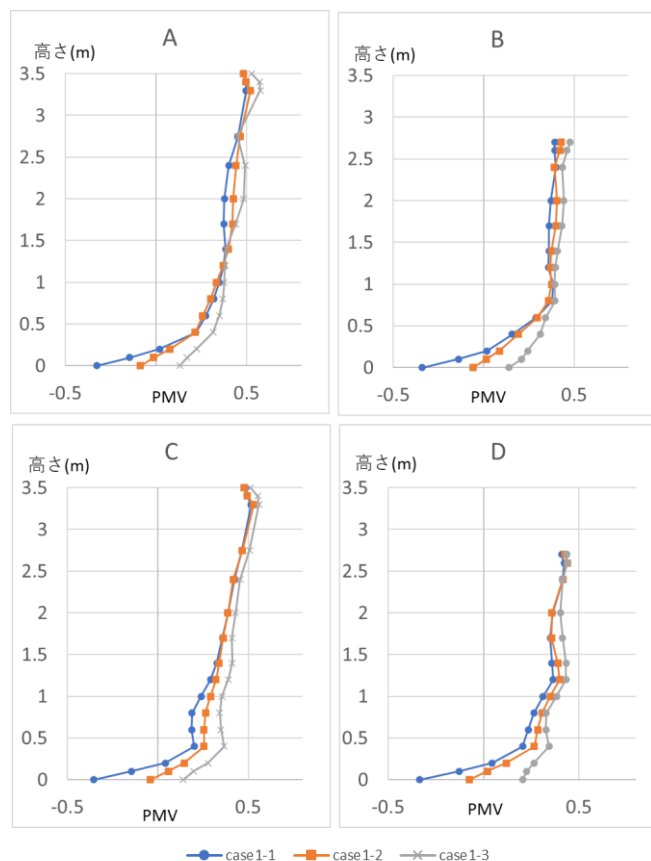


Fig-8 Case1 Vertical distribution of PMV

5. 冷房時天井面放射空調

Y 軸中心の PMV 分布 (Fig-9~11) と各人体の設置位置の鉛直方向の PMV (Fig-12) を示す。

Y 軸中央の断面を見ると、床面放射空調と比べて、緩和による PMV の変化はあまりないように見えるが、人体ごとに見ていくと、1℃の緩和にも関わらず、床面放射空調のケースと比べて、PMV の変化幅は大きい。床面放射空調と同様、C,D の変化幅は大きい、特に A の 21→23℃に緩和した際の変化が大きくなっている。床面放射空調と比べ、PMV の変化幅が大きいため、2℃以上の緩和は難しい。

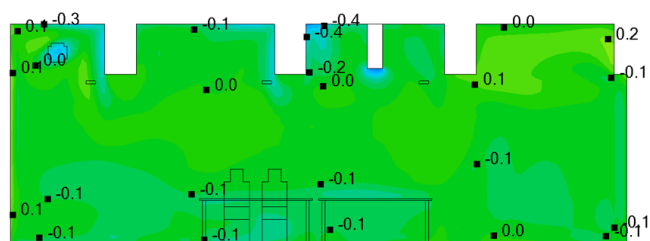


Fig-9 Case2-1 PMV (Ceiling radiant air conditioning_21°C)

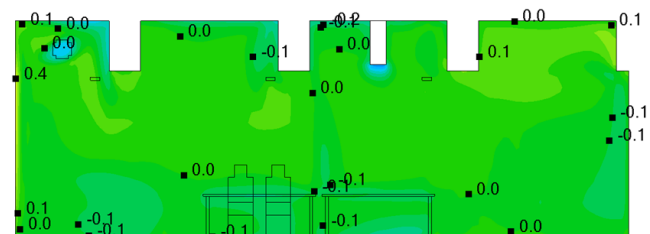


Fig-10 Case2-2 PMV (Ceiling radiant air conditioning_22°C)

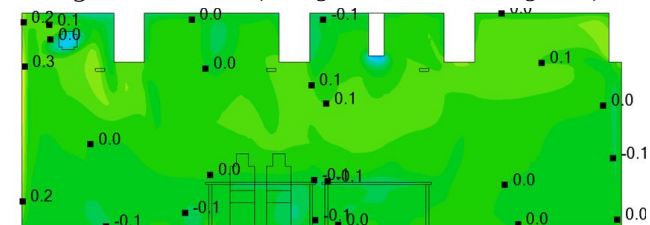


Fig-11 Case2-3 PMV (Ceiling radiant air conditioning_23°C)

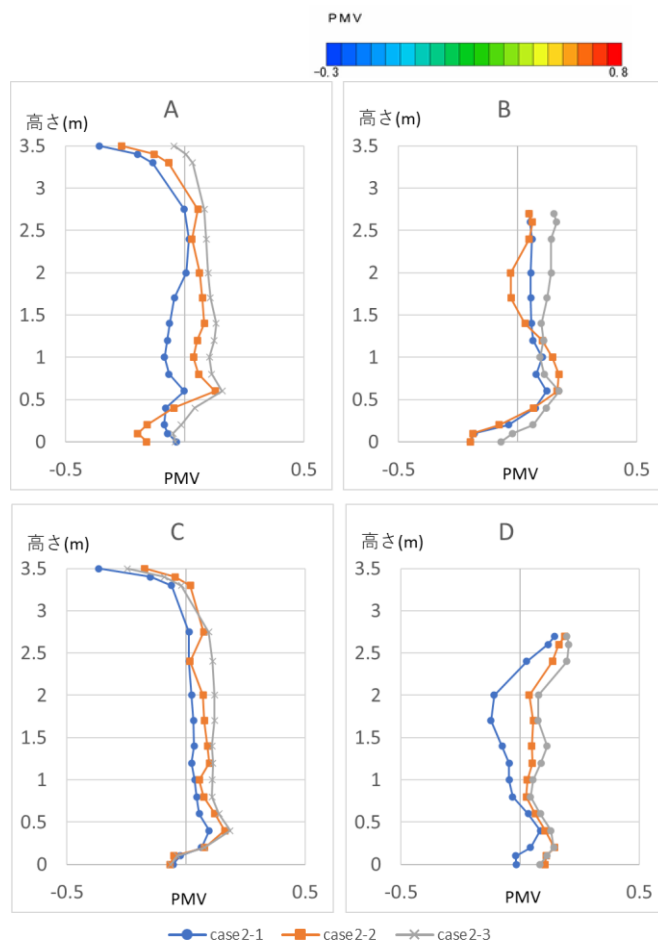


Fig-12 Case2 Vertical distribution of PMV

6. 暖房時床面放射空調

Y 軸中心の PMV 分布 (Fig-13~15) と各人体の設置位置の鉛直方向の PMV (Fig-16) を示す。

1℃緩和するとともに室の東西の窓面からの冷気の影響を受け、床面付近の PMV が大きく低下していることがわかる。人体ごとに見ても、放射パネルの端に位置する C、Dは床面付近の PMV が特に低く、影響が大きいことがわかる。また、放射パネルの中央付近に位置する A、B も、28→27℃の緩和時より、27→26℃の緩和時の変化が大きく、冷気の影響が部屋の中央まで及んでいることがわかる。

7. まとめ

「自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システム」についてシミュレーションを行い、PMV 評価によって設定温度緩和がどこまで可能かを検討した。

冷房時の床面放射空調では、室上部と床面付近を除き、大きな変化はなく 21→25℃の 4℃の緩和に対し、PMV の変化は 0.1~0.2 程度だった。大幅な設定温度緩和の可能性が期待できる。

冷房時の天井面放射空調では、床面放射空調と比べ、PMV の変化幅が大きく、21→22℃の 1℃の緩和で PMV が 0.2 程変化する場所も見られた。2℃以上の緩和は難しい。

暖房時の床面放射空調では、28→26℃の 2℃の緩和で PMV の変化幅は 0.1~0.2 程度だった。しかし、窓面からの冷気の影響が大きく、その影響も設定温度を下げるほど部屋の中央まで及んでいるため、居住者の位置による格差が大きくなっている。1℃以上の緩和は難しい。

参考文献

1) 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 1) - (その 13) : 空調調和・衛生工学会大会 2014~2016、建築学会 2014~2016 (OS)

2) 自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムに関する技術開発 (その 1) - (その 15) : 空調調和・衛生工学会大会 2019、2020、建築学会 2019、2020

3) 自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱式放射冷暖房システムの実運用に向けた研究 (その 1) : 空衛学会近畿支部学術研究発表会 2020

謝 辞

本研究は、環境省「平成 31 年度 CO2 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業 (自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムに関する技術開発) 委託業務」(代表者 立命館大学 近本智行) にて実施したものである。

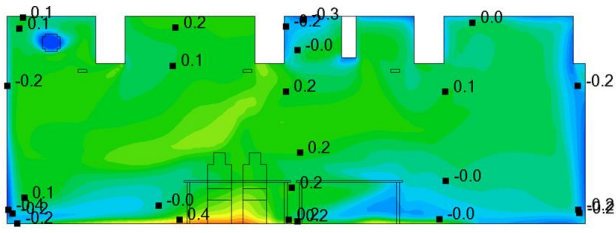


Fig-13 Case3-1 PMV (Floor radiant air conditioning_28°C)

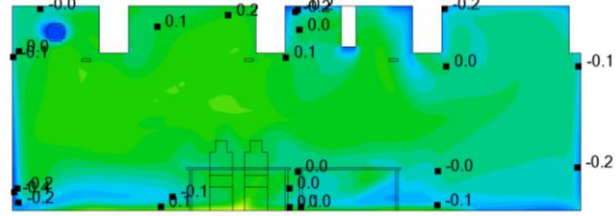


Fig-14 Case3-2 PMV (Floor radiant air conditioning_27°C)

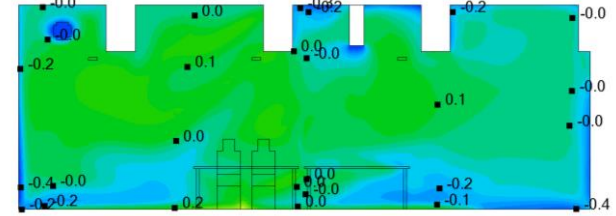


Fig-15 Case3-3 PMV (Floor radiant air conditioning_26°C)

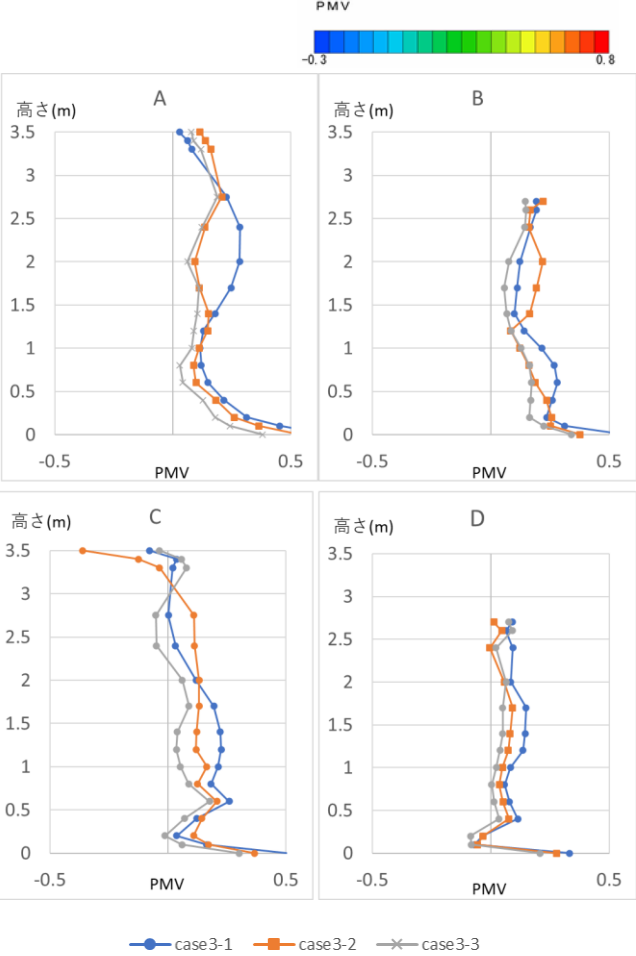


Fig-16 Case3 Vertical distribution of PMV

自然エネルギーとヒートポンプを併用する
躯体スラブ蓄熱式放射冷暖房システムの実運用に向けた研究
(その6) 年間運用実績と改善システムの検討

Practical Use of Thermal Radiation Air Conditioning System from Thermal Storage Concrete
Slab by Using both Natural Energy and Heat Pump
(Part6) Annual operation results and examination of improvement system

○竹谷 俊成 (安井建築設計事務所) 近本 智行 (立命館大学) 土井 脩史 (京都橘大学)

小林 陽一 (安井建築設計事務所) 榎本 丈二 (安井建築設計事務所)

Xu Jun (立命館大学) 加藤 理奈子 (立命館大学)

Toshinari TAKETANI*1 Tomoyuki CHIKAMOTO*2 Shushi DOI*3

Yoichi KOBAYASHI*1 Jyoji ENOMOTO*1 Xu JUN*2 Rinako KATO*2

*1 YASUI Architects & Engineers, Inc. *2 Ritsumeikan University. *3 Kyoto Tachibana University

Through the demonstration operation of the Thermal Radiation Air Conditioning System from Thermal Storage Concrete Slab by Using both Natural Energy and Heat Pump, it was confirmed that the indoor load treatment of the ZEB Ready building is possible only with this system. In addition, the problems of this system were clarified by the annual demonstration operation. It is estimated that the primary energy consumption of air conditioning can be suppressed to 319 MJ / m² by adding the precooling and preheating function of the outside air treatment air conditioner to this system.

はじめに

既報^{1),2)}では、「自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システム」を用いて室内環境の快適性と設定温度の緩和効果について、CFDによるシミュレーション、室内環境実測により、従来の対流式空調に比べて、上下温度差が小さく快適性が高いことを示

した。また躯体スラブ放射冷暖房システムを採用した庁舎建築においてアンケート調査を行い、上下温度差や気流を感じる事が少なく、快適性が高いことを確認した。

本報告では、立命館大学・T棟に設置した実証試験システムの年間運用実績についてエネルギー効率の面から検証を行った。実証運転から得られた課題を示し、課題を解決する改善システムについての検討を行った。

1. 実証試験システム概要

立命館大学・T棟に設置した実証試験システムの概要図をFig-1に示す。夏季はボアホール、水平埋設配管の循環水を冷却水（熱源水）として水冷チラーを運転し、3階研究室床スラブ埋設配管に冷水を供給し2階・3階研究室内の放射冷房を行う。冬季は水冷チラーよりボアホール、水平埋設配管に冷水を供給し、冷却水（温水）を研究室床スラブ埋設配管に循環して暖房を行う。また日射量が十分にあるときは水冷チラーを停止して屋上に設置

した太陽熱集熱装置より温水を研究室床スラブ埋設配管に循環し暖房を行う。設置した主要機器の概要をTable-1に示す。床スラブ埋設配管は各研究室（室面積95 m²）に3系統を設置している。(Fig-2)

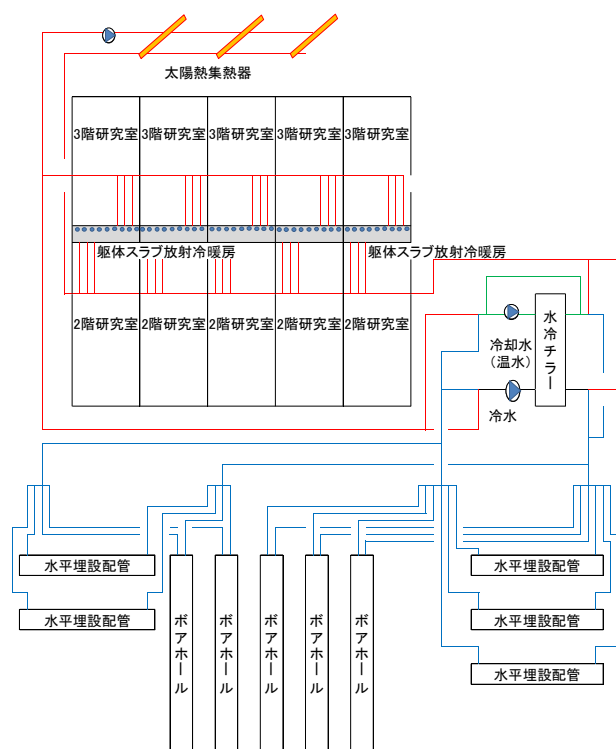


Fig-1 Demonstration test system

Table-1 Equipment list

水冷チラー	冷却能力 45kW(冷水 129L/min 7℃-12℃、 冷却水 164L/min 35℃-30℃) 消費電力 11.8kW 容量制御 100%-50%-0%		
冷水ポンプ	129L/min × 46mAq × 3.7kW インバータ制御		
冷却水ポンプ	164L/min × 45mAq × 3.7kW		
太陽熱集熱装置	真空管式 2㎡ × 14台		

地中熱交換器	配管長さ[m]	ボアホール長さ合計[m]	水平埋設配管長さ合計[m]
ボアホール100m × 1	400	100	
ボアホール35m × 3、50m × 1(並列)	620	155	
ボアホール35m × 3(直列)	420	105	
水平埋設スリンキー(ピッチ250mm)	590		590
水平埋設スリンキー(ピッチ500mm)	402		402
水平埋設従来(ピッチ300mm)	290		290
ボアホール100m × 2(直列)	800	200	
ボアホール35m × 4(並列)	560	140	
水平埋設スリンキー(ピッチ250mm)	1027		1027
水平埋設従来(ピッチ300mm)	446		446
合計		700	2755
平均		140	551

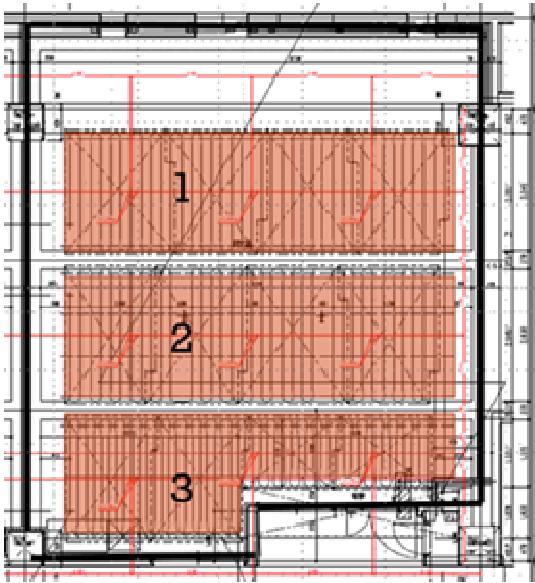


Fig-2 Floor slab buried piping

2. 夏季代表日の運転状況

2020年8月31日の床スラブ冷水往還温度をFig-3に冷水流量をFig-4に示す。単位面積当たりの熱量(Fig-5)立ち上がり時50W/㎡、それ以外は25~30W/㎡となっており、ZEB Ready 相当の建物の室内冷房負荷 (Table-2) は本システムのみで処理可能と考えられる。

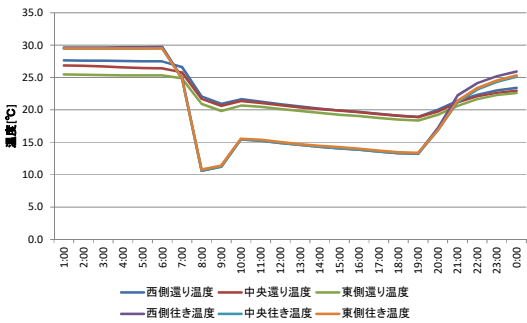


Fig-3 Cold water temperature

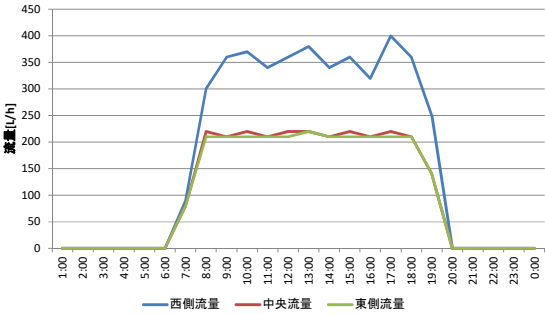


Fig-4 Cold water flow rate

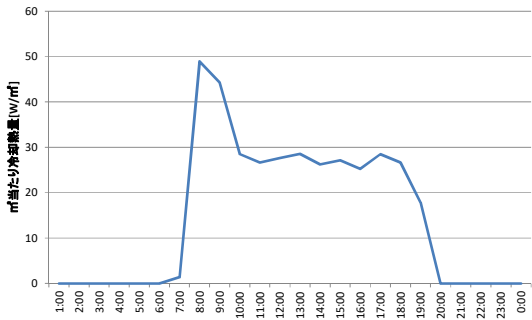


Fig-5 Cooling quantity

Table-2 ZEB Ready Building indoor cooling load

	単位冷房負荷[W/㎡]	備考
構造体	13.5	日射処理は別途対応を行う。
照明	5.0	LED照明器具の採用
人体	13.8	0.2人/㎡ × 顕熱負荷69W/㎡
機器	10.0	モバイルパソコン程度
合計	42.3	
外気処理空調機の負荷分担	-19.8	30㎡/h人 × 0.33 × (26℃-16℃) × 0.2人/㎡
放射冷暖房必要能力	22.5	

3. 冬季代表日の運転状況

2020年2月17日の床スラブ温水往還温度をFig-6に温水流量をFig-7に、放熱量をFig-8に示す。9時から16時か日射量が300W/㎡を越えたため太陽熱集熱装置からの温水供給に切り替わっている、単位面積当たりの日平均放熱量は24W/㎡であり、ZEB Ready 相当の建物の室内暖房負荷 (Table-3) は本システムのみで処理可能と考えられる。

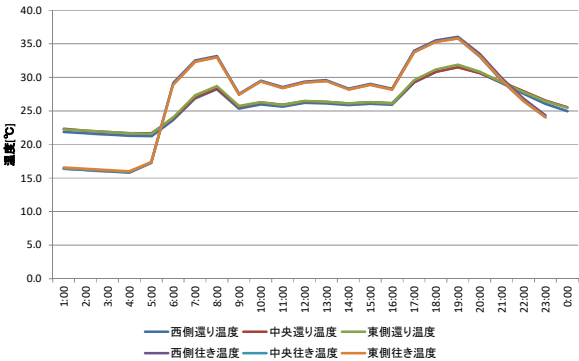


Fig-6 Hot water temperature

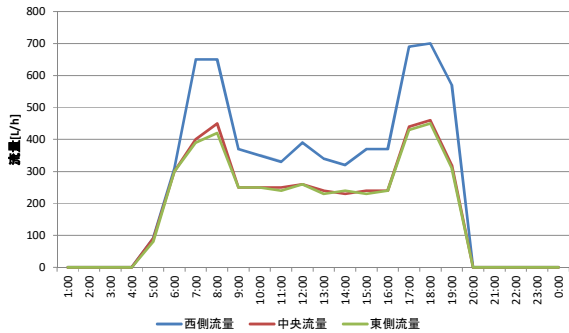


Fig-7 Hot water flow rate

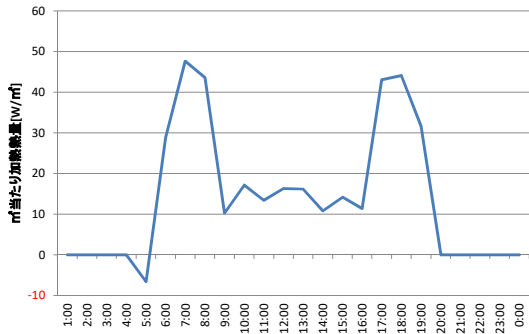


Fig-8 Heating quantity

Table-3 ZEB Ready Building indoor heating load

	単位暖房負荷[W/m²]	備考
構造体	27.1	
照明	0.0	
人体	0.0	
機器	-5.0	待機電力・ベース照明等
合計	22.1	
外気処理空調機の負荷 分担	0	
放射冷暖房必要能力	22.1	

4. 夏季ヒートポンプ冷房運転御状況

7 月は梅雨時期で冷房負荷が小さく、水冷チラーコンプレッサーの稼働時間が短い。8 月は冷房負荷が増えて稼働時間は多くなっているが、冷水還り温度設定を 21℃としていたため、コンプレッサーは発停を繰り返している。2020 年 8 月 27 日より冷水還り温度設定を 17℃に下げたことでコンプレッサーが連続運転を行っている。9 月後半は冷房負荷が小さくなったためにコンプレッサーが発停を繰り返すようになっている。Fig-9 に夏季運転中のシステム効率を示す。

5. 冬季ヒートポンプ暖房運転御状況

12 月前半は太陽熱利用をしていないため、水冷チラーは連続運転を行っている。12 月後半は冷水還り温度設定値 16.5℃を下回ってコンプレッサー停止時間が多くなっている。1 月から冷水還り温度設定値 15℃に下げたため、水冷チラーコンプレッサーは稼働している。また太陽熱利用の切替制御を開始したので、日射量が多い時は水冷チラーが停止している。2 月後半から 3 月にかけて地中温度が下がり水冷チラーコンプレッサー停止時間が多くなっている。3 月 23 日より冷水還り温度設定値を 14℃に下げたため、水冷チラーコンプレッサーは稼働時間が増えている。Fig-10 に冬季運転中のシステム効率を

示す。

6. 本システムの課題と改善システムの検討

今回の実証試験により下記の課題が判明した。

- 1) 水冷チラーがサーモ停止した場合、冷水ポンプ、冷却水ポンプの消費電力が無駄になる。
- 2) 躯体スラブ放熱と地中への放熱のバランスが取れていないため、冷却水温度が高くなり水冷チラーの効率が低下する。
- 3) 今回の実証試験では冷却水ポンプにインバータを導入していないので搬送動力が大きくなった。

上記課題の解決方法として本システムに外気処理空調機の予冷予熱機能を追加して水冷チラーの連続運転、熱バランスを確保すること、冷却水ポンプにもインバータ制御を導入して搬送動力を低減することを計画した。改善システム (Fig-11) の運転方法を以下に示す。

① 夏季地中熱ヒートポンプ冷房運転

夏季地中熱ヒートポンプ冷房運転は 7 月～9 月に実施することとした。水冷チラーの運転は、冷水入口温度 20℃・冷水出口温度 15℃、冷却水入口温度 25℃～29℃・冷却水出口温度 30℃～34℃で運転を行うこととした。水冷チラー連続運転を保証するため、冷水は躯体スラブ放射冷暖房で放熱しきれない冷房負荷は、外気処理空調機の予冷に使用する。冷却水の地中への放熱量は地中熱循環ポンプのインバータ制御により調節する。

② 冬季地中熱直接利用暖房運転

10 月、11 月の外気温度が 18℃以下の場合に実施することとした。地中熱循環ポンプを運転して外気処理空調機の予熱を行った。地中熱循環ポンプは温度差 5℃を確保するようにインバータ制御を行う。

③ 冬季地中熱ヒートポンプ暖房運転

冬季地中熱ヒートポンプ暖房運転は 12 月～3 月に実施することとした。水冷チラーの運転は、冷水入口温度 18℃・冷水出口温度 15℃、冷却水入口温度 25℃～29℃・冷却水出口温度 30℃～34℃で運転を行う。水冷チラー連続運転を保証するため、地中熱循環ポンプは冷水入口温度が 18℃以上になるようにインバータ制御を行う。

④ 冬季太陽熱利用暖房運転

日射量が 300W/m²以上になった場合、水冷チラーを停止して電動バルブの切り替えを行い、太陽熱循環ポンプを運転して太陽熱利用暖房運転を行う。また休日に太陽熱集熱装置が 35℃以上となった場合、太陽熱循環ポンプを運転し躯体スラブに蓄熱する。太陽熱循環ポンプは行き還り温水温度差が 5℃になるようにインバータ制御を行う。

⑤ 夏季地中熱直接利用冷房運転

夏季地中熱直接利用冷房運転は 6 月に実施することとした。地中熱循環ポンプを運転して躯体スラブに冷水を送水し、放射冷暖房を行う。地中熱循環ポンプは温

度差 5℃を確保するようにインバータ制御を行う。地中熱循環ポンプを最低周波数に絞っても冷水温度差 5℃を確保できない場合は外気処理空調機の予冷に使用することとした。

7. 改善システムによる年間空調エネルギー使用量試算

改善システムによる年間空調エネルギー使用量の試算を行った。躯体スラブ放射冷暖房システムの空調消費電力は、躯体スラブ放射冷暖房用水冷チラーシステム（水冷チラー、冷水ポンプ、冷却水ポンプ）、外気処理空調機消費電力、太陽熱循環ポンプ消費電力、地中熱直接利用消費電力である。集計表を Table-4 に示す。単位面積当たりの空調 1 次エネルギー消費量は 319MJ/㎡年となった。

8. まとめ

「自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システム」の実証運転により、本システムのみで ZEB Ready 建物の室内負荷処理が可能であることを確認した。

また年間実証運転により本システムの課題を明らかにし、本システムに外気処理空調機の予冷予熱機能を加えることにより、空調 1 次エネルギー消費量を 319MJ/㎡年に抑えることが可能であることを試算した。
謝辞

本研究は、環境省「平成 31 年度(令和元年度)CO2 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業（自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムに関する技術開発）委託業務」（代表者 立命館大学 近本智行）にて実施したものである。

参考文献

- 1) 自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムに関する技術開発(その 1) - (その 15) : 空気調和・衛生工学会大会 2019, 2020、建築学会 2019, 2020
- 2) 自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱式放射冷暖房システムの実運用に向けた研究 (その 1) - (その 3) : 空衛学会近畿支部学術研究発表会 2020

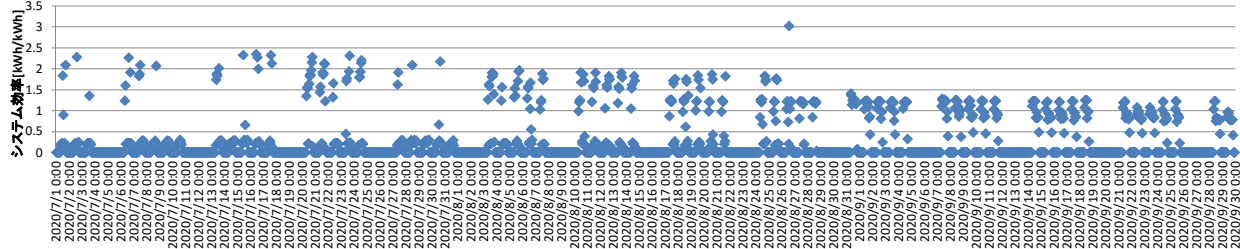


Fig-9 System efficiency in summer

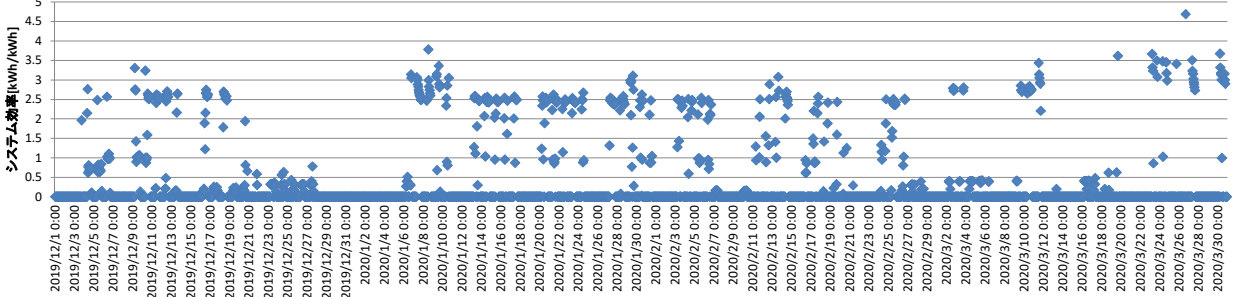


Fig-10 System efficiency in winter

Table-4 Annual primary energy consumption of improvement system

対象面積 1,031 ㎡											
月	運転パターン	負荷処理量 [kWh]	冷却水出口温度 [℃]	実測運転時間 [h]	消費電力 [kWh/h]	月消費電力 [kWh]	空調機消費電力 [kWh]	太陽熱利用循環ポンプ消費電力 [kWh]	地中熱直接利用ポンプ消費電力 [kWh]	熱源消費電力 [kWh]	消費電力合計 [kWh]
1月	水冷チラー暖房運転	23	30	195	5.97	1,165	293	215		3,786	4,294
2月	水冷チラー暖房運転	23	32	152	6.12	930	258	323		2,202	2,782
3月	水冷チラー暖房運転	23	34	138	6.28	866	159	421		1,546	2,126
4月	水冷チラー暖房運転	23	34	34	6.28	213	107			203	310
5月				0		0	80			0	80
6月	水冷チラー冷房運転+地中熱直接利用	23	30	18	7.15	129	161		93	701	955
7月	水冷チラー冷房運転	23	30	250	7.15	1,788	229			1,612	1,842
8月	水冷チラー冷房運転	23	32	233	7.39	1,721	247			2,599	2,846
9月	水冷チラー冷房運転	23	34	243	7.64	1,858	236			828	1,065
10月	水冷チラー冷房運転	23	34	40	7.64	306	229			321	549
11月	地中熱直接利用			3		0	397		128	1,767	2,291
12月	水冷チラー暖房運転	23	30	201	5.97	1,200	464	106		3,825	4,395
合計						10,175	2,859	1,065	220	19,390	23,535
1次エネルギー消費量 [MJ]						99,312	27,908	10,395	2,151	189,242	229,697
単位面積当たり1次エネルギー消費量 [MJ/㎡年]						96	27	10	2	184	319

1次エネルギー消費量換算値 9.76 MJ/kWh (電気)

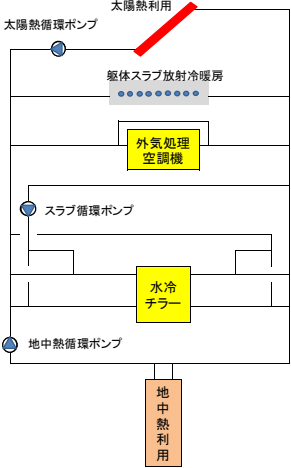


Fig-11 Improvement system

空調用冷温水熱融通システム最適運用技術の研究 運用担当者による現状運転と一次エネルギー最小化運転との比較

Research on optimization method in operation of

heat interchange system among buildings for air conditioning

Comparison of current operation by trained technicians and primary energy minimization operation

○高橋 宜希 (大阪市立大学)

鍋島 美奈子 (大阪市立大学)

西岡 真稔 (大阪市立大学)

中尾 正喜 (大阪市立大学)

久保井 大輔 (東京電力ホールディングス)

前田 浩行 (東京電力ホールディングス)

長井 達夫 (東京理科大学)

池田 伸太郎 (東京理科大学)

Yoshiki TAKAHASHI^{*1} Minako NABESHIMA^{*1} Masatoshi NISHIOKA^{*1} Masaki NAKAO^{*1}

Daisuke KUBOI^{*2} Hiroyuki MAEDA^{*2} Tatsuo NAGAI^{*3} Shintaro IKEDA^{*3}

^{*1}Osaka City University ^{*2}Tokyo Electric Power Company Holdings, Inc. ^{*3}Tokyo University of Science

In Japan, we aim to reduce greenhouse gas emissions by 26% in 2030 compared to 2013, new technological development and energy saving measures are required. "The thermal grid air conditioning system" (TGS) which was a bi-directional distributed heat transfer system was proposed. In this research, we created a program to optimize heat source operation for TGS of the International Exhibition Center, which expressed simply by using "calorie base model" and is optimized by using εDE . In addition, got air conditioning data from BEMS, optimized, and compared current operation by trained technicians and primary energy minimization operation.

1. 研究背景・目的

低炭素化社会の実現に向け、わが国では 2030 年度に 2013 年度比 26%の温室効果ガス削減を目標とし、新たな技術開発や省エネルギー対策が求められている。現在、一般的にオフィスビル等の一次エネルギー消費量(以降,PEC と記す)のうち、空調エネルギーの割合が大きく、約 4 割とされているが、大部分の時間で低負荷運転であることが一因として挙げられている。そこで、中尾ら 1)は熱源分散型双方向熱融通システムであるサーマルグリッドシステム(以降 TGS と記す)を提案し、2015 年度に省エネルギー効果を実証した。TGS は国際展示場に導入されているが、最終目標としては一般街区への適用を掲げており、TGS の普及に向け、導入前の簡便な効果予測や、導入後の最適運用を実現するためのツールが必要となる。

当初、熱源運用の最適化手法は質量流量、圧力、および温度を全て変数で考慮したため、モデルが膨大な規模になり、最適化計算が困難となることや、最適解が求まらないこともあった。そこで、石那田ら 2)によって TGS を簡易に表現する熱量ベースモデルを用いて導入効果を試算するツールが開発された。しかし、最適解を求めるのに数時間の計算時間を要することや、導入効果の試算には仮想街区を対象とした理想的な条件下としており、実建物に適用する段階には達していない。そこで、本研究では主に TGS 導入後の最

適運用に焦点を当て、計算時間の短縮だけでなく、実建物において実態調査に基づき空調設備の特性に応じた制約条件を考慮した熱源運用最適化プログラムを作成する。また、運用担当者による現状運転と一次エネルギー最小化運転との比較を行い、省エネ性及び実用性の確認を行う。

2. TGS の概要と研究対象施設

TGS(Fig.1)は、隣接する複数の既存建物の空調熱源設備を 2 重のループ配管を用いて接続し、建物間熱融通を行うシステムである。メリットとして、熱源の共同利用、建物の負荷に応じて、熱の流路を柔軟に変更することで熱の需要と供給を最適化できる点等が挙げられる。一方、導入前と比較してループ配管内の輸送するための搬送動力と、放熱損失量が増加するというデメリットが挙げられる。研究対象施設は国際展示場であり、詳細については既報 3)を参照されたい。

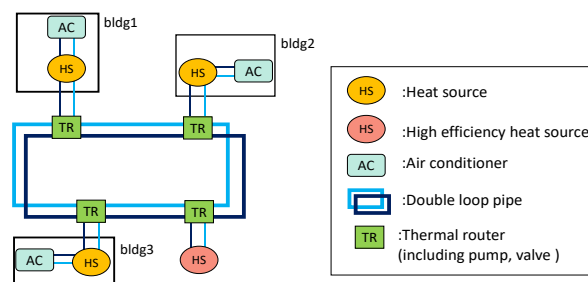


Fig.1 Thermal grid air conditioning system

3. TGS のモデル化

3.1. 熱量ベースモデル

熱量ベースモデル(Fig.2)は、熱源と空調機の前後では温度差を固定し、常に熱量で表現したモデルである。詳細については既報 2)を参照されたい。

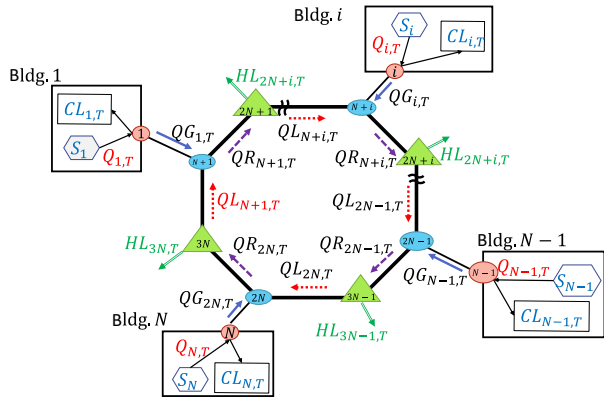


Fig.2 Concept of heat quantity base model

3.2. 国際展示場への適用

国際展示場の空調設備を熱量ベースモデルで表現する際に考慮する点を示す。

①5 号館、6 号館は冷房期間に運転する熱源は主に 2 台である

表現方法：熱源毎に架空に施設を与え、号館の冷房負荷はどちらか一つの施設に割り当てる。(同じ号館内の熱源に与えた施設間の配管長は 0m とする)

②1 号館、3 号館は建物内ではなく、離れた建物に熱源が設置されている

表現方法：号館の冷房負荷には熱源の定格容量が 0kW の施設を与え、熱源には冷房負荷が 0kWh の施設を与える。

③4 号館の熱源は撤去予定(配管を切り離し済み)

表現方法：4 号館は熱源の定格容量が 0kW の施設とする

④R606 は熱融通が目的とされており、ループ配管に直接接続されている

表現方法：R606 に冷房負荷が 0kWh の施設を与える。

Table.1 に熱量ベースモデルを国際展示場に適用した情報を示す。

Table.1 heat quantity base model IEC

Building number	Heat source (Rated capacity[kW])	Cooling load [kWh]
1	R301 (2110)	0
2	- (0)	Building 3
3	R101 (2110)	0
4	R201 (2813)	Building 2
5	- (0)	Building 1

6	R501(1960)	Building 5
7	R502(985)	0
8	- (0)	Building 4
9	R606(1760)	0
10	R602(3516)	Building 6
11	R604(4395)	0

3.3. 国際展示場の空調設備に起因する制約条件

実態調査に基づき、最適化プログラム内で考慮すべき空調設備の特性に応じた制約条件を記載する。

3.3.1. 配管径による最大熱輸送量

建物間で融通可能な熱量は詳細に求めようとする労力を要するため、本研究では配管径から最大熱輸送量を決定する。配管内の冷水の一般的な流速は 1.3m/s～3.0m/s が推奨流量となっており、国際展示場では速めの設計となっているため、2.5m/s で条件を設定している。

$$|QR_{N+i,T}| < \pi \times \left(\frac{d_{N+i}}{2}\right)^2 \times v \times \Delta t \times c \times \rho \quad (6)$$

$$|QL_{N+(i+1),T}| < \pi \times \left(\frac{d_{N+i}}{2}\right)^2 \times v \times \Delta t \times c \times \rho \quad (7)$$

d_{N+i} : Piping diameter [m]

v : Flow velocity (=2.5[m/s])

Δt : Temperature difference (=5[K])

c : Specific heat of water (=4.19 [J/(g · K)])

ρ : Density (=1000kg/m³)

3.3.2. 建物内でのポンプの並列運転

2 号館内部では定速、インバータの 2 つのポンプが並列運転となっており、熱源とグリッドポンプを同時に稼働させると、インバータ制御されているグリッドポンプの圧力が、定速ポンプの圧力に負けてしまい停止するという事象が確認されている。そのため、2 号館においては熱源が稼働している場合、熱量の引き込みができないという制約を付加する。

3.3.3. グリッドポンプの定格流量

ループ配管から施設内への熱量の引き込みは、グリッドポンプの能力によって左右される。そのため、最適化の過程で算出されるグリッドポンプ流量が、定格流量を上回らないように制約条件を付加する。

$$mR_{GP} \geq m_{GP} \quad (8)$$

mR_{GP} : Rated flow rate of grid pump [m³/s]

m_{GP} : Flow rate of grid pump [m³/s]

4. 各運転状態の算出

4.1. 結果比較までのフロー

1)国際展示場の BEMS に空調データをリクエストするプログラムを用いて、空調データを BEMS より取

得する

2)取得した空調データを用いて、運用担当者による現状運転を算出する

3)現状運転の冷房負荷、熱源に付随する温度情報などから一次エネルギー最適化運転を算出する

4.2. 現状運転の算出

運用担当者による現状運転の算出方法について以下に記載する。

取り扱う空調データは1分毎に出力されるが、本研究においては1時間の時間スケールで比較を行う。以下に、各項目と平均化処理について記載する。

$$\overline{x(h)} = \frac{\sum_{k=1, gas>0}^{60} x_k(h)}{O_{t, gas>0}(h)} \quad (9)$$

$$\overline{y(h)} = \frac{\sum_{k=1}^{60} y_k(h)}{60} \quad (10)$$

$\overline{x(h)}$: 1 hour average [-]
 $x_k(h)$: Value per minute [-]
 $O_{t, gas>0}(h)$: Operating time of heat source [min]

冷温水出入口温度、冷却水出入口温度、熱源特性の評価に用いるガス消費量は(9)を用い、PECを算出に用いるガス消費量、負荷側温度・流量、グリッドポンプ流量は(10)を用いて平均化を行う。これらの平均値を用いて、冷房負荷、製造熱量、PECを算出する。現状運転のPECは(11)を用いて算出する。

$$PEC(h) = \overline{gas(h)} \times 40.5 \quad (11)$$

$PEC(h)$: Primary energy consumption [MJ/h]

4.3. 一次エネルギー最小化運転の算出

4.3.1. 最適化手法

既往研究の課題として、計算時間が膨大であることが挙げられており、最適化の時間短縮を図るため、εDEを採用する。εDEは制約条件からの逸脱度の最小化と目的関数の最小化を確率的に入れ替えながら探索する手法であり、池田ら 4)は制約処理手法の中で収束性など高い探索性能を持つことを示している。

4.3.2. 多数群並列最適化

本研究における最適化では30群の並列最適化としている。群ごとに、探索条件を設定することにより、最適解の探索性能を向上させる狙いがある。

第0群：製造熱量・冷水出口温度・冷却水入口温度は最適化計算を行うシミュレータ内で熱源特性のパラメータとして用いている。そのため熱源特性の再現性を見極めるために、第0群は現状運転より求めた製造熱量・温度情報を最適化計算の熱源シミュレータに入れ計算を行う。

第1～9群：国際展示場の熱源機はR606のみ高効率ターボで、その他の熱源はガス吸収式冷温水機である

ため、基本的にR606を優先的に運転させることが最適解となる可能性が高いことが予想される。そこで、R606が優先的に稼働する解を探索する群とする。第10～29群：第10～29群は第9群までとは異なり、条件を付けず、解の探索を行う群とする。

5. 最適化実行

今年度、イベントが開催された9月と10月の3日分を対象とし、最適化計算を行った。本報では9月のある1日の3時間分(1時間×3)を代表日とする。PECの比較をする際のPECは熱源機と補器動力の合計値である。1時刻分の計算時間は15～20分程度であった。(使用PCのプロセッサ：Intel(R)Core(TM)i7-10510U CPU @ 1.80GHz 2.30GHz 実装メモリ：16.0GB)

5.1. 最適化実施ケース

Case1:現状の国際展示場の条件下での最適化

Case2:ループ配管径を1.5倍

融通状況によっては熱源を高効率で稼働させても、熱融通量の制約により融通できない状況も考えられたため、配管径を大きくした場合の検討を行う。

Case3:グリッドポンプの定格流量を1.5倍

建物の冷房負荷>引き込み可能熱量となる場合、建物内の熱源の性能に関係なく熱源を稼働させなければならないため、グリッドポンプの定格流量を大きくした場合の検討を行う。

Case4:配管径、グリッドポンプの定格流量を1.5倍

Case2とCase3の条件を組み合わせた場合の検討を行う。

5.2. 現状の条件下での最適化結果

Fig.3に1時刻目の現状運転(realtime)と最適解の選択熱源と縦軸に1時間のPEC[MJ/h]で表示)、Fig.4に1時刻目の第0群(model_real0)と最適解の選択熱源と縦軸に1時間のPEC、Fig.5に1時刻目の現状運転と最適解の熱源毎の製造熱量(左上)・PEC(右上)・システムCOP(左下)・現状運転と第0群のPEC(右下)、Table.2に最適解の削減効果を示す。現状運転と第0群どちらに対しても、最適解のPECが小さいことが確認できる。稼働熱源台数は、現状運転が6台、最適解が4台であり、2台分制御できる結果が得られた。各熱源の製造熱量より、稼働熱源で現状運転よりも高負荷運転となっているため、現状の冷房負荷に対して、適切に熱源の台数制御がなされていたと考えられる。現状運転での熱源選択が6台であったのは、運用担当者による次時刻の冷房負荷が大きくなることの予測が挙げられる。また、1時刻目の現状運転と第0群の各熱源のPECの誤差は約6%となり、熱源運

用最適化プログラムのシミュレーターが、熱源特性を概ね再現できていた。1時刻目は現状運転で熱源の発停が起こっておらず、定常状態であった。いずれの時刻も最適解は制約条件を満たしつつ、第0群に対して23.0%~31.2%の削減効果が得られた。現状運転に対する削減効果と第0群に対する削減効果の差が2時刻目は22.2%、3時刻目は45.7%となり大きな差が生じているが、最適化を行った1時間の中で現状運転において熱源の発停により、稼働時間の非常に短い熱源が非定常状態であったため、ガス消費量から算出する現状運転のPECが小さくなったことに起因する。

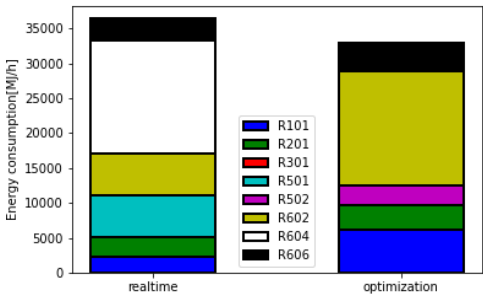


Fig.3 PEC and selective heat source

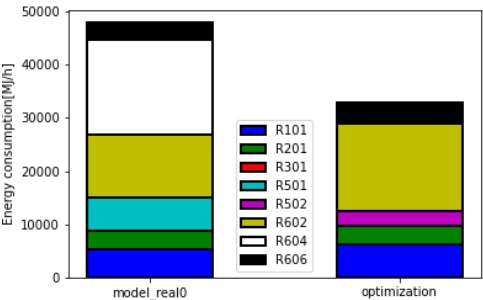


Fig.4 PEC and selective heat source

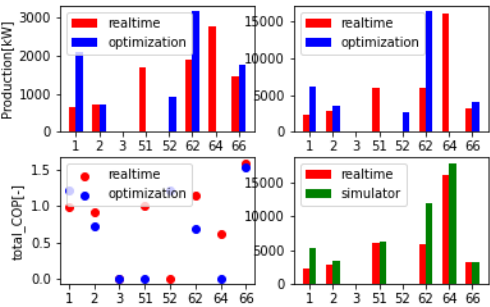


Fig.5 Detailed comparison of each item

Table.2 Reduction effect of optimal solution

	realtime (%)	model_real0 (%)
Time 1	+17.4	+23.0
Time 2	+9.0	+31.2
Time 3	-18.1	+27.6

5.3. 制約条件を緩めた場合の最適化結果

Case1 に対する Case2~Case4 の削減効果の変化を Tabel.3 に示す。いずれの時刻も Case4 の削減効果が最も大きくなり、特に 3 時刻目では 20.0%となった。これより Case2、Case3 を単独よりも、併用により更なる削減効果を得られる可能性を示した。

Tabel.3 Changes in reduction effect by constraints

	Case2	Case3	Case4
Time 1	+2.5	-2.9	+5.2
Time 2	+1.1	+1.8	+3.3
Time 3	+3.3	+4.9	+20.0

6. まとめ

- ・国際展示場における TGS の最適運用プログラムを作成し、実運転に対して最大 17.4%、第0群に対して最大 31.2%の削減効果が算出された。
- ・既往研究の課題であった計算時間について、現場でのオペレーションに使用できる段階に到達した。
- ・1 建物複数熱源の表現や、配管径などの検討は国際展示場に限らず、一般街区への適用も可能である。
- ・現場でのオペレーションに使用するためには、負荷予測機能の追加、直前に稼働している熱源を把握し、発停によるロスを考慮する必要性が考えられる。

参考文献

- 1) 中尾正喜ら「インテックス大阪(展示場)におけるサーマルグリッドの適用と効果検証(第 5 報)建物個別熱源運転方式とサーマルグリッド方式の比較」空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 pp.165-168,2016 年 9 月
- 2) 石那田将ら「サーマルグリッド空調システム導入効果の評価手法に関する研究(第 1 報)遺伝的アルゴリズムを用いた複数建物間の双方向熱融通最適化の検討」空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集,2019 年 3 月
- 3) 富岡由貴ら「空調用冷温水熱融通システム最適運用技術の研究 サーマルグリッド構築後の運転実態の把握と熱源機特性のモデル化」空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集,2020 年 3 月
- 4) 池田伸太郎ら「メタヒューリスティクスを用いた CGS 及び複数蓄エネルギー設備を含むエネルギーシステムの多目的非線形最適化手法の開発」日本建築学会環境系論文集第 81 巻第 719 号 pp.101-110,2016 年 1 月

謝 辞

大阪市経済戦略局、(一財)大阪国際経済復興センターにはフィールド提供を、鹿島建物総合管理(株)、(株)NTT ファシリティーズエンジニアリングにはデータ収集方法でご協力頂きました。また、(株)安井設計事務所の小林陽一様には TGS の設計内容に関するご指導を頂きました。記して、謝意を表します。

空調用冷温水熱融通システム最適運用技術の研究

熱量ベースモデルによる最適化のための熱源機特性の近似精度向上

Research on optimization method in operation of heat interchange system among buildings
for air conditioningImproving estimation accuracy of characteristics of heat source equipment
for optimization by calorie-based model

○富岡 由貴 (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)

前田 浩行 (東京電力ホールディングス)

高橋 宜希 (大阪市立大学)

西岡 真稔 (大阪市立大学)

久保井 大輔 (東京電力ホールディングス)

Yuki TOMIOKA^{*1} Yoshiki TAKAHASHI^{*2} Minako NABESHIMA^{*1} Masatoshi NISHIOKA^{*1}Masaki NAKAO^{*1} Daisuke KUBOI^{*2} Hiroyuki MAEDA^{*2}^{*1}Osaka City University ^{*2}Tokyo Electric Power Company Holdings, Inc.

A thermal grid system, TGS, which is the bidirectional heat interchange system among buildings for air conditioning was introduced to the exhibition hall. Energy saving effect was demonstrated by an optimization system in 2015, however now the site managers have chosen refrigerators to use based on their experience. This paper aims to improve the optimization system. Results of analysis of actual driving data, estimation of the primary energy consumption has been improved by modeling of the refrigerators.

1. 研究背景・目的

近年、温室効果ガス削減にむけて空調設備の省エネルギー化が必要とされており、複数建物の熱源機をループ配管で接続し双方向で熱融通を行える「サーマルグリッドシステム(以降、TGS)」が提案された。2015年にTGSの実証実験が大阪の国際展示場で行われ、筆者らはこの施設でのTGSの導入による省エネ効果を明らかにした¹⁾²⁾。しかし、2015年当時に実証試験に供した水の流れやバルブの切り替えを忠実に再現した最適化システムは変数が多く、最適解が算出されない場合があることや計算時間が長いことからその後の運用で使用されなかった。現在の国際展示場におけるTGSの運用方法は、当日の施設の利用状況及び運用状況に基づいて、現場管理者が稼働する熱源機を選択しており、最適化による一次エネルギー消費量削減の余地があると考えられる。

石那田ら³⁾はTGSにおける双方向性を持つ熱の流れを簡易に表現する熱量ベースモデルにおいて遺伝的アルゴリズムを用い、空調システム全体の一次エネルギー消費量が最小となる運用方法の算出を行う最適化手法を作成した。しかし、この手法は仮想街区での適用のみであり、実運用の現場では検証されていない。この熱量ベースモデルによる最適化システムを実際のTGSの運用現場に適用するためには、現場の熱源機のエネルギー消費量を推定する特性式の近似精度が高いことが必要とされる。同時に計算時間の短縮も必要であるため簡便な近似式であることも望まれる。

本研究では熱源機の特性が満たすべき条件を設定し条件を満足する簡便な近似式を提案する。さらに、熱源機特性近似式を求める際に、計測データを平均化する時間を変化させ近似精度との関係を調べる。

Table 1 Rated values of heat source equipment at the International Exhibition Hall

	name	Cooling capacity [kW]	Gas consumption [Nm ³ /h]
R-101	Gas absorption chiller/heater	2110	164
R-201	Gas absorption chiller/heater	2813	218
R-301	Gas absorption chiller/heater	2110	179
R-501	Gas absorption chiller/heater	1960	125.5
R-502	Gas absorption chiller/heater	985	63.5
R-602	Gas absorption chiller/heater	3517	273
R-604	Gas absorption chiller/heater	4395	341
R-606	Turbo chillers	1758	256kW(Electricity)

2. 吸収式熱源特性式の近似精度向上

本研究では指数モデルを用いる。既往研究⁴⁾では冷却水の要素が含まれておらず気象条件の変化に対応していなかったため本研究ではそれを考慮した。指数モデルとは実測データを基準化し説明変数として用い、無次元の近似特性式として(1)の形を仮定したものである。パラメータは学習データの被説明変数と推定値の差における最小二乗法で求めた。このモデルはLCEMツールと同様に冷水温度や冷却水温度を考慮しながらも、計算過程がより少ないものとなっている。また、説明変数と被説明変数の関係は実際の吸収式冷温水機の特性格データより次の関係が成立している。

- i. 製造熱量が0になるとガス消費量が0となる。
- ii. ガス消費量は製造熱量に対し単調増加となる。
- iii. 冷却水入り口温度と冷水出口温度の差が0になるとガス消費量が0となる。
- iv. ガス消費量は冷却水入り口温度と冷水出口温度の差に対し単調増加である。
- v. 冷水流量が0になるとガス消費量が0となる。
- vi. ガス消費量は冷水流量に対し単調増加である。

さらに、ガス消費量は冷却水入り口温度と冷水出口温度の差のべき乗で表現されると仮定する。

近似特性式は説明変数、被説明変数ともに基準運転状態とし、基準運転状態とは、各データを基準値で除したものである。

本研究における学習データは国際展示場の BEMS から出力された 1 分間隔の実測データを用いて作成した。データ数が少ないためテストデータは学習データと同じものとする。また R101 と R201 のみ流量を考慮した。

$$\frac{G}{G_0} = \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^{a_1} \times \left(\frac{t_{Con,in} - t_{Eva,out}}{t_{Con,in,0} - t_{Eva,out,0}}\right)^{a_2} \times \left(\frac{m}{m_0}\right)^{a_3} \quad (1)$$

G	: Gas consumption	[Nm ³ /h]
G_0	: Reference value of gas consumption	[Nm ³ /h]
$t_{Eva,out}$	: Outlet temperature of hot and cold water	[K]
$t_{Eva,out,0}$	: Reference value of outlet temperature of hot and cold water	[K]
m	: Flow rate of hot and cold water	[m ³ /h]
m_0	: Reference value of flow rate of hot and cold water	[m ³ /h]
$t_{Con,in}$	: Inlet temperature of cooling water	[K]
$t_{Con,in,0}$	: Reference value of inlet temperature of cooling water	[K]
Q	: Heat production	[kW]
Q_0	: Reference value of heat production	[kW]
$a_1 \sim a_3$	: parameters	[-]

2. 1. 10 分、30 分平均定常データ

学習データとして 2019 年度データの 10 分・30 分平均時の変動係数（標準偏差／平均）が 5%以下の定常状態を抽出したデータを用いた場合の結果を Table 2 に示す。基準値は製造熱量上位 10%の平均とする。Table 2 より R101,R201,R501 の 10 分平均の場合では 30 分平均時よりも決定係数が減少したが、データ数がより多い 10 分平均データについて考察を行う。

Fig. 1 より R501 では負荷率が 0 の付近で COP が 1.4 を超える高い値の推定値となる特性式となっており R201、R504 でも同様の傾向が見られた。Fig. 2 より R602 では製造熱量の変動に対してガス消費量が一定の値をとっている実測データが多く定常状態として抽出されており、特性式も同様の傾向を示すものとなっている。これは R301、R604 において同様の傾向が見られた。

よって、変動係数 5%以下の定常状態のデータとしてガス消費量が一定の値をとるデータが残ってしまう点、低負荷時

の最適化計算結果が実運転と乖離してしまうことから変動係数 5%以下の定常データを学習データとして用いないこととした。

また R502 において定常状態のデータが 0 となっているのは、同じ建物内の熱源である R501 に比べて冷却能力が低く、冷房負荷が小さい時に低負荷運転されることが多い。Fig. 3 の低負荷運転時の製造熱量の変動をみると起動停止が頻繁に行われている様子が見られ変動が大きく、変動係数 5%以下のデータが 0 となったことが考えられる。

Table 2 Comparison of different average times

	correlation coefficient		decision coefficient		regression coefficient		number of data	
name	10min	30min	10min	30min	10min	30min	10min	30min
R101	0.69	0.75	0.47	0.56	0.47	0.55	178	51
R201	0.94	0.99	0.89	0.99	0.88	0.98	170	5
R301	0.71	0.71	0.51	0.51	0.49	0.49	254	51
R501	0.94	0.98	0.89	0.95	0.88	0.95	1176	331
R502							0	0
R602	0.73	0.32	0.54	0.10	0.51	0.10	303	51
R604	0.69	0.45	0.47	0.21	0.44	0.20	590	162

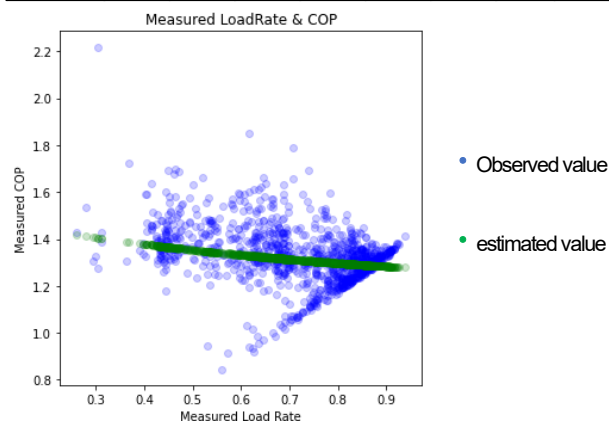


Fig. 1 R501 Scatter plot of load rate and COP

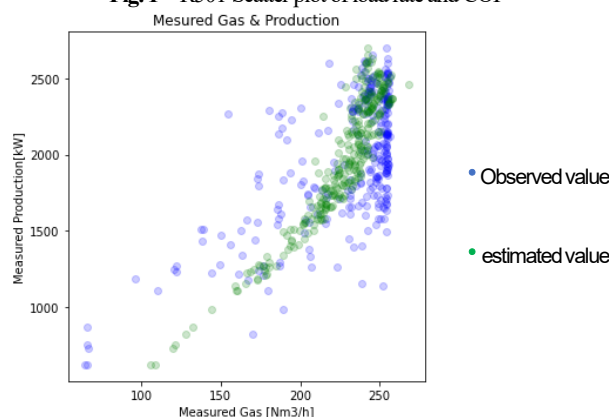


Fig. 2 R602 Scatter plot of gas and heat production.

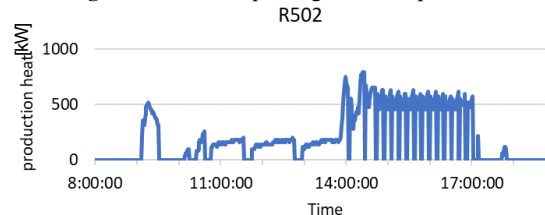


Fig. 3 R502 Daily variation of heat production

2. 2. 1 時間平均データ

既往研究²⁾において国際展示場の実測データを1時間平均し用いていたため、1時間平均データを用いて特性式の作成を行う。この時データ数確保のため2016年、2019年、2020年のデータを製造熱量などの値に大きな差がないことを確認し使用した。また、起動時やR502のような起動停止が頻繁に発生しているデータを1時間平均した際に、停止時の0の値も含めた平均が算出されており、実運転とは乖離した低負荷のデータとなっていた。そのため1時間平均を行う際に起動時間が1時間未満の時間帯は削除する処理を行った。

Table 3の結果①1時間平均、②1時間平均、起動時間が1時間未満のものを削除より、起動時間1時間未満のデータを削除したことにより決定係数がR502以外で向上した。R502ではデータ数が大きく減少したことにより推定精度が下がったことが考えられる。

また、起動時間が1時間未満のデータを削除したことによりほかの熱源機ではデータ数が約2割減少したのに対してR502では約8割減少した様子が見られた(Fig. 4、Fig. 5)。これは上記で述べたように低負荷運転時に発生する起動停止によるものだと考えられる。

定常データを学習データに用いた際に見られた、Fig. 1のように低負荷部分でCOPが高い値の推定値となる特性式となった熱源機は、1時間平均データを用いたことで低負荷時のデータが増加し負荷が0の際にCOPが0、負荷率に対してCOPが単調増加する特性式となった(Fig. 6)。同様にFig. 2のように製造熱量の変動に対してガス消費量が一定の値をとる特性式となった熱源機では、そのようなデータが1時間平均データでは減少し、特性式もガス消費量が0の時に製造熱量も0となり、製造熱量に対してガス消費量が単調増加する特性式となった(Fig. 7)。

特性式におけるパラメータについて、データ数の最も多いR201を見ると製造熱量と冷却水入り口温度と冷水出口温度の差に対しガス消費量が単調増加しており、これは上記の関係と同じである。冷温水流量に関しては短調減少を示しているがFig. 9より0.8~1.3のデータが81%を占めておりパラメータの影響は少ないと考えた。(Fig. 8)

Table 3 Comparison of different average times

	correlation coefficient		decision coefficient		regression coefficient		number of data	
name	①	②	①	②	①	②	①	②
R101	0.95	0.98	0.91	0.96	0.92	0.99	144	117
R201	0.96	0.97	0.91	0.95	0.92	0.95	889	781
R301	0.96	0.96	0.91	0.91	0.92	0.93	280	238
R501	0.98	0.98	0.96	0.96	0.99	0.99	395	321
R502	0.94	0.75	0.88	0.57	0.91	0.56	398	81
R602	0.97	0.97	0.95	0.95	0.97	0.96	393	327
R604	0.94	0.95	0.89	0.91	0.90	0.90	347	290

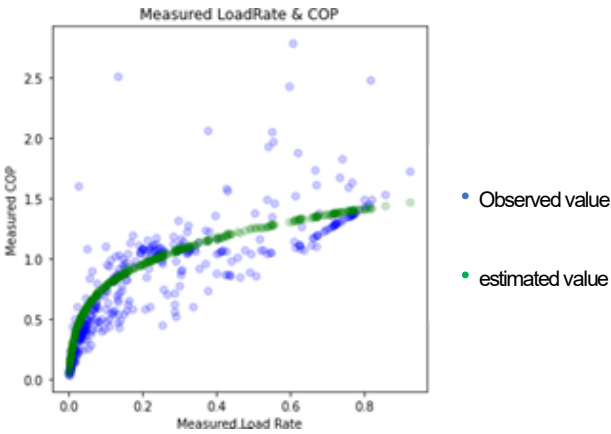


Fig. 4 R502 Scatter plot of load and COP (Average per hour)

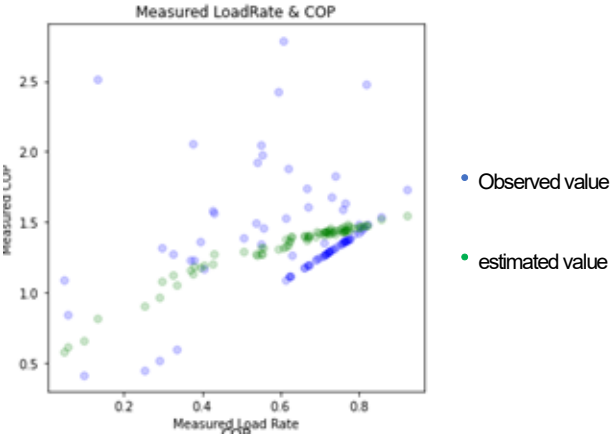


Fig. 5 R502 Scatter plot of load and COP (Deleted in less than 1 hour)

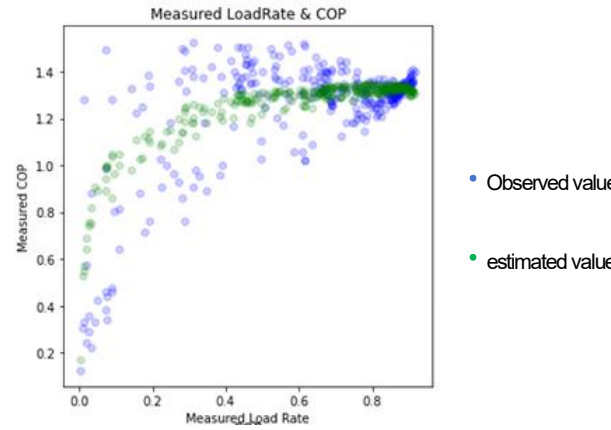


Fig. 6 R501 Scatter plot of load and COP

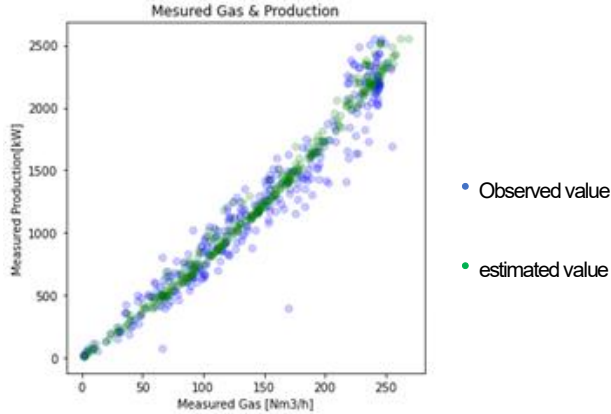


Fig. 7 R602 Scatter plot of gas and heat production

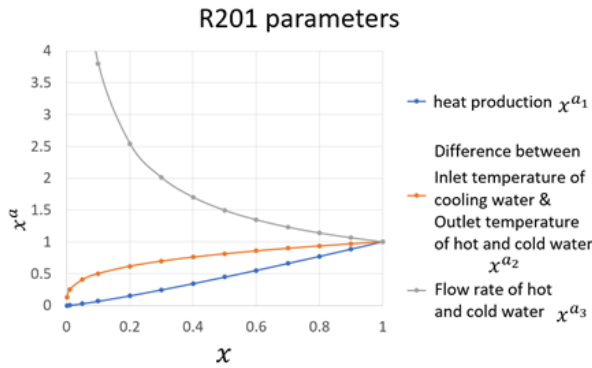


Fig. 8 Parameters of R201

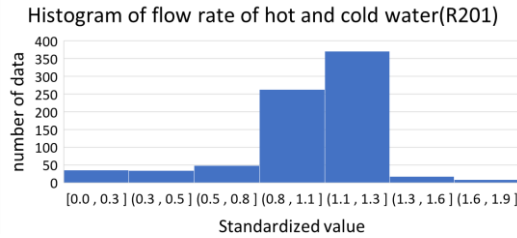


Fig. 9 Histogram of flow rate of hot and cold water(R201)

3. ターボ冷凍機の熱源機特性

ターボ冷凍機では既往研究⁹⁾において指数モデルより高い近似精度が証明された LBL⁹⁾モデルを利用する。ターボ冷凍機では定常状態において吸収式冷温水機のような現象が見られなかったため 30 分定常データを用いた。

$$\text{COP} = \eta_{\text{Carnot},0} \cdot \text{COP}_{\text{Carnot}} \cdot \eta_{\text{PL}} \quad (2)$$

$$\eta_{\text{Carnot},0} = \frac{\text{COP}_0}{\text{COP}_{\text{Carnot},0}} \quad (3)$$

$$\text{COP}_{\text{Carnot},0} = \frac{T_{\text{con,out},0}}{(T_{\text{con,out},0} - T_{\text{eva,out},0})} \quad (4)$$

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_{\text{con,out}}}{T_{\text{con,out}} - T_{\text{eva,out}}} \quad (5)$$

$$y_{\text{PL}} = \frac{Q}{Q_0} \quad (6)$$

$$\eta_{\text{PL}} = a_1 + a_2 \cdot y_{\text{PL}} + a_3 \cdot y_{\text{PL}}^2 \quad (7)$$

$$\sum a_i = 1 \quad (8)$$

$t_{\text{con,out}}$: Outlet temperature of cooling water [K]

$t_{\text{con,out},0}$: Reference value of outlet temperature of cooling water [K]

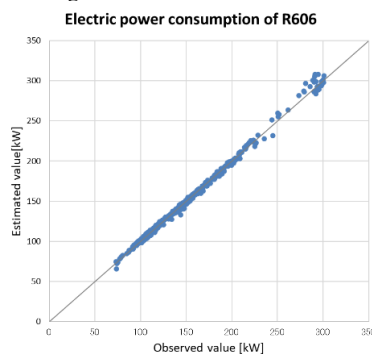


Fig. 10 R606 Training data and estimates of electricity consumption

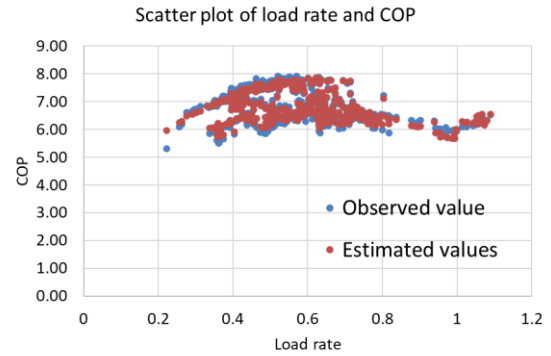


Fig. 11 Scatter plot of load rate and COP

4. まとめ

- ・ 吸収式冷温水機において定常データでは 10 分平均と 30 分平均で近似精度に大きな違いは見られなかった。
- ・ 変動係数を用いて定常状態を抽出した際に、吸収式冷温水機において製造熱量の変動に対してガス消費量が一定の大きな値をとるデータが多く残り、熱源機特性式も同様の特性を示す式となった。
- ・ 1 時間平均データを学習データとして用いた場合、変動係数を用いた定常データを使用した際に見られた製造熱量の変動に対してガス消費量が一定の大きな値をとるデータが学習データから減少し、低負荷時の推定精度が向上した。

参考文献

- 1) 田中ら「既存施設に導入されたサーマルグリッドシステムの省エネルギー効果・実運転データを用いた空調熱源システム運転特性の分析」空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会 A-45
- 2) 石那田ら「サーマルグリッドシステムにおける一次エネルギー消費量削減効果に関する研究—高効率冷凍機の共同利用運転時の効果—」空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 pp.145-148, 2017 年 9 月
- 3) 石那田ら「サーマルグリッド空調システム導入効果の評価手法に関する研究 (第 1 報) 遺伝的アルゴリズムを用いた複数建物間の双方向熱融通最適化の検討」空気調和・衛生工学会近畿支部発表会 A-12
- 4) 横山ら「インテックス大阪 (展示場) におけるサーマルグリッドの適用と効果検証 (第 4 報) 最適化手法とその適用」空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集第 pp.161-164, 2016 年 9 月
- 5) Michael Wetter, Wangda Zuo, Thierry S. Noudui, Xiufeng Pang, Sorrell, Steve. "Modelica Buildings library" Journal of Building Performance Simulation 7(4) (2014): 253-270
- 6) 富岡ら「空調用冷温水熱融通システム最適運用技術の研究—サーマルグリッド構築後の運転実態の把握と熱源機特性のモデル化」空気調和・衛生工学会近畿支部発表会

謝辞

本研究を進めるにあたり、大阪市経済戦略局、大阪国際経済振興センター、鹿島建物総合管理 (株)、(株) NITF ファシリティーズエンジニアリングにご協力いただきました。また、(株) 安井建築設計事務所の小林陽一様より設計情報や関係する知識等、アドバイスを受けた。記して謝意を表します。

将来電源構成における蓄熱設備のCO₂排出最小化運用に関する基礎的検討

Basic study on Using Thermal Strategy Facilities to Minimize Amount of CO₂ Emission in Future Constitution of Power Supply

○渡邊 崇史 (大阪市立大学)

井上 翔太 (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)

Takashi WATANABE*1 Syota INOUE*1 Masatoshi NISHIOKA*1 Minako NABESHIMA*1

*1 Osaka City University

There are various power demands in urban areas. In recent years, due to the expansion of introduction of renewable energy, it has become difficult to suppress output of electric power on the supply side. Therefore, “DR” is attracting attention due to the shift in power demand of equipment on the demand side. In this research as well, we searched for usage methods that can reduce the amount of CO₂ by using heat storage equipment, which is one of the “DR” methods.

1. 研究背景・目的

都市部では様々な電力需要が存在するが、電力の供給不足や供給過多が生じると、停電などの事態を引き起こす可能性があるため、需要と供給が1:1となるような「同時同量」の発電が必要とされている。しかし近年、太陽光発電などの変動制再生可能エネルギーの普及に伴い、それらの発電出力が不安定である。需給バランスをとるためには、発電所などの供給側が出力抑制を行うが、今後さらなる再生可能エネルギーの導入が拡大されると、需給バランスの安定を保つことが困難となることが考えられる。以上の背景から、需要家側で電力の需給バランスを合わせるデマンドレスポンス (DR) が注目されている。本研究では、建物における DR の手法である蓄熱空調システムについて、DR における運用が CO₂排出量削減にも資するのではないかという仮定について検討する。

蓄熱空調システムは、経済性の観点から最適運用に関する数多くの研究が行われてきた (例えば中村ほか¹⁾)。また、近年では DR の観点からも研究も行われている (大曲ら²⁾)。これに対し、本研究では、経済合理性を満たしつつ、CO₂排出量削減が可能な蓄熱空調システムの運用を検討し、その将来的な効果を求めることを目的とする。

2. 研究概要

本研究の評価モデルを Fig.1 に示す。電源構成比率等の電力供給側の条件と、建物用途別床面積あたりの熱需要量、熱源機器や蓄熱設備の容量等の電力需要側の条件を入力することで、空調運用時の CO₂排出量や運用コスト、ライフサイクルコストを算出する。これを用いて、将来電源構成下での蓄熱槽導入有無による CO₂排出削減やコスト削減を考慮することで、CO₂最小時の蓄熱設備の利用

条件を探索する。また、ただし、これら算出した値は、建物用途別床面積あたりであり、地域性などを考慮しない基礎的な検討である。

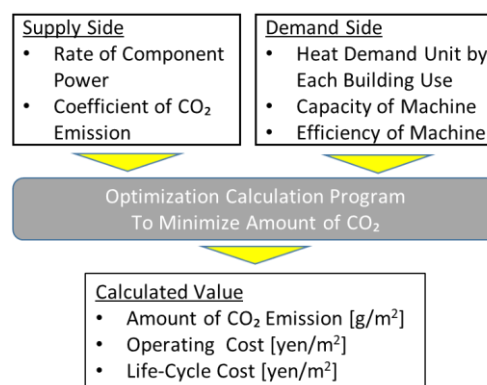


Fig.1. Model of this study

2.1 計算手順・制約条件について

本研究での CO₂排出量最小化の計算手順は Fig.2 の通りである。蓄熱槽を導入しない場合、熱源機定格容量は年最大熱負荷 $Q_{\max}$ で決まる。蓄熱槽を導入する本研究では、まず $Q_{\max}$ に対する熱源機定格容量 a を決定する。次に、日積算熱負荷 $\sum_{t=1}^{24} Q(t)$ に対する蓄熱容量 b を決定する。その後、蓄熱時間帯・蓄熱量と放熱時間帯・放熱量を決定した。ここで、蓄熱時の制約条件は以下の 1)~3) のように設定した。

- 1) 蓄熱容量に対して最大限熱を蓄える
- 2) 蓄熱時は熱源機の最大出力で熱を製造する
- 3) 蓄熱は CO₂排出係数の小さい時間帯から行う

以下に、その他条件も式として表し、後に検討する数式の

記号を示す。本研究では、Python のモジュール PuLP を用いて、下述の条件を与えて線形最適解を求めた。

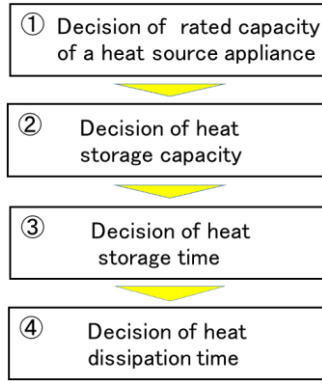


Fig.2. Process of Optimization Calculation

$$M_{co2}(t) = P(t) \cdot \sum_{i=1}^8 \{U(i, t) \cdot \zeta(i)\}$$

$$\sum_{t=1}^{24} P(t) = \sum_{t=1}^{24} \frac{Q_s}{\eta_s \cdot \eta_c} + \sum_{t=1}^{24} \frac{Q_d}{\eta_c}$$

$$Q(t) = Q_d(t) + Q_s(t) - Q_e(t)$$

$$\sum_{t=1}^{24} Q_s(t) = \sum_{t=1}^{24} Q_e(t) = b \cdot \sum_{t=1}^{24} Q(t) = b \cdot \sum_{t=1}^{24} Q_d(t)$$

$$R_c = a \cdot Q_{\max}$$

$$R_c \cdot \sum_{t=1}^{24} \eta_p(t) = \frac{1}{\eta_s} \cdot \sum_{t=1}^{24} Q(t)$$

$$0 \leq \eta_p(t) \leq 1, 0 \leq a \leq 1, 0 \leq b \leq 0.5$$

- $M_{co2, total}$: 日積算消費電力に対する CO₂ 排出量[g-CO₂/day]
- $C_{c, total}$: 日積算消費電力に対する電気料金[円/day]
- $C_{g, total}$: 日積算消費電力に対する発電コスト[円/day]
- C_{total} : 日積算消費電力に対する発電コストと CO₂ 削減賦課金の和[円/day]
- $M_{co2}(t)$: 時刻 t の消費電力に対する CO₂ 排出量[g-CO₂/h]
- $P(t)$: 時刻 t における熱源機消費電力[kW]
- R_c : 熱源機の定格能力[kW]
- $U(i, t)$: 電源 i が時刻 t において全電源に占める割合[kWh/kWh]
- $\zeta(i)$: 電源 i の CO₂ 排出係数[g-CO₂/kWh]
- $\eta_p(t)$: 時刻 t における熱源機の負荷率[-]
- η_s, η_c : 蓄熱槽効率[-](=0.95)、熱源機器効率[-]
- $Q(t)$: 時刻 t における熱負荷[kW]

- $Q_{\max}$: 年間最大熱負荷[kW]
- $Q_d(t)$: 時刻 t における熱需要量[kW]
- $Q_s(t)$: 時刻 t における蓄熱量[kW]
- $Q_e(t)$: 時刻 t における放熱量[kW]
- C_{cf} : 電気料金 (基本料金) [円/day]
- $C_{cq}(t)$: 時刻 t における電気料金 (従量料金) [円/kWh]
- $C_g(i)$: 電源 i の発電コスト[円/kWh]
- a : 年間最大熱負荷に対する熱源機の定格容量[kW/kW]
- b : 日積算熱負荷量に対する蓄熱容量[kWh/kWh]

2.2 電源構成比率と CO₂ 排出係数について

本研究の将来電源構成比率は、環境省資源エネルギー庁の「長期エネルギー需給見通し」³⁾に記載されている2030年度年間目標値を採用した。

ある建物での消費電力量から CO₂ 排出量を算出する際には、その建物が契約している電力会社等が掲載する年間実績値から決定された CO₂ 排出係数によって、CO₂ 排出量を算出する事が多い。これに対して、本研究では、特別電源構成比率と電源別 CO₂ 排出係数を用いて時刻別 CO₂ 排出係数を作成した。消費電力量に対する CO₂ 排出量を算出する際に、これを用いることで、電力を利用する時刻を CO₂ 排出係数の小さい時間帯に変える事が CO₂ 排出量削減に寄与するといえる。2030 年度冬期の時刻別 CO₂ 排出係数を例として Fig.2、Table.1 に示す。

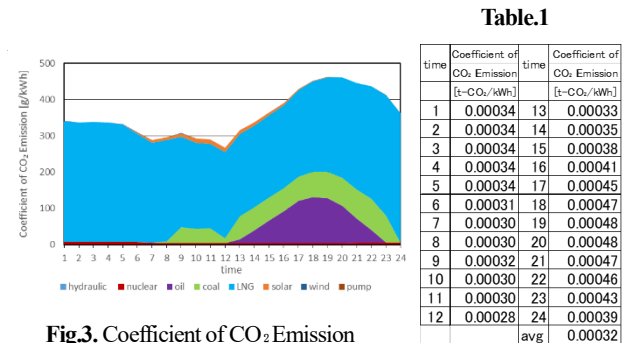


Fig.3. Coefficient of CO₂ Emission

2.3 運用コスト算出について

本研究の運用コストを考慮する際には、実際に使用されている電気料金である「デマンド料金制度」⁴⁾を基に算出する。電気料金は、一般的に基本料金と電力量料金で決定されている。

基本料金は、年間の最大消費電力[kW]で決定される。本研究では、Table.2 のように、実際の電気料金⁵⁾に採用されている規模で設定した。

電力量料金は、電力使用量で決定される。現在では、夜間の方が安く、日中が高いといった昼夜間で差がある料金体系も存在する。ここで、将来は太陽光発電をはじめと

した再生可能エネルギーの導入が現在よりさらに拡大されるため、発電コストの低減が推測されている³⁾。そこで本研究では、発電コストの低減に伴って、将来の太陽光発電由来の電力が多い日中の電力量料金が安くなる料金プランを想定した。この時、2030 年度で推測されている発電コストと特に再生可能エネルギー導入が盛んなヨーロッパで用いられる炭素価格の 2030 年度推定値⁶⁾(=20,000[t-CO₂/yen])を使用し、日中に安価となるが料金体系を作成した。将来における電力量料金を想定した。

Table.2 Contract electric fundamental charge [yen/kW]

	Fundamental charge [yen/kW]
personal	400
corporate	2000

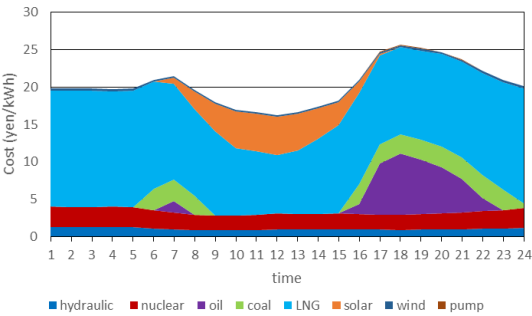


Fig.4. Meter rate charge in the future

2.4 設備のイニシャルコストについて

蓄熱槽や熱源機のイニシャルコストは、実際使用されている数機の価格と容量から、作成した近似線の傾きによって決定する。

Table.3. Heat source machine

Kind of heat source machine	Air-cooled Heat Pump Type
Initial cost of heat source machine [yen/kW]	52,000
Efficiency of heat source machine [-]	3.0

Table.4. Heat storage tank

Kind of heat storage tank	Water Heat Storage Tank
Initial cost of heat storage tank [yen/m ³]	520,000
Efficiency of heat storage tank [-]	0.95

3. 研究結果

3.1 CO₂ 排出量最小時の蓄熱設備の条件

2030 年度の電源構成下における集合住宅、業務施設の冷房利用について、CO₂ 排出量を最小化する運転を行った結果を Fig.5～Fig.8 に示す。

Fig.5 は、集合住宅における熱需要量と製造熱量を表した図である。夜間に熱需要が大きいこのケースでは、CO₂ 排出量を最小にするため、日中の電力を利用して熱を製造していることが分かる。

Fig.6 は蓄熱槽導入有無による年間での CO₂ 排出削減率と運用コスト削減率を表している。集合住宅の冷房利用においては、蓄熱槽の導入により、年間最大 13% の CO₂ 排出削減が可能となった。この時、運用コストも年間で 24% の削減が可能となり、蓄熱設備の条件としては、蓄熱容量が日積算熱需要の 25%、熱源機定格容量が年最大熱需要の 40% となった。

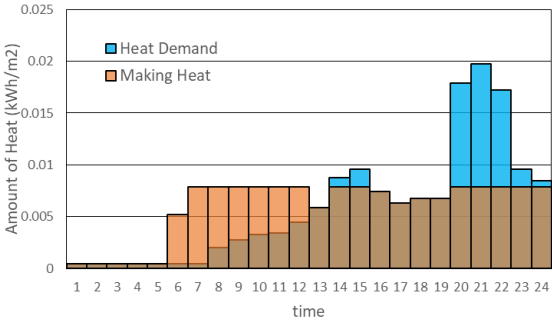


Fig.5. Demand and Making Heat of House

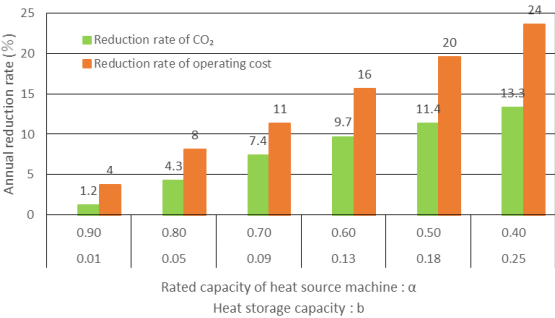


Fig.6. Reduction rate of CO₂ and Cost in House

Fig.7 は、業務施設における熱需要量と製造熱量を表した図である。日中に熱需要が大きいこのケースでは、熱需要がない日中の時間帯に熱を製造することで、CO₂ 排出量の最小化が図られていることが分かる。

Fig.8 より、業務施設の冷房利用においては、蓄熱槽の導入により、年間最大 7% の CO₂ 排出削減が可能となった。この時、運用コストは年間で 17% の削減が可能となり、蓄熱設備の条件としては、蓄熱容量が日総熱需要量の 8%、熱源機定格容量が最大熱需要量の 80% の大きさとなった。

Table.5 は、上記 2 ケースを含めた、集合住宅・宿泊施設・業務施設の冷房・暖房利用における算出値をまとめたものである。それぞれのケースにおいて、蓄熱槽の導入により、年間、3.8～13.3% の CO₂ 排出量の削減が可能となった。

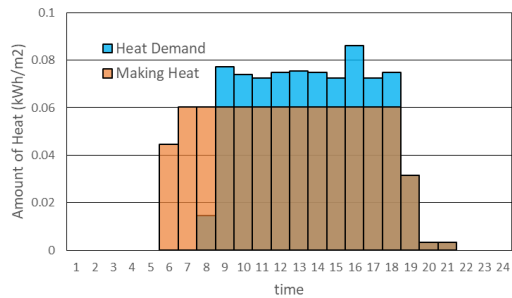


Fig.7 Demand and Making Heat of Office Building

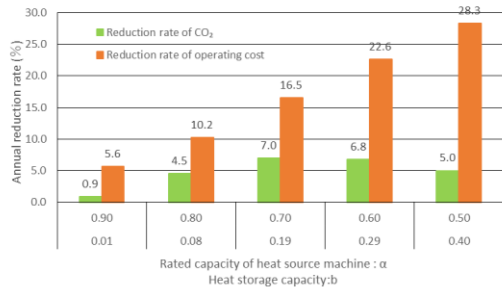


Fig.8. Reduction rate of CO₂ and cost in Office Building

Table.5. Calculated Values

		Annual reduction rate[%]		a	b
		CO ₂ (max)	Operating cost		
house	cool	13.3	23.6	0.40	0.25
	heat	6.4	5.7	0.70	0.13
hotel	cool	12.4	24.8	0.50	0.25
	heat	3.8	11.0	0.70	0.07
office	cool	7.0	16.5	0.70	0.19
	heat	4.9	24.9	0.60	0.09

3.2 経済性の評価

Fig.9、Fig.10は、集合住宅・業務施設の冷房利用時の年間運用コスト削減率と蓄熱槽導入の償却期間である。

集合住宅の冷房利用においては、年間CO₂排出削減量が最大である(a, b) = (0.40, 0.25)の時、蓄熱槽のインシヤルコストを64年で償却されることとなった。一方で、業務施設の冷房利用においては、年間CO₂排出削減量が最大である(a, b) = (0.70, 0.19)の時、蓄熱槽のインシヤルコストを4年で償却されることとなった。

償却期間が、集合住宅で大きくなり、業務施設で小さくなった原因としては、熱源機器や蓄熱槽のインシヤルコストを決定する際の近似曲線を構成するサンプルデータが、中規模から大規模のオフィスなどに利用される大きさのものであったことが考えられる。集合住宅などの規模の小さい施設においては、インシヤルコストの設定を再度検討する必要がある。

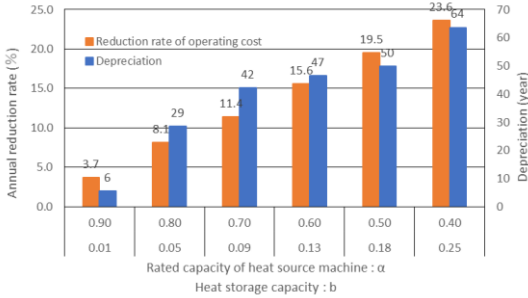


Fig.9. Reduction rate of cost and depreciation in House

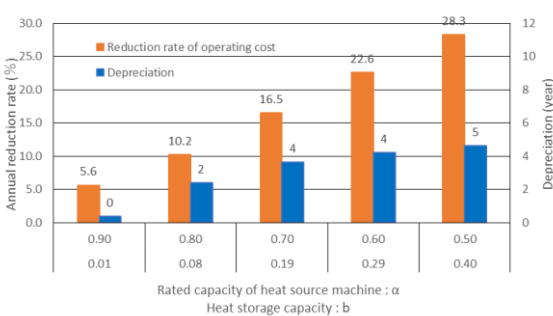


Fig.10. Reduction rate of cost and depreciation in Office Building

4. まとめ

本研究では、需要側設備の1つである蓄熱設備を用いてCO₂排出量削減が可能となるDRを行った。

3.1の結果から示した通り、時刻別のCO₂排出係数を考慮すると、蓄熱槽の導入により、電力の利用時間を変えることが可能となり、これがCO₂排出量の削減に寄与することが分かった。

今後は、本研究で作成したモデルに、ある地域の都市床面積や地域性を反映させることで、その地域が将来、CO₂排出量を最小化させられる蓄熱槽の利用方法・利用条件を推測し、対象地域のCO₂排出量削減やコスト削減のポテンシャルを示していきたい。

参考文献

- 1) 中村安弘,栗山憲,山本正幸,吉本康申,朝野佳伸,「蓄熱槽を有する空調用熱源プラントの最適運転制御」, 空気調和・衛生工学会論文集,Vol.28,No. 90, pp. 121-130, 2003
- 2) 大曲祐子,杉原英治,辻毅一郎 「電力市場価格を考慮した蓄熱式空調システムの需要反応効果に関する研究」 電気学会論文誌 2009 年 129 巻 1 号 pp1-31
- 3) 資源エネルギー庁「長期エネルギー需給見通し」
https://www.enecho.meti.go.jp/committee/council/basic_policy_subcommittee/mitoshi/011/pdf/011_07.pdf
- 4) 関西電気保安協会
https://www.ksdh.or.jp/service/security/demand_fee.html
- 5) 関西電力ホームページ <https://kepco.jp/biz/oshirase/>
- 6) 環境省「総合環境政策」
<http://www.env.go.jp/policy/policy/tax/mat-4.pdf>

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究 (第6報) 冬期冷水蓄熱の増量手法の検討

Study on Aquifer Thermal Energy Storage System for Space Cooling and Heating - (Part 6) Examination of Increasing Cold Heat Storage in Winter -

○仲西 琴音 (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 (大阪市立大学)

Kotone NAKANISHI*¹ Masatoshi NISHIOKA*¹ Minako NABESHIMA*¹

Masaki NAKAO*¹ Yasuhisa NAKASO*¹

*¹ Osaka City University

Aquifer Thermal Energy Storage system (ATES) is expected to have an energy-saving effect by keeping waste heat in an aquifer and using for heat source. For the long-term operation of ATES, it is important to balance the annual heat storage amount and flow rate. In Japan, cooling load tends to be larger than the heating load, so it is necessary to increase the amount of heat storage in winter. In this study, we verify the effects of two methods of cold water heat storage in winter, the free-cooling system and the high efficiency turbo heat pump system, and compare them.

1. 研究背景・目的

1.1 背景

震災による電力供給不足を背景にエネルギー政策の見直しがされており、省エネルギー社会の推進、再生可能エネルギー、未利用エネルギーの活用などが重要視されている。また、エネルギーの需要密度の高い大都市域は、その大部分が沖積平野に位置しており、その足元に広がる地下水で満たされた帯水層は熱的な利用価値が高い。そこで熱源井戸を構築する事で、帯水層を低価格・大容量の蓄熱槽とし、効率的に熱エネルギーを冷暖房の熱源として利用する帯水層蓄熱空調システムに着目した。

帯水層蓄熱システムは、冷暖房時に発生する冷温排熱を地下水に与え、建物地下の帯水層に蓄熱し季節をまたいで利用することによって大幅な二酸化炭素排出量削減、省エネルギー効果が期待できる。また夏期においては、温排熱大気中に排出しないことからヒートアイランド対策としての効果も期待できる。

1.2 目的

これまで筆者らは2016年には兵庫県高砂市で、2017年には大阪市うめきた地区において実用を想定した大規模な蓄熱実験を行い、70%以上の熱回収率が得られることを確認した。また、大東りらはModelica言語を用いたシミュレーションツールを用いて設備側を含めたモデルを構築し、省エネ効果の把握、運転制御、運転スケジュールの確立を行った。システムを持続的に安定して運用していく手法の確立が次の課題となっている。

帯水層蓄熱システムの季節間運転を行う場合、年間地

中蓄熱量と各冷房・暖房期の年積算流量を平衡させ続ける必要がある。東京以西の場合、冷房負荷が暖房負荷より大きい傾向にあり、冷房時の温排熱量が暖房時の冷排熱量より大きくなる。そこで冷排熱量の不足を補う方法として、次の2つの方式について検討を行う。

- 1) 高効率ターボヒートポンプ蓄熱方式
- 2) フリークーリング蓄熱方式

本研究では上記の運転方法について、設備システムの数値シミュレーションによる検証を行い、その結果を比較する。

2. 冬期蓄熱運転の方法

大阪市舞洲地区の施設で実証実験が行われている帯水層蓄熱システムを対象とし、Modelica Buildings Library²⁾を用いて設備システムのモデルを構築した。各運転方式の詳細、メリットとデメリットについて述べる。

2.1 高効率ターボヒートポンプ蓄熱方式

設備システムの概要図をFig.1に示す。ここでの冷却塔は開放型であり直接外気と接する循環水を冷却水と切り離すために、冷却塔用の熱交換器を設けた。この運転方法のメリットは、外気温度が低い領域かつ部分運転時にはインバータターボヒートポンプの高性能領域で運転が可能である点、外気温度の影響が小さく蓄熱量の調整が可能である点、そして蓄熱温度の設定が可能である点の3点が挙げられる。デメリットとしては、ヒートポンプに付属する補器類(冷水ポンプ・冷却水ポンプ・冷却塔等)の運転が必要となり、設備全体の動力が大きくなる可能性がある。

2.2 フリークーリング蓄熱方式

設備システムの概要図を Fig.2 に示す。冷却塔蓄熱方式においてヒートポンプをバイパスする構成とし、熱交換器は冷却塔用と深井戸用の 2 つを直列に配置している。この運転方法は外気湿球温度が低いと少ない動力で冷水の蓄熱が可能であるが、低外気温時の凍結防止に配慮する必要がある。逆に外気湿球温度が高いと還水温度を十分に低くできないためシステム COP は低下する。

2.3 機器性能と運転条件

各機器性能は対象とする舞洲の帯水層蓄熱システムの実機の仕様を採用し、機器の仕様と用いた Modelica Buildings Library のモジュールを Table.1 に示す。各運転方式で共通の運転条件は以下の 3 点である。

①外気湿球温度

大阪の標準年気象データ³⁾から計算した外気湿球温度を用いた。冬期 12～2 月、帯水層蓄熱の運転が停止する夜間 20～翌 8 時の 1 時間毎のデータを使用し、このうち 10℃以下のデータ計 1128 個を入力値とした。湿球温度のヒストグラムを Fig.3 に示す。

②ポンプ流量

各運転方式のポンプについて、対象とする帯水層蓄熱システムの運転条件に合わせて以下に示す流量とする。

1) フリークーリング蓄熱方式

冷却水ポンプ：140m³/h、冷温水ポンプ 1：70m³/h、深井戸ポンプ：70m³/h

2) ヒートポンプ蓄熱方式

冷却水ポンプ：140m³/h、冷温水ポンプ 1：80m³/h、冷温水ポンプ 2：70m³/h、深井戸ポンプ：70m³/h

③揚水温度

蓄熱されていない常温井戸である熱源井 B から熱源井 A へ冷水を蓄熱する運転を想定し、揚水温度は 18℃で固定とする。

境界条件として外気湿球温度と揚水温度（一定）を与え

てモデルを解く。モデルは静的システムであるので、外気湿球温度条件ひとつに対してひとつの還水温度が決まる。冷却塔は湿球温度のなるべく低いときを選んで運転する方針として、以降で示すシミュレーション結果は湿球温度の昇順にソートして表した。

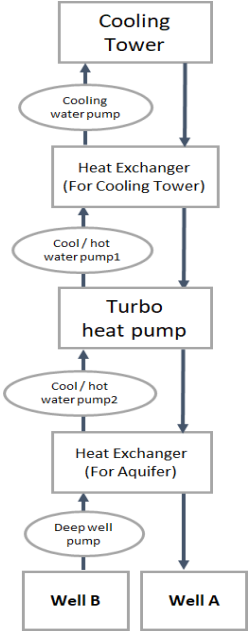


Fig. 1 High efficiency turbo heat pump System

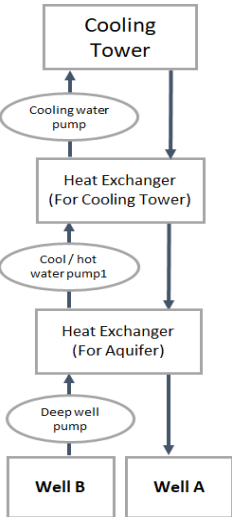


Fig. 2 Free-cooling System

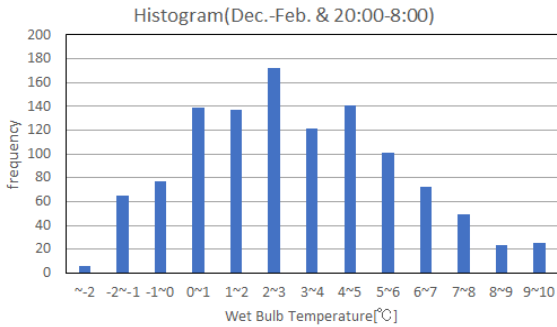


Fig. 3 Outside wet bulb temperature's histogram

Table 1 Equipment list 注1)

Name	Specification	Motor input	Name	Specification	Motor input
Turbo heat pump	Capacity	200 USRt (703.3 kW)	Heat Exchanger (for Aquifer)	Exchange heat quantity	409.0 kW
	Chilled water	Input : 12.0 °C		High temperature side condition	19 °C / 14 °C
		Output : 7.0 °C		Low temperature side condition	13 °C / 23 °C
	Flow rate : 120.7 m ³ /h			module	Fluid.HeatExchangers.DryEffective nessNTU
	Input : 33 °C		Heat Exchanger (for Cooling tower)	Exchange heat quantity	818.0 kW
Cooling water	Output : 38 °C			High temperature side condition	38 °C / 33 °C
	Flow rate : 141.5 m ³ /h			Low temperature side condition	32 °C / 37 °C
	module	Fluid.Chillers.ElectricReformulatedEIR		module	Fluid.HeatExchangers.DryEffective nessNTU
Deep well pump	Flow rate	100 m ³ /h	Cooling tower	Capacity	1089.0 kW
	Lift	60 mAq		Cooling water temperature	32 °C / 37.5 °C
	module	Fluid.Movers.FlowControlled_m_flow		Outside wet bulb temperature	27 °C
Chilled water pump1	Flow rate	150.2 m ³ /h		Flow rate	170.3 m ³ /h
	Lift	28 mAq		module	Fluid.HeatExchangers.CoolingTowers.YorkCalc
	module	Fluid.Movers.FlowControlled_m_flow			
Chilled water pump2	Flow rate	127.0 m ³ /h			
	Lift	27 mAq			
	module	Fluid.Movers.FlowControlled_m_flow			
Cooling water pump	Flow rate	170.4 m ³ /h			
	Lift	20 mAq			
	module	Fluid.Movers.FlowControlled_m_flow			

3. 結果

フリークーリング蓄熱方式において、外気湿球温度データ 1128 個に対する熱源井 A への還水温度の平均値は 15.28℃であった。フリークーリング方式とヒートポンプ方式の蓄熱量を概ね等しくするために、ヒートポンプ蓄熱方式において還水温度を 15.28℃になるよう、ヒートポンプの冷水出口温度は 14.28℃（還水温度の-1K と見積もる）に設定した。

各運転方式モデルの還水温度、蓄熱量、システム COP について結果を以下に示し、結果を比較する。

3.1 還水温度

各運転方式の熱源井 A への還水温度を Fig.4 に示す。横軸は外気湿球温度である。フリークーリング蓄熱方式は還水温度が外気湿球温度に依存し、外気湿球温度の低温領域で有利となるが、外気湿球温度が 10℃まで上がると、揚水温度 18℃に対し還水温度 16.5℃と 1.5℃程度の温度差しかとれないので、閾値を設けて運転を打ち切る必要があろう。一方でヒートポンプ蓄熱方式は、外気湿球温度に依存せず一定の温度で冷水蓄熱が可能である。

3.2 蓄熱量

Fig.5 は各運転方式の熱源井 A への蓄熱量の累積値のグラフである。例えば外気湿球温度 4℃に対する蓄熱量約 170MWh は外気湿球温度 4℃以下の気象条件の時のみに運転するよう運転条件にルールを設けた場合に得られる蓄熱量である。この図より、外気湿球温度が約 4℃以下で運転すると両者ともに同程度の蓄熱量を得られるとわかる。4℃より高い範囲で運転するとヒートポンプ蓄熱方式の蓄熱量が多くなっている。この結果と Fig.4 を合わせて見ると、フリークーリング蓄熱方式の還水温度がヒートポンプ蓄熱方式の還水温度からどんどん離れていき、蓄熱量の差が顕著になったことがわかる。

3.3 システム COP

システム全体の消費電力の対象は各ポンプと冷凍機とし、冷却塔ファンは各運転で共通であるため、ここでは消費電力の評価に含めず計算した。システム COP 算出にはフリークーリング蓄熱方式は式(1)、高効率ターボヒートポンプ蓄熱方式は式(2)を用いる。Fig.6、8、9 は横軸の外気湿球温度で運転した場合のシステムの消費電力である。Fig.8、9 より、ヒートポンプ蓄熱方式は冷温水ポンプ 2 とヒートポンプの分だけ消費電力が大きくなる。消費電力量とその累積値を Fig.6 に併せて表現した。外気湿球温度 4℃付近までは、フリークーリング蓄熱方式は消費電力を抑えつつヒートポンプ蓄熱方式と同等の蓄熱量(Fig.5)を得られることがわかる。またシステム COP のグラフを Fig.7 に示す。外気湿球温度 10℃未満で運転する場合、フリークーリング蓄熱方式のシステム COP が高くなった。

以上は冷却水ポンプを最大流量の 140m³/h で運転した

場合の結果であるが、高効率ターボヒートポンプ蓄熱方式においてインバータターボヒートポンプは低外気温度で性能が非常に高く負荷率 50%で運転するように設定したため、冷却水ポンプも冷却水流量は最大で運転する必要はなく半流量で運転しても問題ない。そこで高効率ターボヒートポンプ蓄熱方式において、冷却水流量を半分の 70m³/h に変えて運転した場合を想定し、システム COP を Fig.7 に追記した。流量変更に伴いシステムの消費電力量も変更し Fig.10 に示す。Fig.8、9、10 よりヒートポンプ蓄熱方式の消費電力量において、比較的大きな割合を占めていた冷却水ポンプの消費電力量が小さくなり、外気湿球温度の 3℃未満の領域ではフリークーリング蓄熱方式よりも消費電力量が抑えられている。この結果システム COP は外気湿球温度-3~10℃の全範囲でフリークーリング蓄熱方式よりも上回る結果となった。なお冷却水流量を小さくするとヒートポンプの COP が少し低下するはずであるが、ここではその影響を考慮できていない。

$$SCOP = \frac{Q}{P_{cd} + P_{ch1} + P_{well}} \quad (1)$$

$$SCOP = \frac{Q}{P_{cd} + P_{ch1} + P_{ch2} + P_{well} + P_{hp}} \quad (2)$$

Q : Heat storage[MJ]

P_{cd} : Power consumption of Cooling water pump[MJ]

P_{ch1}, P_{ch2} : Power consumption of Chiller water pump[MJ]

P_{well} : Power consumption of Deep well pump[MJ]

P_{hp} : Power consumption of Turbo heat pump[MJ]

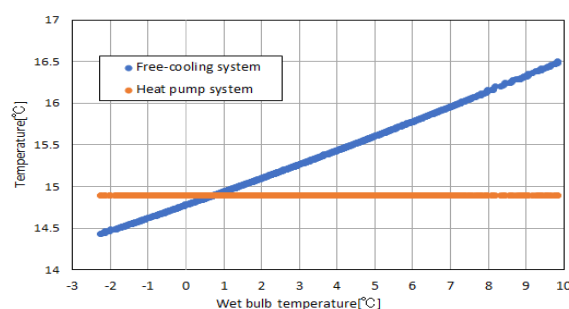


Fig. 4 Injection temperature

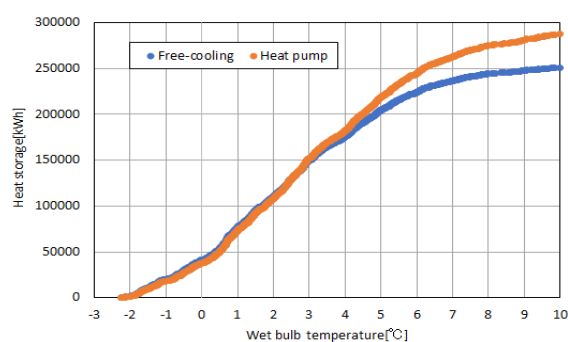


Fig. 5 Accumulation of Heat storage

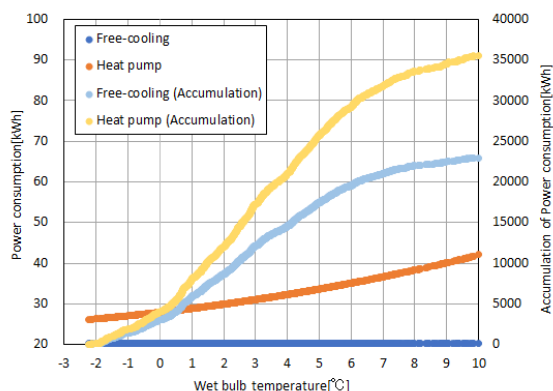


Fig. 6 Power consumption & Accumulation

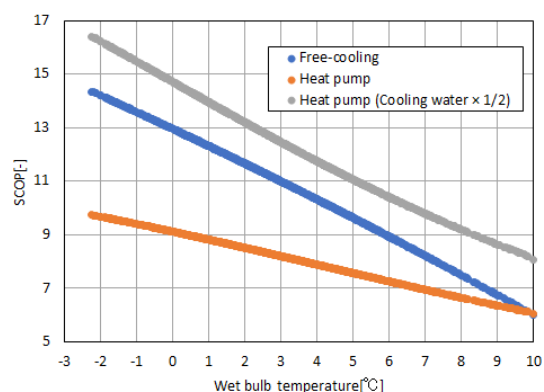


Fig. 7 SCOP

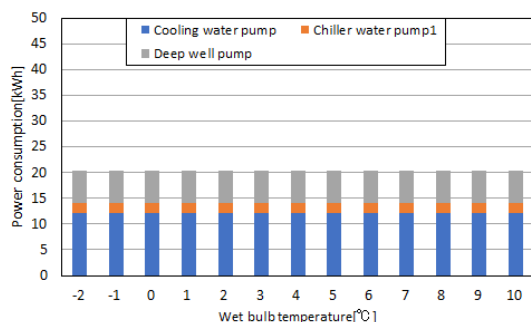


Fig. 8 Power consumption (Free-cooling system)

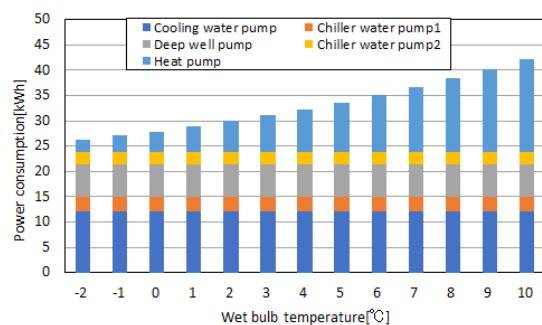


Fig. 9 Power consumption (Heat pump system)

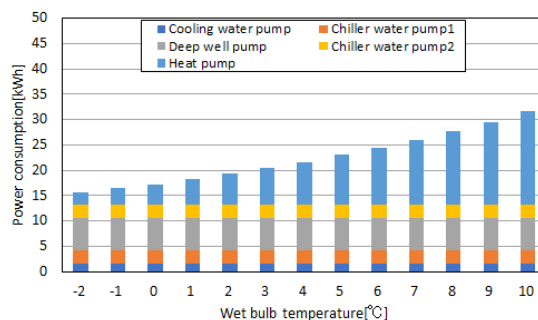


Fig. 10 Power consumption (Heat pump system, Half the Cooling water)

4. まとめ

帯水層蓄熱システムを長期的に運用する上で重要となる冬期冷水製造方法について、フリークーリング蓄熱方式と高効率ターボヒートポンプ蓄熱方式を、数値シミュレーションにより比較した。ヒートポンプ蓄熱方式の冷却水量をフリークーリング方式と同量にした場合は、ヒートポンプ蓄熱方式のシステムCOPはフリークーリング方式より低かった。但し、ヒートポンプ蓄熱方式の冷却水量を調整することによりシステムCOPが向上する余地があることもわかった。

注1) 各モジュールの定格能力はTable.1の機器表に示す数値を、冷却塔及びヒートポンプのパフォーマンスデータについては舞洲に導入している実機の性能を反映した特性式⁴⁾を使用している。

【謝辞】

本研究は、環境省の令和2年度CO₂排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業「複数帯水層を活用した密集市街地における業務用ビル空調向け新型熱源井の技術開発」とJSPS科研費JP19H02300の助成を受けた。

【参考文献】

- 1) 大東ら:空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究-(第3報)季節間蓄熱における冬期冷却塔蓄熱と夏期冷水予冷の検討, 空気調和・衛生工学会論文集, 2018年3月
- 2) Wetter, M., Zuo, W., Nouidui, T. S., and Pang, X. (2014). Modelica Buildings library. Journal of Building Performance Simulation, 7(4): 253-270.
- 3) 日本建築学会編, 拡張アメダス気象データ, 2000年1月
- 4) 桐山ら: 実機特性データを用いたターボ冷凍機モデルの比較, 空気調和・衛生工学会論文集, 2019年9月

地下街の空調エネルギー削減に向けた実証実験結果の分析に関する研究
その 1 店舗部分における滞在者数に応じた空調量制御による
空調エネルギー削減に関する研究
Study on Analysis of Demonstration Experiments to Reduce Air-conditioning Energy
Consumption in Underground Malls
(Part 1) Study on Air-conditioning Energy Reduction According to the Number of Stayers

○檜崎 優太（神戸大学） 竹林 英樹（神戸大学） 吉田 尚人（神戸大学）

Yuta NARAZAKI*¹ Hideki TAKEBAYASHI*¹ Naoto YOSHIDA*¹

*¹Kobe University

In recent years, commercial use of underground mall is processing. In such space, the energy consumption required for air conditioning is large, due to a large number of visitors and large outdoor opening. In order to reduce energy consumption in these space, we have to control air-conditioning and ventilation method based on the visitor's behavior. In this study, we conducted a demonstration experiment in the underground mall and examine the possibility of reducing heat exchange volume by the air-conditioner by controlling the air-conditioning volume according to the number of stayers.

はじめに

近年、地下街や駅中空間などの商業利用が進んでいるが、人の往来が多く、屋外への開放部を持つなどの特性から、標準的な建物に比べ冷暖房などに要するエネルギーは大きくなる可能性が高い。これらの空間の大幅な省エネルギーのためには、利用者の行動特性を踏まえた空調・換気制御手法を検討する必要がある。

水越ら¹⁾は CO₂を指標とした空調の制御による省エネルギーの可能性を検証するため、オフィスビルの執務中における CO₂の長期測定を行った。管理基準を CO₂1,000ppm として空調制御した場合の必要外気導入量を推算したところ、現行の外気導入量設定値の 57% となることを明らかにした。CO₂による空調制御は CO₂濃度の測定値に基づくフィードバック制御であるのに対し、本研究で検討する滞在者数に応じた空調制御は、将来的には人流予測に基づくフィードフォワード制御を想定したものである。

進藤ら²⁾は地下街通路部分の人流予測に基づき気流制御、熱源制御を実施した。通路部分の消費電力量は通常運転時と比較して 42.5%削減された。地下街店舗部分においても空調機の適切な制御による省エネルギーの可能性はある。

本研究では、実際の地下街において実証実験を行い、滞在者数に応じた空調量制御による店舗部分の空調負荷削減の可能性を検討した。

1. 対象施設の概要

神戸市中央区の三宮地下街（さんちか）を対象とした。対象施設の概要を Table.1 に示す。対象施設は、神戸の三宮駅前に設けられた地下街であり、用途としては「公共通路部」、「物販店舗部」、「飲食店舗部」に大きく分類される。「公共通路部」、「物販店舗部」、「飲食店舗部」の全体に対する割合は、それぞれ 26%、55%、19%である。

1995 年の阪神淡路大震災後の復興事業における熱源機器更新以来、主要設備の大規模改修工事は行われていなかったが、2013 年度以降、通路照明の LED 化や熱源、空調機等の高効率機器の導入が順次行われている。

対象エリアの空調範囲を Fig.1 に示す。店舗部分では、5 台の空調機が稼働しており、主な対象エリアは雑貨や婦人洋品を取り扱う 3 番街ホーム&ライフ（A05-AC）である。A05-AC の系統図を Fig.2 に示す。

Table.1 Outline of objective area

Total floor area [m ²]		19,109
Air conditioning area [m ²]		13,709
Service	Stores	10:00 ~ 20:00
	Restaurants	11:00 ~ 21:00
	Passage	6:00 ~ 24:00

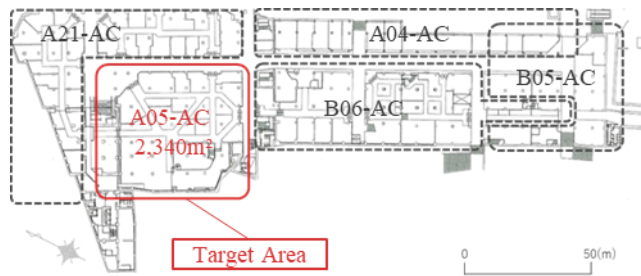


Fig.1 Air conditioning area

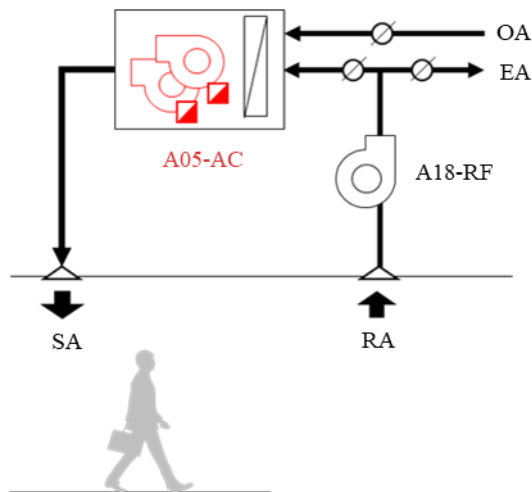


Fig.2 System diagram of air conditioning unit A05-AC

2. 実証運転の効果と分析

2.1 空調負荷の算出式

空調機の処理熱量は、外気による負荷熱量である外気負荷処理熱量と、照明・機器・人体などの発熱からなる内部負荷処理熱量を合計したものである。A05-ACの処理熱量合計、外気負荷処理熱量、内部負荷処理熱量の算出式を(1)～(3)に示す。

$$Q_{SA} = \rho \times V_{SA} \times (h_{in} - h_{out}) / 1,000 \tag{1}$$

$$Q_{out} = \rho \times V_{OA} \times (h_{OA} - h_{RA}) / 1,000 \tag{2}$$

$$Q_{in} = Q_{SA} - Q_{out} \tag{3}$$

- Q_{SA} : 空調機処理熱量 [MJ]
- Q_{out} : 外気負荷処理熱量 [MJ]
- Q_{in} : 内部負荷処理熱量 [MJ]
- ρ : 空気の密度 (=1.2 [kg/m³])
- V_{SA} : SA 風量 [m³/h]
- V_{OA} : OA 風量 [m³/h]
- h_{in} : 空調機入口空気エンタルピー [kJ/kg]
- h_{out} : 空調機出口空気エンタルピー [kJ/kg]
- h_{OA} : 店舗内空気エンタルピー [kJ/kg]
- h_{RA} : 店舗外空気エンタルピー [kJ/kg]

対象エリアにおける内部負荷処理熱量は約 8,000[MJ/day]であり、7,500～10,500[MJ/day]の外気負荷処理熱量は、全空調負荷の5割程度を占めている。新型コロナウイルスの影響により、従来の建築基準法で定められた一人当たり毎時 20 m³の外気導入量から、ビル管理法の基準である一人当たり毎時 30 m³を満たすことが推奨されている³⁾。コロナ禍においては人流、つまり内部負荷処理熱量は例年より減少すると想定されたが、外気導入量の増大により空調消費エネルギーの増加が見込まれる。

2.2 実証運転の概要

2020年8月24日と25日に対象エリアにおいて、赤外線センサを用いて計測した滞在者数に応じて空調量を制御する実証実験を行った。実証運転では、OAダンパ開度、空調ファン周波数、還気(RA)設定温度の3要素を制御した。実証運転の制御内容をTable.2に示す。また、実証運転中の室内の空気質の状態を把握するため温度計を天井吸込口(高さ2.6m)に、CO₂濃度計を床面付近(高さ0.3m)に設置した。赤外線センサ、温度計、CO₂濃度計の測定点をFig.3に示す。

Table.2 Control point of air conditioning unit A05-AC

	Normal operation	Demonstrative operation
① OA damper opening	50%	5%～10%
② AC unit fan frequency	36Hz	30Hz
③ RA setup temperature	25℃	25℃～27℃

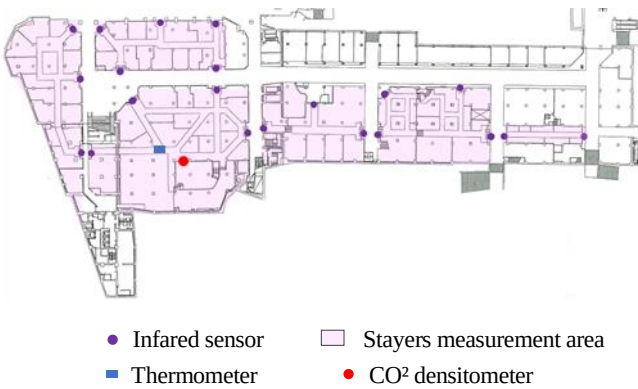


Fig.3 Measurement point

2.3 実証結果

実証日に計測された滞在者数を Fig.4 に示す。A05-AC の定格外気導入量は 21,300[m³/h] で、1 人当たり 30[m³/h] を確保する場合の滞在者数の設計値は 710[人] である。実際の滞在者数は最大でも設計値の半分以下の 280[人] 程度であり、過剰な外気導入が行われていることが確認された。なお、当該地下街では機器運用の制約条件として、外気導入量の下限値が 5,853[m³/s] に設定されている。

2020 年 8 月 13 日～8 月 31 日の通常日（定休日除く）平均と実証日の A05-AC の処理熱量を Fig.5 に示す。還気（RA）設定温度の適正化による内部負荷処理熱量の削減効果は約 21%，滞在者数に応じた外気導入量の削減による外気負荷処理熱量の削減効果は約 83% であり、処理熱量合計は約 55% 削減された。

実証日と通常日平均の対象エリアの室温、CO₂濃度を Fig.6、Fig.7 に示す。室温は実証時に設定温度の 26℃ 以下に保たれていた。通常日には 23℃ 程度まで低下しており、過冷却状態が確認された。

計測した滞在者数に応じて外気導入量を抑制（26,924[m³/h]→5,853[m³/s]）したが、CO₂濃度は建築基準法で定められている 1,000ppm を超えることなく、800ppm 以下であった。外気導入量を約 80% 削減したにも関わらず、CO₂濃度が 100ppm 程度しか上昇しないのは、対象エリアの排気過多による外気の流入が考えられる。

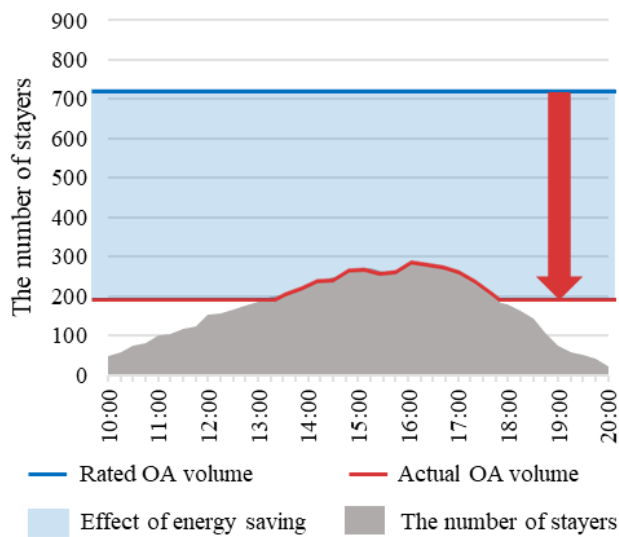


Fig.4 The number of stayers during demonstration

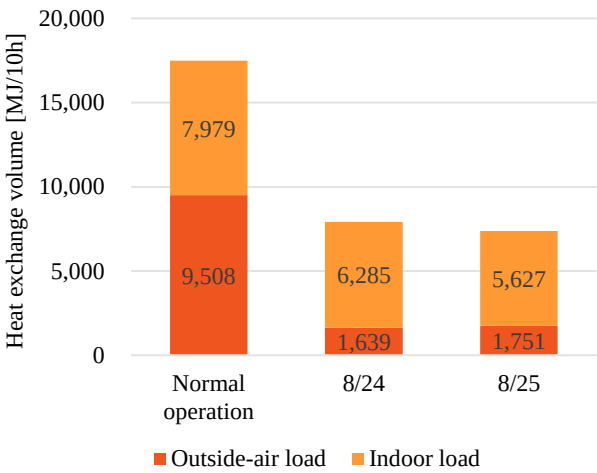


Fig.5 Heat exchange volume by air conditioning unit A05-AC

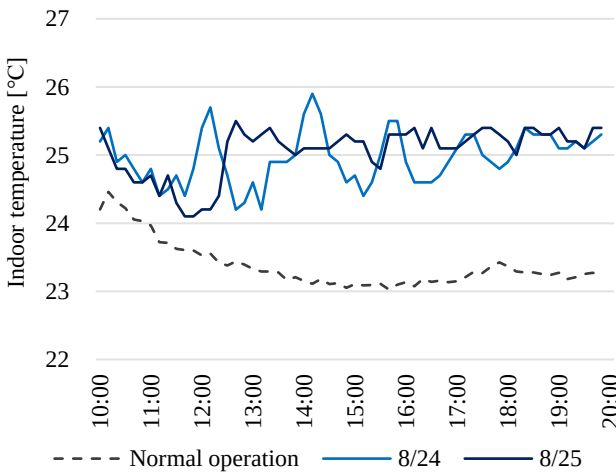


Fig.6 Indoor temperature in Home&Life

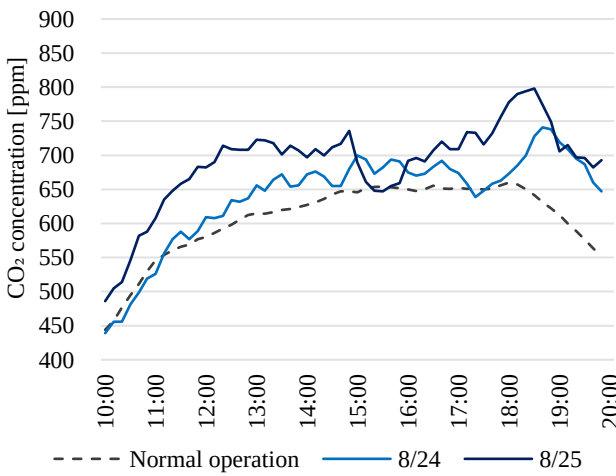


Fig.7 CO₂ concentration in Home&Life

3. 他店舗エリアの導入効果

3.1 概要

A05-AC 空調機で実施した外気負荷処理熱量の削減を他の空調機でも実施した場合の削減効果を、機器運用の制約を考慮しない削減ポテンシャルとして評価した。推計した空調機は A04-AC, A21-AC, B06-AC である。推計対象エリアの面積を Table.3 に示す。厨房排気のために外気導入量の抑制が出来ないグルメスクエアの空調機（B05-AC）は対象外とした。対象期間は実証運転を行った 2020 年 8 月 24 日 10:00～20:00 である。各空調範囲の滞在者数を Fig.8 に示す。

Table.3 Air conditioning area

	A04-AC	A21-AC	B06-AC
Store [m2]	1,140	1,617	1,561
Passage [m2]		433	459
Air conditioning area [m2]	1,140	2,050	2,020

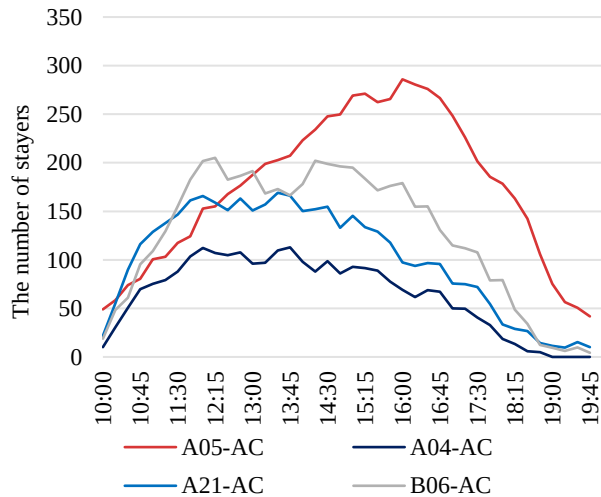


Fig.8 The number of stayers in each air conditioning area

3.2 推計結果

滞在者数に応じた外気導入量制御による各空調機の外気負荷処理熱量の削減量を Fig.9 に示す。各空調機（A04-AC, A21-AC, B06-AC）の空調範囲で温湿度が測定されていないため、温度には各空調機の RA 設定温度、湿度には空調機 A05-AC の空調範囲での測定結果の平均値を用いた。

A05-AC 空調機の外気負荷処理熱量の削減量が約 75%であったのに対し、A04-AC では 86%, A21-AC では 71%, B06-AC では 76%の削減結果になった。

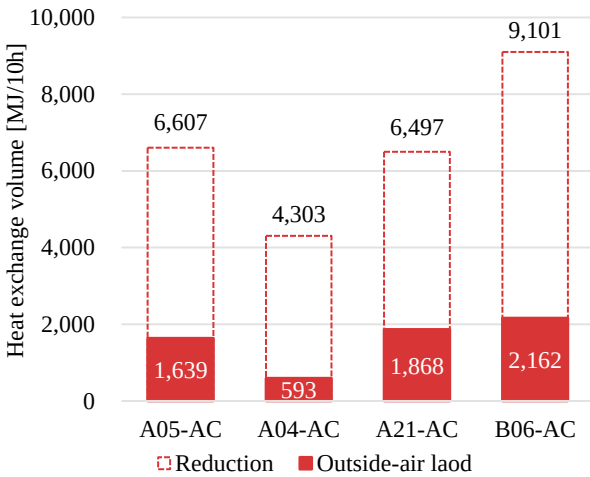


Fig.9 Reduction of outside-air load

4. 結論

神戸市三宮地下街にて滞在者数に応じて空調量を制御する実証実験を行い、55%の処理熱量の削減効果が得られた。実証中の店舗内温度は設定温度以下に保たれ、CO₂濃度も 800ppm 以下で、空気質は維持された。滞在者数に応じた外気導入量制御を他店舗エリアに導入した場合の処理熱量の削減ポテンシャルを推計したところ、全てのエリアで 70%以上の削減効果となった。

謝辞

本研究は、2017 から 2020 年度の「環境省 CO₂排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業」として「人流・気流センサを用いた屋外への開放部を持つ空間の空調制御手法の開発・実証」の一環として実施した。協力頂いた関係者の皆様に謝意を表します。

参考文献

- 1) 水越厚史, 野口美由貴, 山本総一郎, 川上梨沙, 大塚俊裕, 山ロー, 柳沢幸雄, 省エネルギーとシックビル対策を配慮した室内 CO₂ 及び TVOC 濃度を指標とする空調制御の検討, 室内環境, 18 巻 1 号 pp. 3-14 (2015)
- 2) 進藤宏行, 鶴見隆太, 鈴木義康, 早川慶朗, 長廣剛, 磯崎日出雄, 竹林英樹, 屋外への開放部を持つ空間における人流・気流センサを用いた空調制御手法の開発・実証 (第 1 報) 開発・実証システムの概要と実証 1 年目の結果, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 173-176 (2019)
- 3) 厚生労働省, 「換気の悪い密閉空間」を改善するための換気の方法 (2020. 3)
(<https://www.mhlw.go.jp/content/10900000/000618900.pdf>)

地下街の空調エネルギー削減に向けた実証実験結果の分析に関する研究
—その2 店舗部分における店員、客、通行者の温熱感・快適感の申告調査
および設定温度緩和可能性に関する研究—

Study on Analysis of Demonstration Experiments to Reduce Air Conditioning Energy
Consumption in Underground Malls
-Part2 Declaration Survey on Thermal and Comfort Sensation of Clerk, Customer and
Passerby in Store and Study on Possibility of Relaxation of Set Temperature-

○上 田 沙 弥 香（神戸大学） 竹 林 英 樹（神戸大学） 吉 田 尚 人（神戸大学）
Sayaka UEDA*1 Hideki TAKEBAYASHI*1 Naoto YOSHIDA*1
*1 Kobe University

It is required for the efficient heating and cooling method for the space that has both aisle and store functions. This paper investigates thermal sensation of users in the store that also serves as an aisle. The declaration survey for clerk, customer and passerby were conducted at underground store in Kobe city, in summer, 2020. As a result, there was a difference in the sensation between the clerk and the customer. There is a possibility that the set temperature of heating and cooling can be relaxed by responding individually to the clerk.

1. はじめに

地下街や駅の通路、空港等の通路部分と店舗部分を兼ねた空間においては、屋外へ開口部を持つため外気流入による冷暖房負荷が大きくなる。また、利用者の属性も様々であり、効率的な冷暖房の検討が必要である。

饗場ら¹⁾は、夏期の駅舎半開放通過空間において温熱環境実測と心理申告調査を行い、歩行者と滞在者を比較して温熱環境と快適感・寒暑感・許容性の関係性を分析した。その結果、歩行者は滞在者よりも幅広いSET*においてその温熱環境を受け入れることが出来る傾向を確認した。対象地下街における先行研究²⁾では、中間期の2018年9月、外気温が30℃を超える2019年7月、8月に地下街通路中央部と通路開口部近傍の2か所において通行人想定被験者実験を行った。地下街通路部分においては、通行人の温冷感や快適感にはその場の環境だけではなく経路の違いが影響することを確認した。しかし、店舗部分においては、通行人に加え、長時間滞在する店員や客も対象となるため、設定温度の制御が難しく、過度の空調が行われている可能性も高い。本研究では、地下街の店舗部分において実際の店員、客、通行人を想定した被験者実験を行い、気温と温熱感・快適感の心理量との関係を分析した。そして、店舗部分での設定温度緩和の可能性について考察した。

Table.1 Store clerk attributes

Store type (number)	Clothes	Metabolism
Restaurant (2)	Large	Large
Clothing store (6)	Medium	Medium
Cosmetics store (1)	Medium	Medium
Grocery store (3)	Large	Medium

Table.2 Subject attributes

12people	Age	Height (cm)	Weight (kg)
2man,10woman	22-24	153-168	46-63
average	22.2	163.5	55.4

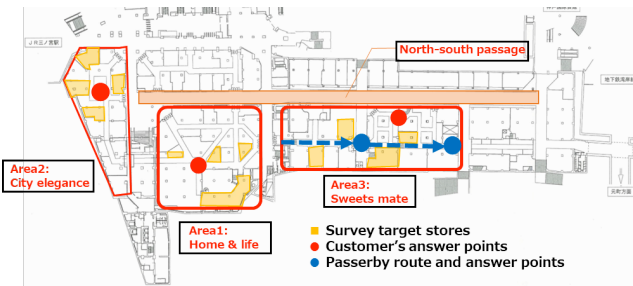


Fig.1 Target areas and answer points and route

2. 申告調査の概要

申告調査は神戸市の三ノ宮地下街で行った。実施日は2020年8月12日(水)、8月31日(月)の計2日間である。8月12日と8月31日の1日の平均外気温はそれぞれ30.2℃、30.7℃であった。地下街店舗部分の3つのエリア(エリア1:ホーム&ライフ、エリア2:シティエレガンス、エリア3:スイーツメイト)において実施した。

被験者は、①店員、②客想定、③通行人想定(3属性)である。各エリア4店舗、4人ずつの店員を対象とした。客想定、通行人想定(3属性)の被験者は両日合わせて12名であり、各エリアで4人ずつの申告が得られた。店員以外の被験者はclo値0.5を想定した着衣条件に統一した。表1に対象店舗の業種と推定の着衣量、運動量を、表2に被験者属性を示す。①店員は長時間滞在する店舗において申告する。一日を通して同じ店員が申告した。②客想定(3属性)の被験者は、南北通路部分で5分間待機した後に、店舗エリアに移動し、店舗エリアで5分間歩き回った後、アンケート申告地点で申告した。店員と客想定(3属性)の申告は同時刻に行った。店員、客想定(3属性)の申告は3つのエリアで、11:15～17:45まで合計3セット(ホーム&ライフエリアのみ4セット)を行った。1セットの所要時間は約10分である。③通行人想定は南北通路部分で5分間待機した後に、店舗エリアに移動し、店舗内通路をゆっくり歩いて通り抜けるルートを設定した。店舗内通路中間地点と出口付近で申告した。通行目的で店舗内を通過する利用者が多いスイーツメイトエリアでのみで実施し、11:15～17:45まで合計3セット行った。1セットの所要時間は約4分である。図1に申告調査対象店舗と、被験者申告地点、ルートを示す。

アンケート回答地点の気温、湿度を温湿度計(エスペック Thermo Recorder RS-14)により測定した。

申告項目は温熱感、快適感、許容性で、温熱感、快適感、許容性は-3～+3の7段階、許容性は許容できる、できないの2段階で申告した。

3. 申告調査の結果と考察

3.1 店員と客想定(3属性)の申告結果

各エリアでの気温と店員、客想定(3属性)の温熱感の申告結果の関係を図2～図4に示す。8月12日と8月31日の結果を合わせたものであり、これ以降の図も同様である。店員の回答をオレンジ色、客想定(3属性)の回答を青色で示す。横軸は、アンケート申告地点での気温であり、円の大きさは人数を表している。

客想定(3属性)の申告は、温熱感で“やや暑い”、“どちらでもない”、“やや寒い”のいずれかであった。各エリアで客の申告に大きな差はなかった。現在の設定温度では温熱感に問題はなく、25.5℃程度まで設定温度の緩和が可能であると考えられる。

店員の申告は、エリア1:ホーム&ライフと、エリア2:スイーツメイトにおいて“とても暑い”、“暑い”の申告が一部あった。横軸の温度の値に関わらずとても暑い側の申告が一定数あり、温度は店員の申告にあまり影響を与えていないと考えられる。

3.2 業態の違いと温熱感の申告の関係

業態ごとの温熱感の申告の割合を図5に示す。“とても暑い”、“暑い”、“やや暑い”を暑い側の申告とする。着衣量、運動量ともに多い飲食店では、暑い側の申告が全体の86%になった。着衣量、運動量ともに中程度の衣料品店では、暑い側の申告は22%のみであった。暑い側

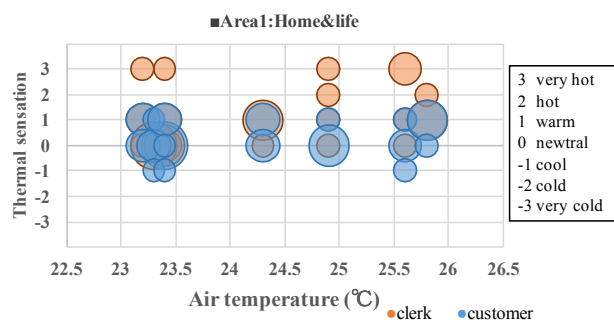


Fig.2 Relationship between air temperature and thermal sensation
(Area:1)

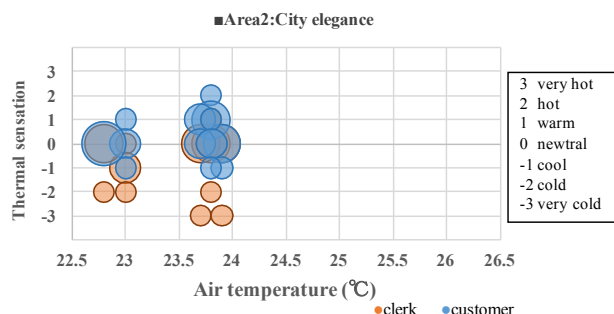


Fig.3 Relationship between air temperature and thermal sensation
(Area:2)

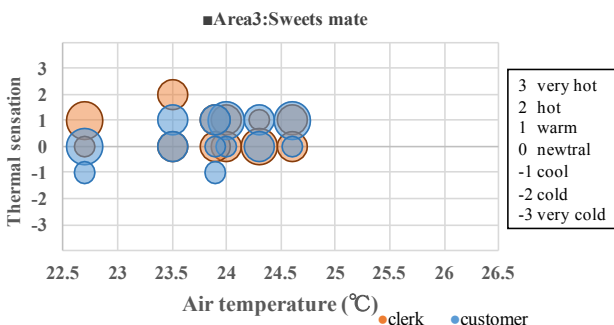


Fig.4 Relationship between air temperature and thermal sensation
(Area:3)

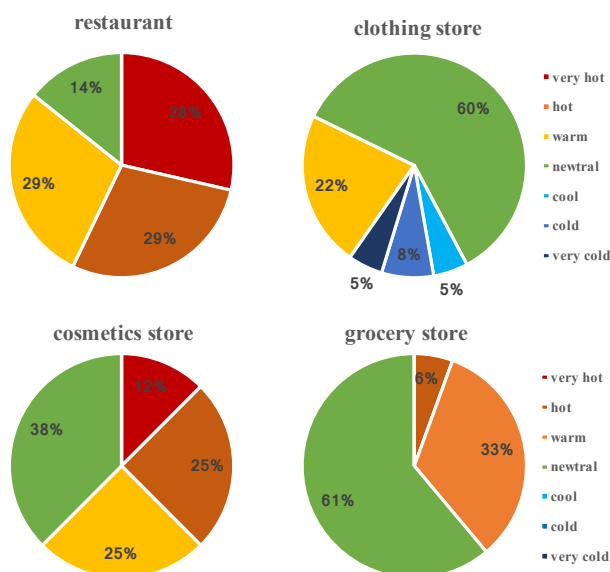


Fig.5 Percentage of thermal sensation for each store type

の申告があった店舗の気温は他の店舗より高くなく、店員の温熱感の申告は着衣量や運動量などの業態の違いが大きく影響を与えていると考えられる。飲食店などの店舗に関しては個別空調等で対応することが考えられる。

3.3 通行人想定申告結果

気温と通行人想定申告結果の関係を図6に示す。通行人の申告結果は横軸の温度に関わらず、“やや暑い”、“どちらでもない”、“やや寒い”のいずれかであった。26℃程度まで温熱感に問題がないと考えられる。

3.4 温熱感と快適感の関係

各エリアごとの温熱感と快適感の関係を図7～図9に示す。縦軸に快適感、横軸に温熱感を表している。温熱感で“とても暑い”、“暑い”の申告をした人が快適感で“とても不快”、“不快”の申告をしていた。温熱感で“とても暑い”、“暑い”と感じていなければ快適感に問題はないと考えられる。

4. 店舗部分における設定温度緩和の可能性

今回得られた申告結果と、夏期における店舗での温度との関係性を考察する。2020年8月12日～9月30日を対象とした、外気温とエリア1:ホーム&ライフの申告地点の温度の関係を図10に示す。

8月、9月における店舗内温度は外気温に関わらず22～26℃の間におさまっている。今回の申告時の条件は外気温が30～31℃、店舗内温度が22.5～26℃であり、夏期における典型的な条件での申告結果である。現在の設定温度で客や通行人は温熱感に問題はなく、対象地下街の店舗部分においては設定温度緩和の可能性があると考えられる。

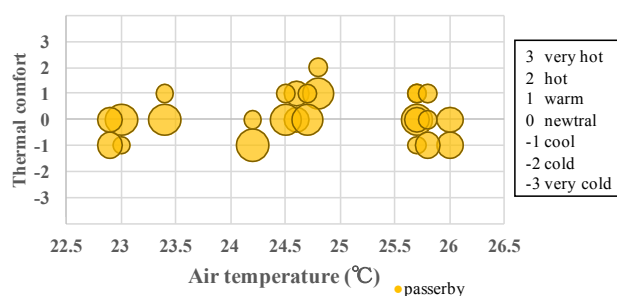


Fig.6 Relationship between air temperature and thermal sensation

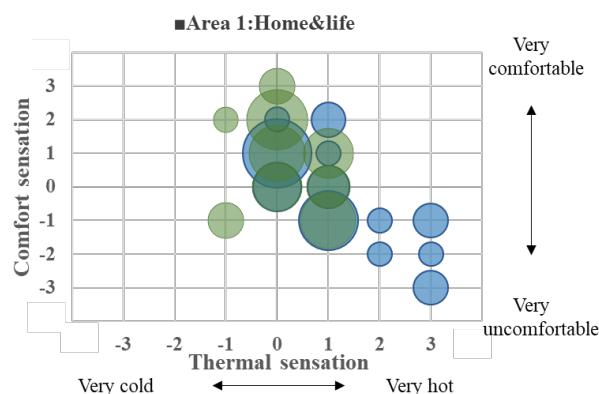


Fig.7 Relationship between thermal sensation and comfort (Area:1)

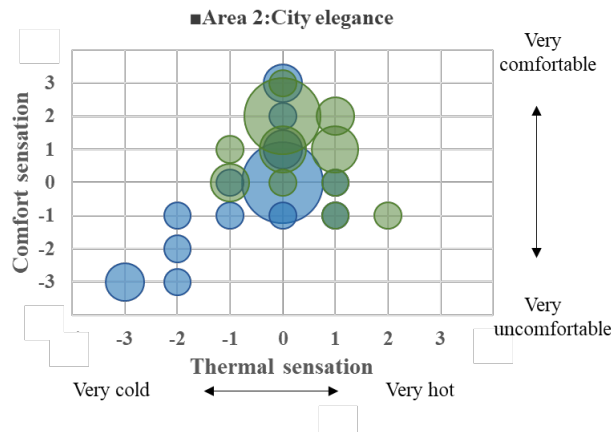


Fig.8 Relationship between thermal sensation and comfort (Area:2)

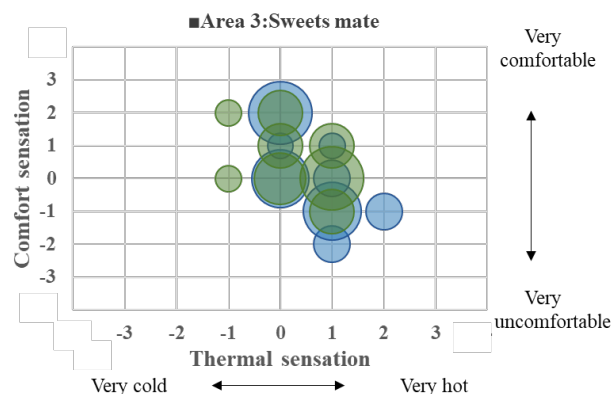


Fig.9 Relationship between thermal sensation and comfort (Area:3)

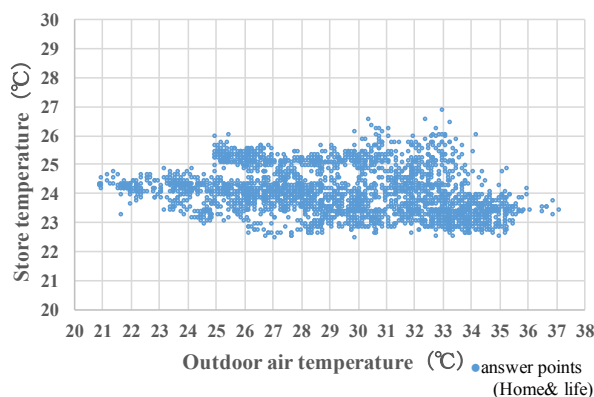


Fig.10 Relationship between outdoor air temperature and store air temperature

5. まとめ

本研究では、神戸市三ノ宮地下街の店舗部分で被験者実験を行い店員・客・通行人の属性に注目して、気温と温熱感の関係を分析し、以下の考察を行った。

- 1) 店員の申告では“とても暑い”，“暑い”の申告が気温に関わらずあった。店員の温熱感には気温ではなく、業態の違い（着衣量・運動量）が影響を与えていると考えられる。着衣量・運動量ともに多い喫茶店などの店員に対しては、個別空調などで適切に対応することが考えられる。
- 2) 客想定申告では，“やや暑い”，“どちらでもない”，“やや寒い”のいずれかであった。25.5℃程度までであれば設定温度緩和の可能性はある。
- 3) 通行人想定申告では，“やや暑い”，“どちらでもない”，“やや寒い”のいずれかであった。26℃程度までであれば設定温度緩和の可能性はある。
- 4) 温熱感で“とても暑い”，“暑い”と感じていなければ快適感に問題はないと考察された。

以上より、通路としての機能を持つ店舗においては、客や通行人の温熱感は同様に評価でき、店員に対しては個別空調で対応することで、設定温度の緩和の可能性があると考察された。

謝辞 本研究は、2017 から 2020 年度の「環境省 CO2 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業」として「人流・気流センサを用いた屋外への開放部を持つ空間の空調制御手法の開発・実証」の一環として実施した。協力頂いた関係者の皆様に謝意を表します。

参考文献

- 1) 餐場千鶴，飯塚悟，熊野雅之，齋藤輝幸，玄英麗，夏季における駅舎半開放通過空間の温熱環境評価に関する研究，被験者実験に基づく歩行者・滞在者の心理評価，空気調和・衛生工学会大会学術講演論 pp.145-148(2016)

- 2) 上田沙弥香，竹林英樹：経路に注目した屋外への開放部を持つ地下街における温冷感の申告調査，日本建築学会大会学術講演梗概集 2373-2374(2020)

業務施設時刻別電力需要データを利用した電力需要成分分解とエネルギー管理への応用

Disaggregation of time series electricity demand for commercial buildings and application of energy management.

○榎原 史哉 (大阪大学)

山口 容平 (大阪大学)

岩井 良真 (関西電力)

上林 由果 (関西電力)

下田 吉之 (大阪大学)

Fumiya ENOKIHARA*1 Yohei YAMAGUCHI*1 Yoshimasa IWAI*2 Yuka KAMBAYASHI*2 Yoshiyuki SHIMODA*1

*1 Osaka University *2 The Kansai Electric Power Co., Inc.

This study developed an energy saving tool for various commercial buildings. The tool is consisted of the disaggregation model and the anomaly detection model. In the disaggregation model, 4 ingredients are estimated from time series electricity demand and time series temperature data. In the anomaly detection model, by analyzing the difference between actual electricity demand and the sum of 4 ingredients from the disaggregation model, we detected the time when consumers used too much electricity. In this detected time, unnecessary electricity demand may arise, so detecting this time helps saving energy and reduction of CO2 emission of the commercial department.

はじめに

近年業務施設ではスマートメータやBEMSで計測された時系列電力需要データが利用可能となり、エネルギー管理への活用が期待されている。木村ら¹⁾による調査では、時系列電力需要データを用いた省エネルギー関連サービスは大きく、需要予測、フォルト検知、ディスアグリゲーション、ベンチマーキング、クラスタリングに分類されている。それらにより省エネルギーやエネルギーコストの削減を実現することが可能と考えられるが、その実施には専門知識が必要となることが多く、時系列の電力需要データは十分に活用されていない。また、大島ら²⁾によるディスアグリゲーション、フォルト検知の事例では対象がオフィスのような電力消費特性をもつ建物に限定されているなど、既存の手法では対象が限定的であることが多く、多種多様な業務施設に対して汎用的に活用しうる手法は確立されていない。そこで本研究では、業務施設で計測された時系列電力需要データに基づき、汎用的に適用可能なエネルギー管理ツールの開発を目的とする。

以下では1章に本論文で利用したデータを示し、2章に開発ツールの概要、3章に適用例を示す。4章に本論文で得られた知見をまとめる。

1. 分析対象データの概要

開発ツールでは30分間隔の電力需要と、気象庁が公開している1時間間隔の外気温データ³⁾を用いる。本論文では大阪府豊中市の全電化オフィスにおいて2016年1月

1日から2016年12月31日の期間に計測された施設総電力需要及びその用途別内訳データを用いる。用途別内訳は電灯・コンセント、通信機器系、通信系空調、空調設備、熱源設備、給湯、厨房、その他の8用途であり、開発ツールの評価に用いる。なお、以下の分析では対象施設の電力需要を年間のピーク値で除すことで、電力需要を0から1に基準化して示す。

2. 開発ツールの概要

開発ツールはスマートメータやBEMSで計測された時系列電力需要データの成分分解、過大電力検知の二つの機能を持つ。成分分解により電力需要の量的特性、時刻・週・期間に関する時間特性を定量的に把握する。過大電力検知では、電力需要が通常よりも大きくなった場合それを検知する。これらを組み合わせることによって、短期的な視点から施設運用の変更に起因する過大な電力需要の是正と、長期的な視点からエネルギー性能の良し悪しの評価や性能低下等に伴う電力需要増加傾向の有無の評価などを可能とし、エネルギー管理を効果的に実施するための材料を提供する。

2.1 電力需要の成分分解

電力需要は個々の機器の消費電力の合計値であり、それぞれの機器は、施設の用途や営業形態に応じた特有の稼働スケジュールと電力消費特性を持つ。本研究は、稼働スケジュールと電力消費の季節依存性から電力消費機器を次の4つの区分に分類した。まず稼働スケジュールについて、常時稼働する常時稼働機器と、施設の稼働スケジ

ジュールに基づいて稼働するスケジュール稼働機器の 2 つに分類した。常時稼働機器はトイレの換気扇など常時稼働する機器や、サーバなどの常時サービスへの要求に対して応答することが求められる機器を含む。スケジュール稼働機器は廊下の照明、換気などの固定されたスケジュールの機器・設備や、個人使用の PC などの人の利用で稼働が決まる機器を含む。本来個人使用機器はある程度確率的な挙動を示すと考えられるが、本ツールが施設全体の挙動を対象として扱うことから、個人使用機器の電力消費の合計値は平準化され、スケジュール稼働として模擬することが可能であると考えた。次に季節依存性については、稼働時消費電力の季節変動の有無により稼働時消費電力の特性を区分し、非季節依存機器、季節依存機器とした。成分分解では、この 4 つの区分に基づき、表 1 に示す 5 成分に電力需要を分解する。

表 1 成分分解による 5 成分

成分名	定義
ベース固定成分 X_{BF}	常時稼働機器による電力需要のうち、季節変動のない成分
ベース季節変動成分 X_{BS}	上記の需要のうち、季節変動を持つ成分
活動起因スケジュール稼働成分 X_{ASc}	スケジュール稼働機器による電力需要のうち、季節変動を含まない成分
活動起因季節変動成分 X_{ASs}	上記の需要のうち、季節変動を持つ成分
残渣成分 X_R	上記の 4 成分の総和と実測値の差

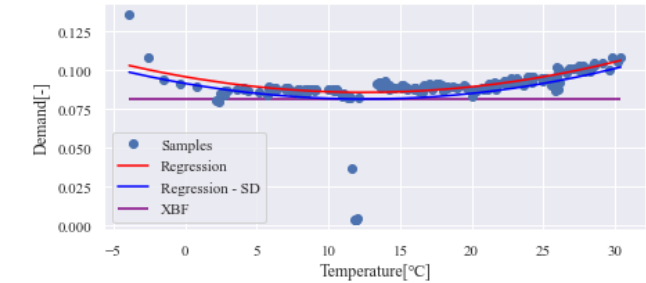


図 1 ベース成分の推計

2.1.1 ベース成分と活動起因成分の分離

成分分解ではまず、施設における人間活動に依存せずに発生する電力需要であるベース成分を推計し、ベース成分をベース固定成分 X_{BF} 、ベース季節変動成分 X_{BS} に分離する。ここで、0 時から 7 時に観測された外気温の最小値から最大値までを 30 等分し、これを外気温帯とする。各外気温帯において電力需要が小さいものから頻度 1% 分を Y_i [-] とする。本研究では Y_i が常時稼働機器のみにより構成されていると考える。常時稼働機器の電力消費における季節変動性を考慮するため、 Y_i について外気温度 T_i [°C] の二次回帰式 $Y_i = \beta_0 + \beta_1 T_i + \beta_2 T_i^2 + \varepsilon_i$ を作成する。 ε_i [-] はランダム項である。図 1 のプロットは対象施設の Y_i を表し、図中の赤線は回帰式を示す。次に、回帰式の標準偏差 SD (残渣 ε_i の標準偏差) を算出し、 $Y' = \beta_0 -$

$SD + \beta_1 T + \beta_2 T^2$ により施設のベース成分を模擬する (図中の青線)。 Y' の最小値を X_{BF} 、 Y' から X_{BF} を引いた電力需要を X_{BS} とする。また、時刻別の総電力需要から X_{BF} と X_{BS} を差し引いた結果を活動起因成分として定量化する。

2.1.2 活動起因成分の分離

活動起因成分は、施設における人間活動によって生じる電力需要であり、季節、曜日、時刻によって変化する。その影響を次に説明する方法で別々に考慮する。

季節については、ひと月を前後半の 2 つの期間に分割し、24 の期間を複数の季節に分割する。まず、各期間における平均電力需要を昇順にソートし、そのうち、電力需要が小さい 4 期間を最小需要期間とする。次に、最小需要期間において観測された電力需要の出現頻度分布と、各期間の出現頻度分布の統計的な差異を評価し、有意差が認められなかった期間を最小需要期間に統合する。分布間の差異の評価では、平均電力需要が小さい期間から順に χ^2 検定を実施し、有意差が認められた場合は検定処理を終了し、そこまでに求めた最小需要期間を最小需要期間として確定する。また、 χ^2 検定では、全期間の電力需要の出現頻度から全階級が等頻度を持つように電力需要について 15 の階級を定め、階級別の出現頻度の統計的有意差を評価する。最後に、最小需要期間を 1 つの季節とし、最小需要期間によって区切られたひとまとまりの期間をそれぞれ活動起因成分の季節依存特性が異なる期間 (季節と呼ぶ) として分離する。ただし、分離された季節が 1 つの期間のみで構成される場合、例外処理として当該期間を最小需要期間に組み込む。また、最小需要期間における時刻別の平均外気温を取得し、それを基準外気温度とし、のちのプロセスで用いる。

上述の処理を分析対象施設に適用して得られた期間別の平均電力需要と、季節判定結果を期間に色を付けて図 2 に示す。横軸に示す 2016 年 1 月から 2016 年 12 月までの計 24 期間では、黄色で示す中間期に電力需要が小さくなり、最小需要期間として選択された。また、最小需要期間および分析の開始日、終了日によって区切られたオレンジ、青、緑の 3 つの期間がそれぞれ一つの季節として判定された。

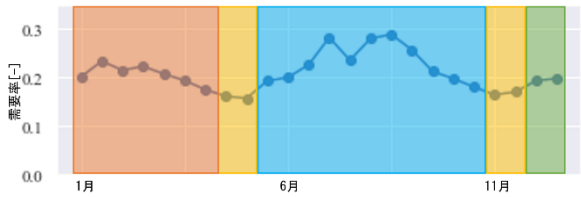


図 2 期間別平均電力需要と季節判定

次に、曜日と時刻の組み合わせを考慮し、活動起因成分を、季節変動性を持つ活動起因季節変動成分 X_{ASs} と持た

ない活動起因スケジュール稼働成分 X_{4Se} に分離する。まず、判定した季節別、時刻別に、活動起因成分を対象として外気温の二次回帰式を作成する。この結果、各季節に 48 の回帰式が作成される。回帰式では各曜日のダミー変数と外気温及び外気温の二乗値、それらの交互作用項を説明変数とする。次に、上記のプロセスで定量化した基準外気温を用いる。基準外気温を得られた回帰式に代入すると、その時刻・曜日の組み合わせに対応する最小の電力需要を得ることができる。そのため、基準外気温を回帰式に代入し、回帰結果との差を暫定的に X_{4Se} とする。活動起因成分から X_{4Se} を差し引いた結果は季節変動を除かれた活動起因の需要と考えられることから、これを曜日別時刻別に平均し、 X_{4Se} として定量化する。さらに、活動起因成分から X_{4Se} を差し引いて、得られた結果を対象に、上述と同様に季節別時刻別回帰式を作成し、 X_{4Se} として定量化する。最後に、ここまでで得られた 4 成分の総和と時刻別電力需要の実測値との差分を残渣成分 X_R として定量化する。

上記の処理では祝日について例外処理を行っている。祝日においては、多くの商業施設のように当該曜日と同様に稼働する施設と、多くの事務所ビルのように日曜日と同様に稼働する施設がある。上記のプロセスで曜日用いるため、各祝日における電力需要が当該曜日と日曜日のいずれに近い挙動をとるか判定する。ここでは、各祝日前後 10 日ずつの日曜日の時刻別平均電力需要、前後 10 日ずつの同曜日の時刻別平均電力需要を算出し、当該祝日の電力需要との平均二乗誤差が小さい曜日（日曜あるいは当該曜日）を選択する。

2.2 過大電力需要検知

2.1 節に示した電力需要の成分分解により、業務施設の電力需要は表 1 に示した 5 成分に分解される。 X_R を除いた 4 成分は、季節、曜日、時刻、気温に応じて生じる標準的な電力需要を表し、 X_R は実測値と標準的な電力需要の差分を示す。そのため、 X_R が大きな数値を示した場合、通常とは異なる挙動が生じたと考えることができる。過大電力需要検知では残渣成分 X_R に基づいて異常を検知する。

まず、残渣成分 X_R の自己回帰モデルを作成する。自己回帰の次数は過去 24 時間分の 48 とする。次に、 X_R と自己回帰モデルによる予測値の差分を自己回帰残渣とし、正であらかじめ定めた閾値より大きい自己回帰残渣が観測されたとき、異常が発生したと判定する。閾値は自己回帰残渣の頻度分布に基づいて決定し、閾値によって異常の出現頻度を調整することが可能である。0.2%（年間では約 35 回）を出現頻度として定めた閾値を用いた場合、対象施設では 2016 年 1 月 25 日に異常が検知された。図 3 に 1 月 25 日を含む 1 週間の X_R と自己回帰モデルによ

る予測値の挙動を示す。図からわかるように X_R は自己相関性を持つ挙動を示した。図中のプロットは異常が判定されたタイムステップを表しており、そのタイムステップでは大きな自己回帰残渣が観測されている。

X_R を使用した異常判定では、時間の経過とともに X_R が徐々に増加するような挙動をとった場合、自己回帰残渣は自己回帰の特性から大きく変化せず、異常が検知されない。そこで、 X_R の日平均値について閾値を設定し、閾値を超えた日を異常日と判定する。異常検知に用いる閾値は前述のとおり出現頻度を考慮して調整する。



図 3 残渣成分と自己回帰モデルによる予測

3. 結果

3.1 成分分解結果の評価

1 節に説明したように、対象オフィスビルでは用途別の電力需要が利用可能である。このデータを用いて、成分分解の精度を確認した。ここでは、総電力需要を成分分解した結果と、各用途について、それぞれ成分分解した結果の成分別合計値を比較する。両者の差異が小さければ総電力需要の成分分解結果により各用途の季節、時刻、曜日に関する時間的挙動、季節依存性を把握可能であることを意味する。

図 4 から図 7 に面グラフとして用途別の成分分解結果を積み上げグラフとして示す。折れ線グラフは総電力需要を成分分解した結果を示す。図 4 は X_{BF} を示す。総電力需要の X_{BF} は各用途の X_{BF} の合計よりも 0.01[-]程度大きい。 X_{BF} は季節依存性がなく、施設の稼働状況に依存しない電力需要であるが、各用途でスケジュール稼働している複数の需要が組み合わされた場合、合計の最小値が X_{BF} に組み込まれる。過大推計はこの重ね合わせ効果に起因するものである。図 5 はベース成分の季節変動性を示す X_{BS} について、左から、暖房期、中間期、冷房期の順に一日の挙動を示す。内訳をみると、電灯・コンセントの用途が大きく、通信系空調、給湯などの季節変動性を持つ用途が含まれている。図 6 は、季節変動性を持たない活動起因スケジュール稼働成分 X_{4Se} について月曜日から日曜日までの一週間の挙動を示す。内訳をみると、始業時から、電灯・コンセント、空調の用途の電力需要が大きな割合を占め、全体の挙動と一致している。図 7 は季節変動性を持つ活動起因季節変動成分 X_{4Se} について左から暖房期、中間期、冷房期の順に、各期間の平日と土曜日の一日にお

ける挙動を示す。 X_{4Sc} が大きくなるのは暖房期及び冷房期の平日であり、ともに熱源設備の電力需要が大半を占めている。暖房期には給湯の需要も大きい。

このように、施設の総電力需要の成分分解の結果と用途別の成分分解結果の積算値はおおむね一致しており、各成分は用途別の電力需要特性をよく反映している。この結果より、施設の総電力需要の成分分解結果は、2節冒頭に述べた4つの区分別のエネルギー消費機器・設備により形成される電力需要の特性をある程度反映していると考えられる。この結果は、成分分解結果に基づいて、エネルギー管理として有効な手段を特定することが可能であることを示唆する。例えば、図4に示す X_{BF} では電灯・コンセントが占める割合が高く、常時稼働している機器の電力需要を削減することが電力需要削減に効果的であると考えられる。このように内訳が利用可能ではないとしても、 X_{BF} を形成している機器設備に関するエネルギー管理が有効であることを判定することができる。

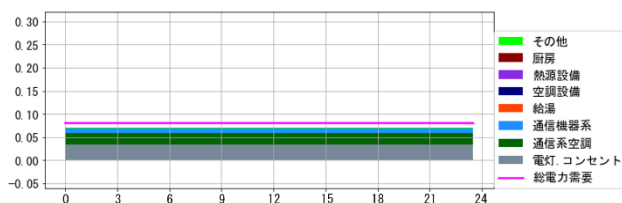


図4 ベース固定成分 X_{BF} の精度検証

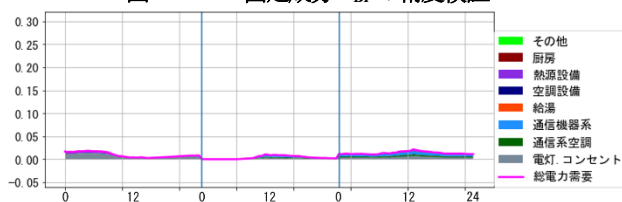


図5 ベース季節変動成分 X_{BS} の精度検証

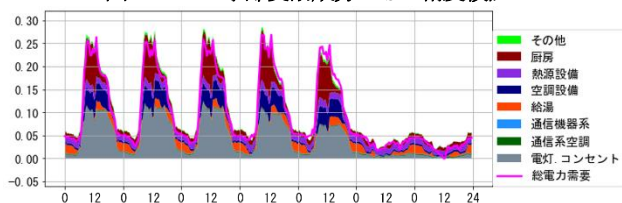


図6 活動起因スケジュール稼働成分 X_{4Sc} の精度検証

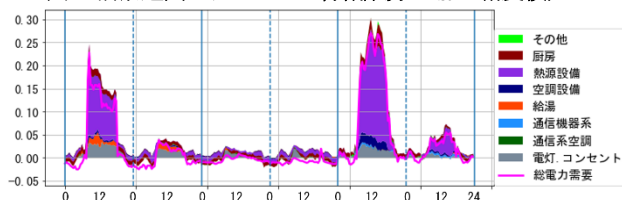


図7 活動起因季節変動成分 X_{4Sc} の精度検証

3.2 異常検知の評価

図8に、分析対象とした全電化オフィス施設について、異常判定された2016年8月5日の成分分解結果を示す。 X_R の挙動を見ると、正午付近の総電力需要がピークを迎える時刻に大きく、これが異常として判定された。図9に同日における最終用途別の電力需要用途別内訳を示す。

用途別の内訳から、異常発生時刻における電力需要の増加は空調熱源設備に起因するものであることがわかっていいるが、成分分解から得られた X_R を分析することで、過剰な電力需要が発生した可能性のある挙動を特定可能であることが確認できた。

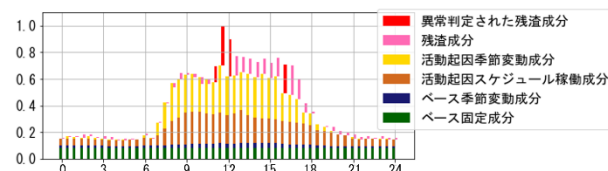


図8 異常判定された日の成分別積み上げグラフ

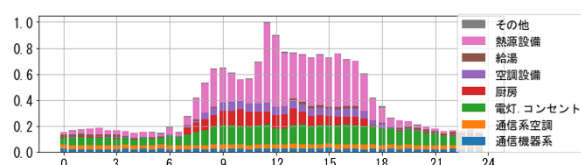


図9 最終用途別の積み上げグラフ

4. まとめ

本論文では、業務施設の時刻別電力需要を、その発生要因や稼働時の特性に基づいた5つの成分に分解するとともに、過剰な電力需要が発生したと考えられる日時を特定するツールを開発した。本ツールでは、入手が容易なデータのみを入力データとして利用し、様々な業務施設に共通する特性を考慮しているため、多様な業務施設に対して汎用的に適用可能である。本ツールを全電化オフィスに適用した結果、長期的な視点からエネルギー管理に有用な知見が得られること、空調熱源に起因する短期的な電力需要の増加を検知することが可能であることを確認した。このように、成分分解結果に基づく電力需要特性の明確化、過大電力の検知により、様々な需要家のエネルギー管理の余地を特定できると考えられる。さらなる研究として、過大な電力需要の発生を特定した日時に、どのような原因で過大電力需要が発生したかを特定することができれば、本研究で作成したツールと組み合わせ、自動的に省エネルギー提案を行うツールとすることができると考えられる。

参考文献

- 1) 木村宰, 小松秀徳: スマメデータ・EMS データの分析手法と省エネサービスへの活用: スマメデータ・EMS データ分析に基づく省エネサービスの海外動向: エネルギー・資源学会研究発表会講演論文集, 第37回 (2018), pp.88-93
- 2) 大島弘暉, 下田吉之, 山口弘雅, 岸本卓也, 山口麻有, 中村和弘: [時刻別総電力量を用いた建物エネルギー使用実態評価手法開発](#), 空気調和・衛生工学会論文集, 264号(2019-3), pp.13-21
- 3) 気象庁: 過去の気象データ検索: <https://www.data.jma.go.jp/obd/stats/etrn/select/prefecture00> (2021年2月18日)

V2H システムによる地域分散型エネルギーの検討 シミュレーションツールの開発と導入効果分析 The Feasibility of Regionally Distributed Energy by V2H-System Simulation Tool Development and Implementation Analysis

○盧 宏泰 (立命館大学) 近本智行 (立命館大学) 土井脩史 (京都橘大学)

Hong-Tai LU*1

Tomoyuki CHIKAMOTO*1

Shushi DOI*2

*1 Ritsumeikan University

*2 Kyoto Tachibana University

In this research, we setup a power system for a model house which can use EV's battery by connecting to Vehicle-to-Home system (V2H). By considering the daily-use of EV, we also connected a home-use Lithium-Ion Battery (LiB) as a second battery. In the first part, we simulated a daylike-load and test how long the system can continue without commercial power supply, In the second part, we feed the system continuous-vary load to build precise model and developed a simulation tool to predict the power supply. In the final part, we used the simulation tool to analyze the effect of implementing V2H.

はじめに

近年、環境問題に対する意識が高まり、特に地球温暖化の防止のため、日本では、太陽光発電などの再生可能エネルギーを導入し、温室効果ガスの排出削減とグリーンエネルギーの創出拡大を積極的に取り組んでいる。有効な手法の一つとして、電力需要の格差を縮小させ、瞬間需要を賄うための石炭起源発電を動かさないという方法がある。つまり、昼間のピーク電力消費を抑え、本来消費が少ない夜間にシフトする「ピークシフト」手法である。そのため、夜間に電力を蓄え、昼間に需要を賄え、充放電両方できる蓄電池（以下 LiB）が、近年注目されている。一方、近年「電気自動車（以下 EV）」は、CO₂ 排出量削減の方法として、急速に普及している。EV には航続距離を長くさせ、または素早く加速するため、大容量かつ性能が良い蓄電池が搭載されている。本研究は、EV を「移動式蓄電池」と考え、家で太陽光発電（以下 PV）の余剰電力、または夜間電力で充電させ、昼に職場の電力需要ピークを給電させることを図る。即ち、EV を家庭や都市の分散電源拠点として CO₂ 排出量削減と交通利便性を両立させながら、電力需給を調整しピークシフトを達成させる。ここで、本研究は V2H システム^{注1)} (Vehicle to Home System、以下 V2H) を用い、建物と繋ぎ電力需要を賄わせる。但し、EV が建物から離れた時を想定し、V2H と LiB を組み合わせる。

現状は、V2H と LiB、PV を連携させた場合における電力供給の挙動が十分に実証されていないため、本研究ではまず模擬した負荷をかけ、電力供給実態を実測する。その結果に基づき、エネルギー収支が予想できるシミュレーションツールを開発する。本研究では、各地域・生

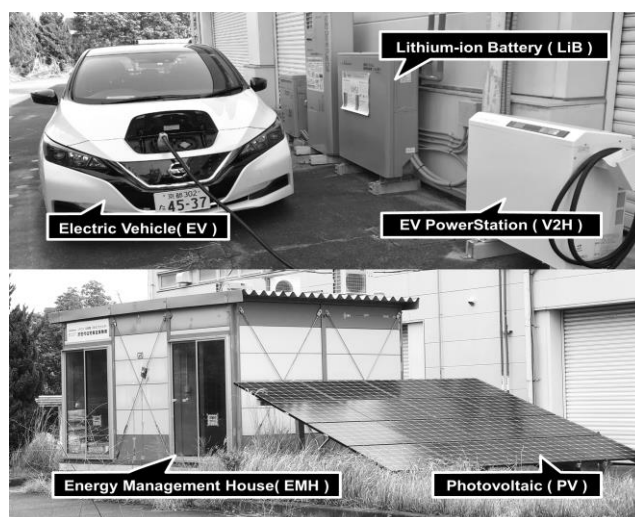


Fig.1 The equipment used in this research.

活条件による特徴的な消費量からそれぞれの収支パターンを作り出し、地域分散型エネルギーへの適用検討を最終目的としている。

1. 研究のプロセス

本研究は三段階に分けられて実施した。まず、第一段階は立命館大学 BKC キャンパス内にある実験住宅（以下 EMH）を用い、4 人家族の生活電力消費量を想定し実際に負荷をかけ、実大実測を行う。次に、第二段階は負荷量に対する各電源の出力・入力パターンを把握し、数理モデル化をさせシミュレーションツールを開発する。最後の第三段階はそのツールを用い、気象情報や電力料金単価など、様々なパラメータを入力し、仮想条件下の経済性とエネルギー収支を検討し導入効果を分析する。

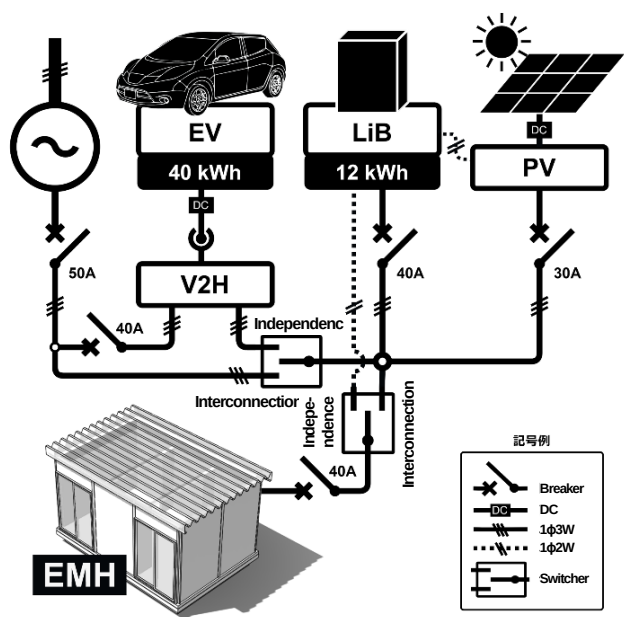


Fig.2 Wiring Diagram

2. 第一段階：実大実測

実測は、安定性評価実験を行った上で、2019 年 10・11 月に中間期実測と、2020 年 8 月に夏期実測を行った。機器構成は Fig.2 に示すように、商用電源（以下 Grid）と V2H、LiB、PV、計 4 つの電源から構成されている。かけた負荷は平日と休日の消費実態が異なると想定し、「平日」と「休日」を設け、具体的な消費量スケジュールは NHK 国民生活時間調査¹⁾と総務省統計局社会生活基本調査²⁾を参考に、夫婦子供 2 人、計 4 人の家族をモデルとして作成した。測定の詳細は Table.1 に示す。

Fig.3 と Fig.4 は夏期代表日の実測結果を示したものである。Fig.3 からわかるように、負荷は 3kW 以下の場合で主に LiB が出力し、それ以上の場合は V2H と LiB 同時に出力している。昼間に PV からの余剰電力ができた場合、まずは LiB が蓄える。LiB が満タンになってから V2H が充電し始める。また、自立時に夜間充電し始めた際に LiB

Table.1 Setting and Cases.

DAY		WEATHER	Equipment Composition	SYSTEM	LOAD	CASE No.	INTERVAL
Intermediate period	10/23		V2H LiB	Independence	Weekday	VL-SW	25hr
	11/03				Holiday	VL-SH	
	10/30			Interconnection	Weekday	VL-IW	
	11/01				Holiday	VL-IH	
	11/11		LiB (only)	Independence	Weekday	L-SW	
	11/09				Holiday	L-SH	
	11/06			Interconnection	Holiday	L-IH	
Summer period	8/09 - 11		V2H LiB	Independence	Weekday	SVL-SW1	Continue
	8/12 - 15					SVL-SW2	
	8/19 - 22					SVL-SW3	
	8/22 - 23			Interconnection	Holiday	SVL-IW	25hr
PV Connected in all cases		Measurement Item		PV Power Supply LiB Power Supply / Demand V2H Supply / Demand SOFC Supply Grid Supply / Reverse			
		Recording Interval		5 sec.			
		Accuracy		0.01 kW			
		Start SOC		LiB-SOC: 90% (100% in Independence case) V2H-SOC: 90%			

は充電できたが、その電力は V2H で賄えた。その結果、次の日に LiB の蓄電量が 8 割残っていたが、V2H の蓄電量が停止値まで落ち、出力が停止した。その後 LiB は V2H の出力停止を「停電」と判断し、一般出力も停止し、実測終了となった。1 回目の実験は、約 36 時間連続運転ができた。この経験を踏まえ、3 回目の実測 (SVL-SW3) に夜間充電時間を極めて短縮させ、平日負荷をかけ約 55 時間連続運転を実現した。

連系させた結果を Fig.4 に示す。Grid に接続しているため、LiB の夜間充電は Grid が賄った。LiB と V2H の夜間充電開始時間は少しズレたが、同時に充電した場合、瞬間負荷は 8 kW を超えた。一般住宅の主幹容量の 40A (200 V・8 kW) が大きいいため、V2H と LiB を同時に設置する場合、主幹容量を見直す必要があると考えられる。

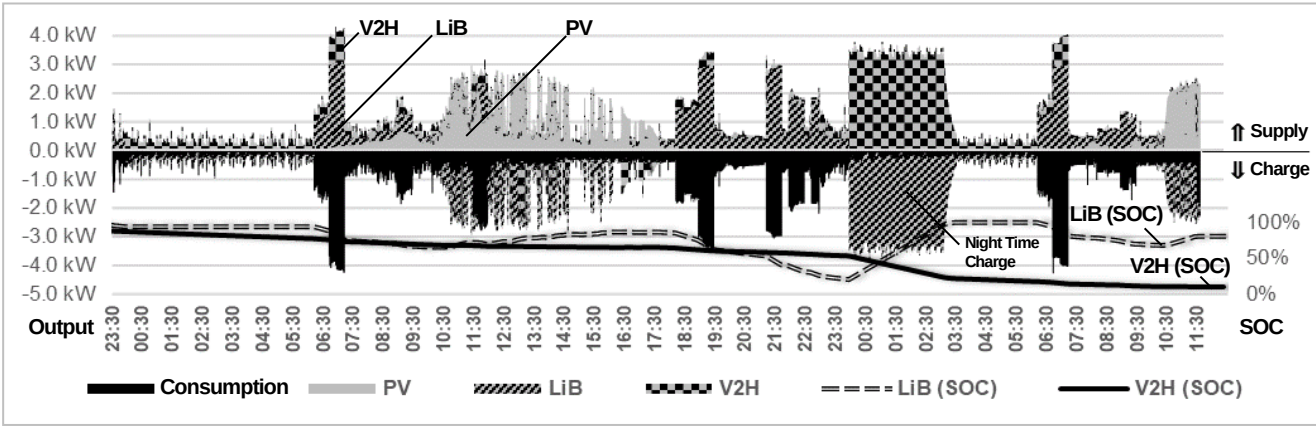


Fig.3 Summer Experiment Result (Independence-Continue Power Supply)

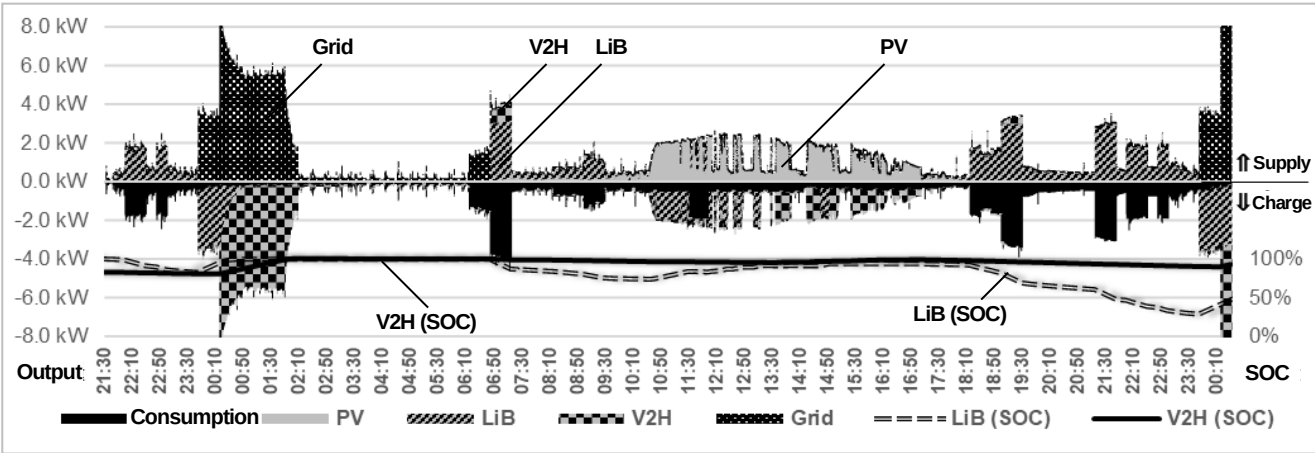


Fig.4 Summer Experiment Result (Independence-Continue Power Supply)

3. 第二段階：負荷に対する出力実験

中間期・夏期実測で、ばらつきのある生活模擬負荷を V2H システムに与えたが、負荷の大きさに対し、各機器出力のサンプル数は一定ではなかった。ある負荷に対する各機器の出力規則を明らかにするため、負荷を 0.02 kW から 6.00 kW まで計画的に 0.02 kW ずつ増やし、各機器の組み合わせにかけ実測を行った。その代表例の結果を Fig.5 に示す。

Fig.5-A からわかるように、負荷（電力消費）が徐々に増え、負荷の大きさに対する各電源の出力実態がわかった。Fig.5-B は、負荷量に対する各電源の出力量のプロット図である。Fig.5-B の結果を用い、電力消費に PV の発電量を除いた値を「実質需要」とし、次いで実質需要を説明変数、V2H・LiB・Grid の出力量を目的変数とし、回帰分析を行った。代表例の回帰分析結果を Table.2 に示す。また、その結果に基づき、出力モデルに整理し、シミュレーションツール「QPSS」を開発した。

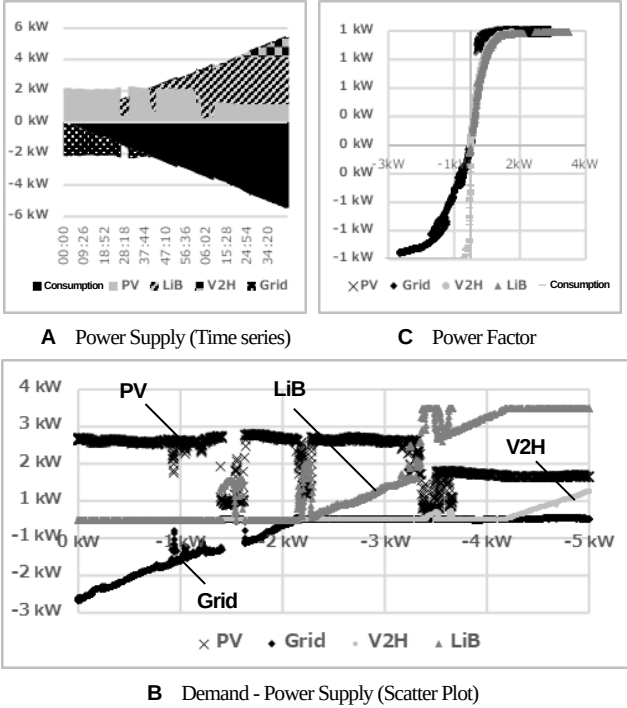


Fig.5 Supply Volume Experiment - Result (representative case)

Table.2 Power Supply Model (by Regression Analysis)

Equipment Composition			-3kW ≤ Demand < 0	Demand ≤ -3kW
PV V2H LiB Grid	V2H	Regression	$y = -0.0043x - 0.0027$	$y = -0.9612x - 2.9045$
		F test	1.01E-211	0
	LiB	Regression	$y = -1.0006x - 0.0338$	$y = -0.0069x + 2.9639$
		F test	0	1.74E-72
	Grid	Regression	$y = 0.0036x + 0.0088$	$y = -0.0461x - 0.0190$
		F test	2.57E-102	1.85E-82

4. 第三段階：シミュレーションによる導入効果分析

本シミュレーションツール（以下 QPSS）は、15 分毎の模擬負荷を出力モデルに代入し、時系列で各電源の電力収支を解析できるように開発した。負荷スケジュールは自由に設定できるが、模擬空調負荷は国立研究開発法人建築研究所の「平成 28 年省エネルギー基準に準拠したエネルギー消費性能の評価に関する技術情報」³⁾を参照し算出した。また、模擬 PV 発電量は NEDO の「日射量デ

ータベース閲覧システム」⁴⁾を参照し算出した。その上、「地点」、「給・充電順」、「電力契約」、「EV 巡航距離」なども設定可能な項目として設けた。

分析対象として、本研究では「4 人家族の家から中規模オフィスビルまで EV で通勤する」ことを想定した。夫婦と子供 2 人が住んでいる仮想住宅と、約 2000 m2 である仮想オフィスビルを対象とし、電力消費に対する V2H 導入の効果について分析を行う。本研究では、エネルギーの消費量以外、電力収支を求めたうえ、関西電力の料金プランを参照し、電力料金の变化も評価する。

Fig.6 は 4 人家族の生活負荷をかけ、代表月において毎日の買電量を示したものである。V2H と LiB を一緒に導入した場合、Fig.6 に示したように、昼間の買入電力量が著しく減少し、0～7 時の時間帯にピークシフトした。全体を見ると、一ヶ月の買電総量も顕著な減少が見られ

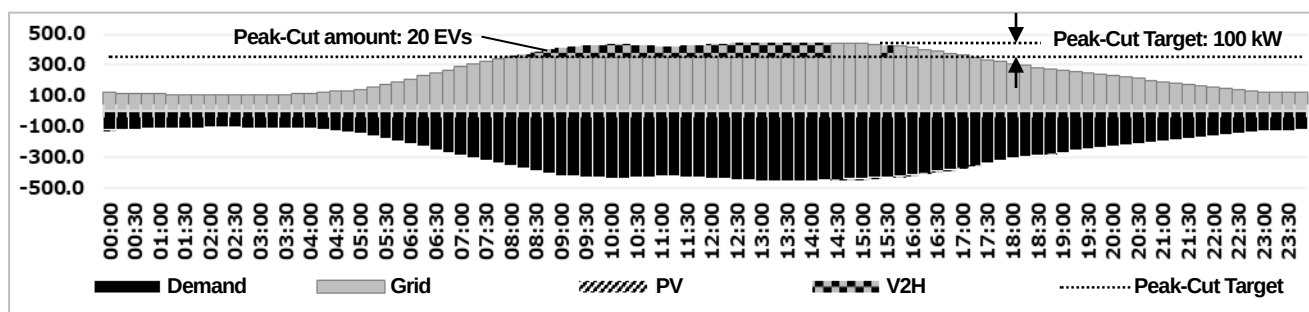


Fig.7 One-Day Electric Power Balance Simulation (Office Building, when 20 EVs can be used)

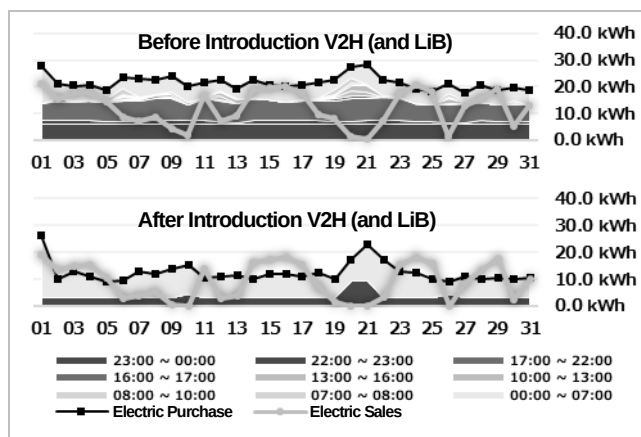


Fig.6 One-Month Electricity Purchase Simulation (4 people family)

る。シミュレーションの年間電気料金で比べると、導入前は年間 189,853 円であるが、同じ条件で導入後は 101,143 円となり、約 8 万円の節約ができることがわかった。

続いて、オフィスビルの場合について、本研究では日建設計の「事務所ビル統計データにおける検討対象モデルの位置付け」⁵⁾を参考に、負荷率 100%の状態では瞬間電力量が 450 kW を基準とし、オフィスビルの一日電力消費量を概算した。また、EV が供給可能なエネルギー量は、40 kWh 蓄電池が持つ EV で一日 60 km の通勤往復を想定し、電費 7 km/kWh として計算した。その結果、EV 一台当たりの供給可能なエネルギーは約 26 kWh となっている。以上の条件で QPSS に与え、ピークカットしたい電力量と EV 台数を変数とし、パラメータスタディを行った。Fig.7 は、100 kW のピークカットを目指す場合、EV が 20 台ある時のシミュレーション結果である。

図からわかるように、EV が 20 台の場合は一日中ピークカットするための電力量を十分賄えない。繰り返して操作した結果、ピークカット可能電力量と EV 台数の関係は、Fig.8 に示した式で概算できた。2000 m² のオフィスビルに対し、常に 25 台 EV が給電すれば、100 kW のピークカット（ピークシフト）ができることがわかった。

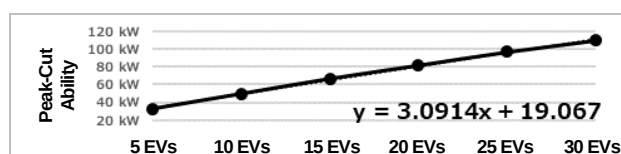


Fig.8 Relation between the number of EVs and Peak-Cut Ability

5. まとめ

本研究の結果から見ると、V2H (と LiB) の導入により、PV 余剰電力の最大利用ができ、家庭側の年間電気料金が安くなった。企業側に対し、V2H でピーク消費を賄え、契約容量を下げることも可能になる。要するに、V2H の導入により経済性にとって優位性があると考えられる。また、厳しい条件で計算したうえ、ある条件を満たせば、EV により異なった地域での「連携ピークシフト」も可能である。本研究で、地域分散型エネルギーの実現条件が明らかになった。オフィスビル以外の消費条件を QPSS に入力し、各電力収支での検討は、今後の課題と考えている。

注 釈

注1) V2H (Vehicle to Home) とは、電気自動車に蓄えた電気を家庭で利用できるシステムのことである。

参 考 文 献

- 1) NHK 放送文化研究所 世論調査部；男女年層別時刻別行為者率，2015 年国民生活時間調査データ，(2016)，p. 1-12, 37-48, 85-96, 120-132, NHK 放送文化研究所.
- 2) 総務省統計局；時間帯一全国・地域（調査票 A）第 5 表，平成 28 年社会生活基本調査，(2017)
- 3) 国立研究開発法人建築研究所；平成 28 年省エネルギー基準に準拠したエネルギー消費性能の評価に関する技術情報，(2017)
- 4) NEDO 新エネルギー部；日射量データベース閲覧システム Ver2.0，(2018)
- 5) 日建設計 設備連絡会；事務所ビル統計データにおける検討対象モデルの位置付け，(1998)

飲食店のエネルギー需要推計モデルの開発と地球温暖化対策計画評価

Development of an Energy Demand Estimation Model for Restaurants and Global Warming Countermeasure Plan

○大塚敦 (大阪大学)

山口容平 (大阪大学)

山下皓太郎 (大阪大学)

秋沢琴音 (大阪大学)

下田吉之 (大阪大学)

Atsushi Otsuka, Yohei Yamaguchi, Koutarou Yamashita, Kotone Akizawa, Yoshiyuki Shimoda
Osaka University

This research aims to develop an energy demand estimation model for restaurants and to study the deployment of energy conservation measures for carbon dioxide emissions reduction. The developed model consists of building archetypes representing various restaurant business categories. The energy conservation effect by energy conservation measures was quantified by using the building archetypes. The result was aggregated considering the composition of restaurant building stock composition. The carbon dioxide emission reduction was estimated to be equivalent to 2% of the Japanese commercial and other sectors.

1. はじめに

日本の地球温暖化対策計画¹⁾は業務部門の2030年度の二酸化炭素(CO₂)排出量削減目標を2013年度比40%としている。建築物への省エネルギー対策導入によるストック全体でのCO₂排出量削減可能性の評価は重要である。本研究が対象とする飲食店舗ストックは業務部門全体の二次エネルギー消費量の8.2%を占めており、また、集約的にエネルギーが消費されている²⁾。これまでに飲食店舗ストックを対象としてCO₂排出量削減可能性の評価は行われていない。その理由の一つに業態の多様性があげられる。飲食店はレストランや居酒屋など営業形態(業態とする)が多岐に渡り、設備構成、運用条件の差異により対策導入効果も異なると考えられる。前述の地球温暖化対策計画では飲食店舗でも使用可能な省エネルギー技術の導入効果の評価が行われているが、評価においては、一単位の対策導入により得られる削減量はあらゆる業務施設で一様としており、推計結果には大きな誤差が含まれていると考えられる。以上の背景から本研究は、業態別の特徴を考慮可能な飲食店舗ストックのエネルギー需要推計モデルを開発し、各種省エネルギー技術導入によるCO₂排出量削減可能性を定量化することを目的とする。

2. 開発モデル

ストックの多様性を考慮して建築物ストックのエネルギー需要を推計する手法として、Archetype Engineering Bottom-up Modelling³⁾がある。この手法では業務施設ストックを気象条件や規模、建物用途、設備種別など建物のエネルギー需要に大きな影響を及ぼす因子によって建

築物ストックを類型化し、各類型を代表する建物モデルを作成し、それを入力条件とするエネルギー需要シミュレーションを行う。得られた結果を延床面積当たりエネルギー需要原単位とし、延床面積との積和によりストック全体のエネルギー需要を定量化する。代表モデルによるシミュレーションにより業態別の特徴や採用技術の差異、類型化と積み上げプロセスによりストック構成を考慮して技術普及によりもたらされる効果を定量化することができる。本研究ではこの手順に従ってエネルギー需要推計モデルを開発した。

2.1 類型化

経済センサス⁴⁾は事業所や企業の経済活動の状況を調査した調査であり、飲食店については都道府県別の店舗数が20種の業態別に収録されている。これによると日本全国の店舗数は53万6千件である。業態は専門店を除く食堂、レストランとイタリアンなどの専門店や居酒屋等様々である。店舗の運用条件が似ている業態を統合化し、エネルギー需要モデルで用いる業態分類として表1を決定した。表1の1列目は経済センサス上で細分類と定義される分類を示す。2列目、3列目は表1に示す営業時間と調理方法の区分を表す。杉本ら⁵⁾の調査では、早朝営業の有無、24時間営業、それ以外により分類した。また、厚生労働省による生活衛生関係営業経営実態調査⁶⁾では夜遅くまで営業している業態として酒場が挙げられ、25時まで営業している店舗が多数を占める。このことから表2のように営業時間は3つを考慮した。また、調理方法についても3つの区分を考慮した。ガス消費量につい

て影響が大きいガスレンジ、ボイラーを考慮し、レストランや中華料理店を始め火力の大きいメニューを調理する業態で分類した。また、客席にコンロが設置される業態では客席からのエネルギー消費が考えられることから一つの 카테고리とした。これらの要素により 20 種の経済センサス業態分類を表 1 の 4 列目に示す業態に分類した。この分類を用いて集計した事業所数の比率を図 1 に示す。この比率と EDMC において推計されている全国飲食店延床面積⁷⁾65.6 百万㎡の積を取り、業態別延床面積を定量化した。

表 1 業態別類型化

細分類	営業時間	調理	業態
食堂、レストラン（専門料理店を除く）	3	1	レストラン
焼肉店	3	1, 3	焼肉店
日本料理店など、その他の専門料理店	3	1	その他
中華料理店	3	1, 2	中華料理店
ラーメン店	3	1, 2	
そば・うどん店	3	1, 2	
酒場、ビヤホール	1	1	居酒屋・バー
喫茶店	2	-	カフェ・喫茶

表 2 類型化要素

営業時間	調理方法
1. 夜遅くまで（25 時まで営業）	1. 厨房にガスレンジ（ガスレンジ、ローレンジ、中華レンジ）
2. 朝から一日（10 時以前に開店）	2. 麺料理（麺ボイラー、パスタボイラ）
3. 昼・夜営業（上記以外）	3. 客席にコンロ（焼肉店）

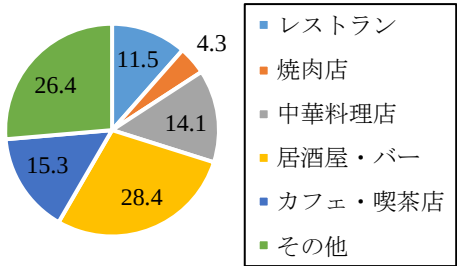


図 1 業態別事業所数割合

2.2 代表モデル開発

代表モデルは建築仕様、設備仕様、建築・設備の使い方に関する具体的な条件を定めたものである。中華料理店を例として代表モデルの仕様を説明する。建築仕様では、業態別の飲食店の代表的な設計事例資料集を示している文献⁹⁾に基づき、延床面積 150 ㎡、階数 1、階高 3.8m とした。多数の設計事例を確認したところ、店舗は客席、厨房、バックヤードにより構成されるものが多い。そこでフロアを 3 つのゾーンに分割し、各ゾーンの床面積比率は客席 55%、厨房 25%、バックヤード 20%とした。

他の業態も同様の資料集に基づき設定した。図 2 に中華料理店の代表モデルの平面図と立体図を示す。設備仕様については、ゾーン別にパッケージエアコンを使用し、給湯方式は局所式で燃料種をガスとする給湯器を使用していることを想定した。設備仕様の決定には空気調和・衛生工学会の竣工設備データ（A&S データ）⁹⁾から 1984 年～2017 年に新築・改修された飲食店 47 件を用いた。空調では 24 件がパッケージエアコン、ビル用マルチエアコンを採用しており、空調方式では最も高い比率であった。給湯システムでは 20 件が局所式で燃料種ガスを採用していた。建築・設備の使われ方については内部発熱値容量、厨房機器容量、給湯需要について考慮した。内部発熱容量は建築研究所による実態調査¹⁰⁾に基づいて表 3 のように設定した。厨房機器は設計資料集⁶⁾から業態別に用いられている厨房機器を抽出し、電化厨房資料委員会資料集¹¹⁾に掲載されている電化厨房、ガス厨房のレストラン、中華料理店、ホテルの使用機器と機器別の容量事例から機器別容量を決定し、その合計値を容量として与えた。稼働スケジュールは山下らの業務用厨房のエネルギー特性に関する研究¹²⁾に基づいて、文献内に記載されている機器についてはそのまま用い、記載が無い機器は全ての機器のスケジュールの平均とした。給湯需要は村川ら¹³⁾に業態別給湯対象人員[人]、一人当たり給湯量[L/h・人]が記載されている。この積により時刻別給湯量[L/h]を与えた。スケジュールについては、資料集¹³⁾に業態別一時間当たりの給湯量[L/h]から最も日給湯量が多い時間帯をピークに、少ない時間帯をオフピークとして稼働率を決定した。図 3 に客席と厨房の時刻別スケジュールを示す。建築研究所の実測データ¹⁰⁾のレストランと居酒屋の照明、空調、人員密度の一時間あたりタイムスケジュールを利用した。その他業態に関しては村川らの資料集から推測したピークと同様に稼働率を設定した。

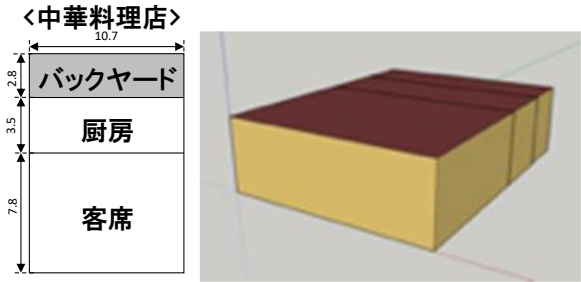


図 2 中華料理店平面図、立体図

表 3 内部発熱値

	照明容量 [W/㎡]	人員密度 [W/㎡]	人員発熱 [W/人]	外気導入量 [㎡/(㎡・h)]
客席	30	0.5	120	5
厨房	15	0.1	120	12.5

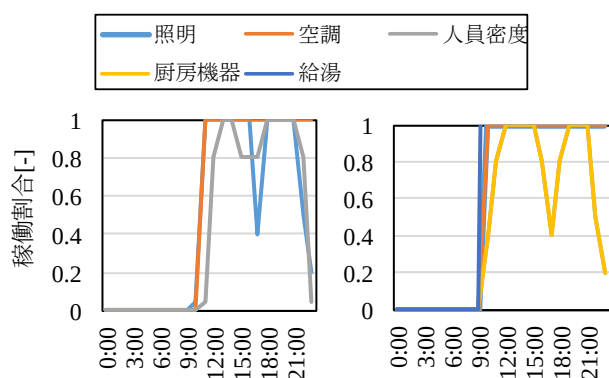


図3 時刻別スケジュール(左:客席 右:厨房)

図4に各業態の厨房のエネルギー消費量の想定を示す。居酒屋・バーは営業時間が17時からとしており、エネルギー消費の立ち上がり時刻は16時である。村川ら¹³⁾によるとカフェ・喫茶は1日を通して時刻別給湯量の変動は少ないため、注文数が少ないものとし、厨房での電力消費量の一日の変動は同様の稼働率とした。鈴木ら⁹⁾によると中華料理店の厨房機器はガスを用いる機器が多いため、ガス消費量が多い。建築研究所¹⁰⁾より、レストランは昼と夜のピーク時の電力消費量が多い。焼肉店は客席で肉を焼く特殊な営業形態であるため、厨房での電力消費量は小さい。ガス消費量は、中華料理店以外ではガス駆動厨房機器の採用件数が少ないため、ガス消費量が小さい。

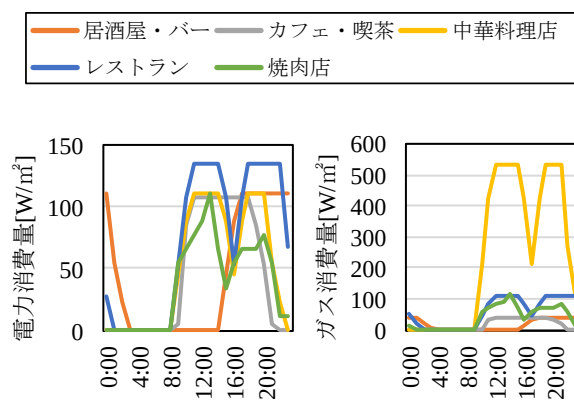


図4 各業態の厨房時刻別エネルギー消費量

2.3 エネルギー需要シミュレーション結果

図5に各業態の一次エネルギー消費の推計結果を店舗延床面積当たりの原単位として示す。図では凡例に示す用途別の内訳を示している。居酒屋・バーとカフェ・喫茶では厨房の割合が40%、レストランと焼肉店は50%、中華料理店は70%を占める。燃料種別では居酒屋・バー、カフェ・喫茶の厨房ガス消費は35%であり、レストランと焼肉店は45%、中華料理店は70%を占める。飲食店のエネルギー需要において、全業態で厨房での割合は大きい

が、業態によって内訳に差異があり、火力の強い調理方法を用いる重飲食が特に大きいことがわかった。

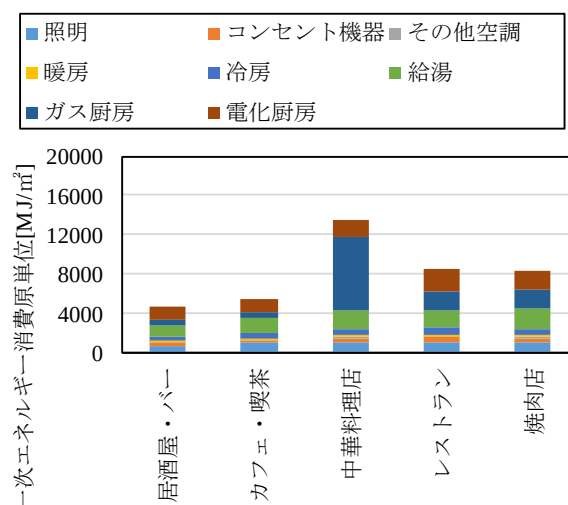


図5 業態別一次エネルギー消費原単位

2.4 全国飲食店エネルギー需要積み上げ

図6に最終用途別年間一次エネルギー消費量の推計結果を示す。飲食店全体の燃料種は電気、ガスが同程度であった。最終用途では厨房が全体の52%、給湯が20%、照明が11%、空調が10%を占めた。業態別では床面積で15%を占める中華料理店(そば・うどん店含む)が全体の35%を占め、次いで28%の居酒屋(酒場・ビアホール含む)が30%であった。この結果より、建物用途によって構成割合が大きく異なり、飲食店に関して省エネルギー対策導入効果を業態別で示すことが必要である。

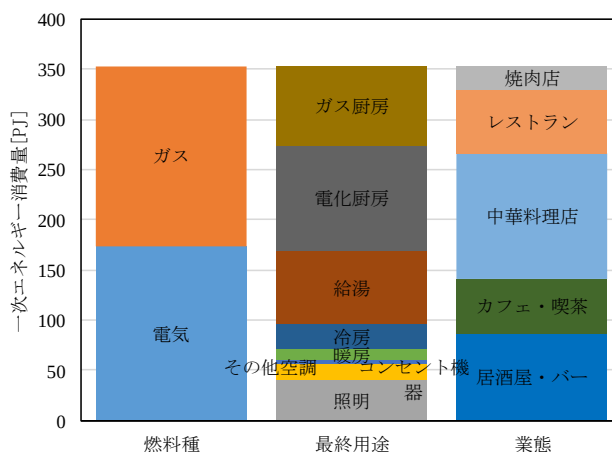


図6 一次エネルギー消費量積み上げ結果

3. 対策導入によるCO₂排出量削減可能性

本節では飲食店ストック全体に表4に示す省エネルギー対策が導入された場合に得られるCO₂排出削減量を推計した。まず、例として中華料理店における省エネルギー対策導入効果を図7に示す。一次エネルギー消費原単

位についてガス駆動給湯器から電気駆動のヒートポンプ（HP）給湯機へ燃料種の変更により給湯用途が45%、蛍光灯からLED照明の高効率機器への代替により照明用途が64%、換気における全熱交換器の高効率機器の採用により空調用途が14%の削減量を示した。図8に日本全体の飲食店舗ストックにおける一次エネルギー消費の推計結果を示す。全対策が導入された場合、一次エネルギー消費量は対策無しケースと比較して18%減少した。燃料種別ではガスが40%、用途別では照明が65%、空調が15%、給湯が44%減少した。地球温暖化対策計画で2030年度の電力CO₂排出係数として用いられている0.37kg-CO₂/kWhを用いた場合、CO₂排出量は34%減少する。

表4 省エネ対策

対象	省エネルギー対策	想定
給湯	HP 給湯機	ガス給湯器をヒートポンプ（HP）給湯機に置き換え ¹³⁾
照明	LED 照明	蛍光灯の LED への置き換え（削減率 37%） ¹⁴⁾
空調	全熱交換器	全熱交換効率 60%の空調用全熱交換器を採用 ¹⁵⁾

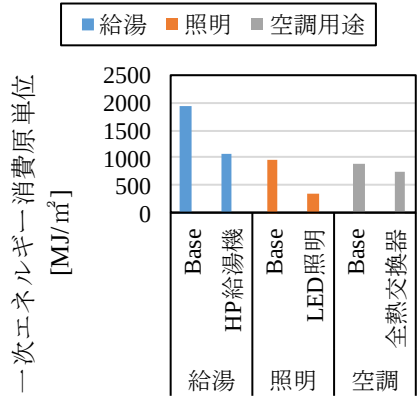


図7 中華料理店1店舗の省エネ対策導入効果

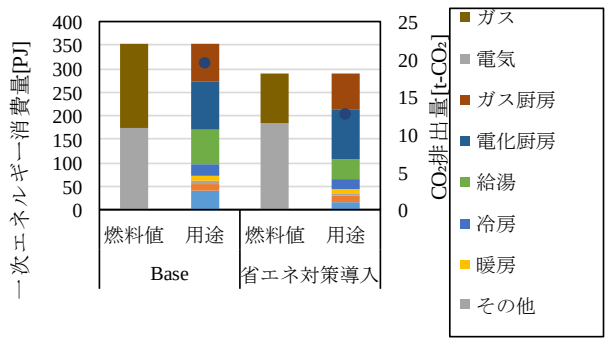


図8 日本全体の飲食店ストックにおける一次エネルギー消費 2013 年度と 2030 年度比較

4. まとめ

エネルギー需要推計モデルの開発により飲食店を構成する燃料種は電気ガス同程度の割合であり、最終用途は厨房、給湯、照明、空調の順に比率が高い。CO₂排出量削減可能性評価により2030年の電力CO₂排出係数目標値を

用いた場合、高効率機器の導入によりCO₂排出量が34%削減可能であることがわかった。本研究のCO₂削減量は2013年度における業務その他部門全体CO₂279百万t-CO₂¹⁾の約2%に相当する。ただし、給湯器の代替には設置スペースなどの制約条件の検討が必要である。

謝辞

本研究はJSPS 科研費 20H02312 の助成を受けたものである。

参考文献

- 1) 内閣官房；地球温暖化対策計画，2016
- 2) 日本エネルギー経済研究所：民生部門エネルギー消費実態調査，<https://eneken.ieej.or.jp/data/summary/824.pdf>
- 3) L. Swan and V. Ugursal；Modeling of end-use energy consumption in the residential sector: A review of modeling techniques, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 13, 2009, pp.1819-1835
- 4) 総務省統計局：平成28年度経済センサス活動調査，総務省統計局 HP，<https://www.stat.go.jp/data/e-census/2016/index.html>，
- 5) 杉本興運ら：飲食店の集積と営業時間からみた商業地特性：夜間の新宿・銀座・渋谷の比較、地理空間学会，2019，p227-245
- 6) 厚生労働省：生活衛生関係営業経営実態調査，厚生労働省 HP，（最終アクセス日：2020.1.30）
https://www.mhlw.go.jp/stf/seisakunitsuite/bunya/kenkou_iryuu/kenkou/seikatsu-eisei/seikatsu-eisei22/cho usa.html
- 7) 日本エネルギー経済研究所：EDMC エネルギー・経済統計要覧，2017，p118
- 8) 鈴木進一郎ら：飲食店設計マニュアルデザイナーのための飲食店設計資料集一，2014，pp42
- 9) 公益社団法人空気調和・衛生工学会：竣工設備調査用紙一覧 竣工設備データ（2000～2015 年），（最終アクセス日：2020.1.7），<http://www.archi-tec.jp/>
- 10) 建築研究所：内部発熱調査，pp74～78
<https://www.kenken.go.jp/japanese/contents/publications/data/176/7.pdf>
- 11) 電化厨房資料委員会：業務用電化厨房設計の指針，2000，pp92-107
- 12) 山下真示：業務用厨房のエネルギー使用特性に関する研究，pp188，
https://www.jstage.jst.go.jp/article/shasetaikai/2017.4/0/2017.4.185/_pdf/-char/ja
- 13) 村川三郎：建築物の新給水給湯負荷算定法と実務設計，彰国社，2020，pp.146～16
- 14) 中山浩：LED 照明が照明・空調エネルギーに与える影響に関する研究，pp19，
https://www.jstage.jst.go.jp/article/shasetaikai/2015.8/0/2015.8.17/_pdf/-char/ja
- 15) 日本冷凍空調工業会；全熱交換器の熱回収の原理，
<https://www.jraia.or.jp/product/exchanger/theory.html>

小地域を基礎単位とする家庭系ごみ収集エリアの設定方法に関する研究

- 大阪市を対象としたごみ収集に伴う二酸化炭素排出量の試算 -

Study on method of creating collection area of household garbage on local districts

- Estimation of carbon dioxide emissions from garbage collection vehicles for Osaka city -

○鳥居 駿 (大阪市立大学)

鍋島 美奈子 (大阪市立大学)

西岡 真稔 (大阪市立大学)

Shun TORII*¹ Minako NABESHIMA*¹ Masatoshi NISHIOKA*¹*¹Osaka city University

As the population decreases and the amount of household garbage is reduced, it is necessary to review the garbage collection system. Referring to previous studies, we have developed a model for creating collection areas with local districts as the basic unit. In this model, the plant area and day and time area are set based on the plant location and population, and carbon dioxide emissions can be estimated. In addition, simulations using this model were conducted and discussed for 10 cases with varying the quantity of garbage disposed of per day per person and population.

はじめに

人口増加と都市域の拡大で増大したごみ排出量は、法整備や資源化などの取り組みにより1990年頃を境に減少傾向に転じた。しかし、ごみ収集の現場では現在も行政区により収集エリアを分割して搬入先工場を指定し、職員の経験と勘に頼って車両の配備や収集地域の設定が行われている。そこで、人口減少やごみ排出量原単位の減少、稼働する工場の変化でごみ収集システムを定期的に見直す為、収集エリアの設定方法に関する研究が求められている。また、ごみ収集車両の燃料消費に係わるCO₂排出量試算が可能な収集エリア設定方法であることが望ましい。

本研究のもう一つの背景として、都市システムにおけるCO₂排出量シミュレーションに関連する研究がある。Figure.1に示したような都市システム内での廃棄物処理について、人口やごみ組成、設備普及率からエネルギー消費量、CO₂排出量などを計算する過程の、ごみ収集に係わる収集システム部分のモデル構築が必要となっている。

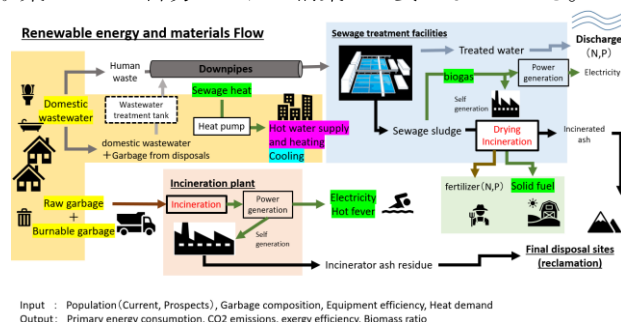


Figure.1 City systems of renewable energy and material flow

ごみの収集運搬に関する既往研究は、対象地を正方形と仮定するなどの単純化を行い少ないパラメタから収

集・運搬の距離と費用を概算する Grid City Mode (GCM) を構築した研究¹⁾、GCMを修正し地域特性等を含めかつ広域適用可能で、簡易に計算可能な収集運搬モデルの構築をした研究²⁾などがあり、都道府県規模では走行距離やCO₂排出量、費用の概算が可能なモデルが研究されている。しかし、これらは小地域単位で収集曜日と時間が割り振られる実際の業務と異なり、1km²の正方形メッシュで領域を分けるため、ごみ収集システムの見直しには不適である。また、人口や一人あたりごみ排出量原単位が減少した場合について検討した研究もない。そこで本研究では、小地域を基礎単位として収集エリアを設定でき、CO₂排出量の試算まで行えるモデルを構築し、そのモデルを用いて与条件を変えた場合の結果を比較、考察することを目的とする。

1. 大阪市における家庭ごみ収集の概要

今回研究対象とする大阪府は、全24区、事業所が11か所、焼却工場が6工場ある。市内の人口は、およそ2015年で269万人、2050年では213万人となる推計³⁾があり、国立社会保障・人口問題研究所の推計とやや差があるが、この推計人口を用いた。人口分布としては、沿岸部と中央区、北区近辺は工業地域や商業地域が多く、人口が他地域より少ないことなどが特徴である。

大阪市の家庭系ごみの普通ごみの収集は、北部事業所の管轄区を除き大阪市環境局が回収を行っている。主な特徴は、ステーション方式ではなく戸別収集方式であること、月・木グループ、火・金グループ、水・土グループの3日程に地域を分けて回収されること、重量ベースで収集計画を作成していることなどがある。焼却工場は、市

内の 6 工場のうち 1 工場ずつ停止して、6 年ごとに設備更新や建て替えを行う事業計画である。

2. 地域情報と収集距離の分析

収集エリア設定モデルの構築にあたり、既往研究²⁾を参考に収集距離と運搬距離を分けて距離を計算する方針とした。本研究では城北事業所の 1 週間の収集ルートマップ(紙ベース)を入手し、GIS に入力したのち、小地域の地域情報との相関関係について分析を行った。

道路総延長 x と収集距離 y の散布図と回帰式を作成した。その結果、相関係数は 0.53 で公園があり緑道・遊歩道を含むいくつかの小地域において、道路総延長と収集距離に著しく差が生じることが分かった。そのため、道路総延長と収集距離の差が大きい上位 3 つの小地域を除外し、切片を 0 として再度散布図と回帰式を作成すると傾きが 1.11 となり (Figure.2), 相関係数は 0.78 となった。

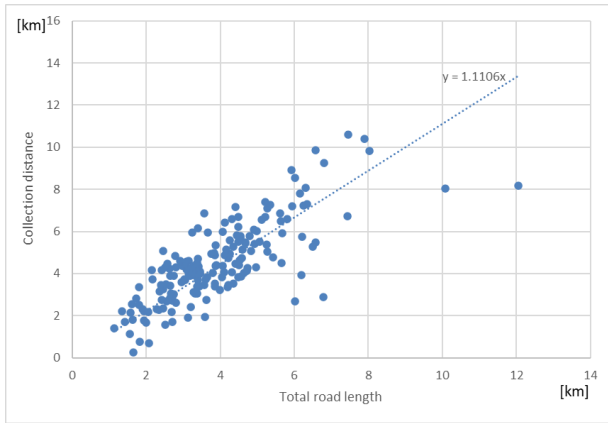


Figure.2 Diagram of the relationship between collection distance and total road length

3 章のモデルでは、この回帰式を収集距離の計算に用いることとした。

3. CO₂ 排出量算出手順

3.1 収集エリアの設定

収集エリアの設定から CO₂ 排出量の算定は、以下の 4 つのステップで構成されている。

- ① GIS 上で各小地域に人口、道路総延長などの地域情報を追加
- ② 稼働する焼却工場を設定し、運搬距離制限を制約条件とし、GIS 解析ツールを用いてエリア内人口が均等になるよう「工場エリア」を設定
- ③ 各工場エリア内において、各エリアの人口が平均化されるよう「曜日時間エリア」を設定
- ④ ③で設定した曜日時間エリアの重心と搬入先工場 k の直線距離の合計 $L_k^{distance}$, エリア内合計の道路総延長 L_k^{road} などから、消費燃料を求めて二酸化炭素排出係数を乗じて CO₂ 排出量を計算

$L_k^{collection} = 1.1106 * L_k^{road}$ (1)	
$L_k^{collection}$	: Collection distance [km]
L_k^{road}	: Total road length [km]
$L_k^{transport} = 1.35 * L_k^{distance}$ (2)	
$L_k^{transport}$	: Transportation distance [km]
$L_k^{distance}$	: Total linear distance from the center of gravity to the plant [km]
$\ln y = 2.67 - 0.927 \ln(x/100) - 0.648 \ln z$ (3-1)	
$\ln y = 2.71 - 0.812 \ln(x/100) - 0.654 \ln z$ (3-2)	
y	: Fuel consumption per ton-kilometer transported [l/(t · km)]
x	: Loading factor (%)
z	: Maximum load capacity [kg]
$n = \frac{P_k^{max} * G * 4}{r * W}$ (4)	
n	: Number of vehicles required [units]
P_k^{max}	: Maximum population in the area [people]
G	: The quantity of garbage disposed of per day per person [g/(day · people)]
r	: Number of round trips [times]
W	: Amount of garbage collected per collection [t/(units · times)]
$U_k^{collection} = \sum_i n_{i,k} * y_i^{collection} * z_i * x_i^{collection} * L_{i,k}^{collection} * 2$ (5-1)	
$U_k^{o-transport} = \sum_i n_{i,k} * y_i^{o-transport} * z_i * x_i^{o-transport} * L_k^{transport} * r * 2$ (5-2)	
$U_k^{h-transport} = \sum_i n_{i,k} * y_i^{h-transport} * z_i * x_i^{h-transport} * L_k^{transport} * r * 2$ (5-3)	
U_k	: Fuel consumption in plant area k [l]
$n_{i,k}$	: Number of vehicles required for type i

ステップ②, ③では ArcGIS の解析ツール「Territory Design」を使用した。これは空間位置や指定された変数、制限などを基に領域を分割するツールで、今回は小地域の位置関係と人口、距離制限を加えてエリアの分割を行う。本研究では、家庭系ごみのみを対象とするため、各工場エリアと曜日時間エリアの人口を平均化するようにエリアを分割する。また、小地域と搬入先工場があまりにも離れすぎると、走行距離が伸びて CO₂ 排出量が増加することや、収集業務に時間がかかりすぎることを考えられるので、工場エリアの設定には距離制限を設ける。

ステップ④では、ステップ③までのエリア設定から距離と人口を用いて CO₂ 排出量を計算する。式(1)より収集

距離、式(2)より運搬距離を計算する。式(3)は改良トンキロ法⁴⁾のトンキロ計算の式で、式(3-1)は、ガソリン車用、式(3-2)はディーゼル車用の計算式である。普通ごみ収集で使用される車種ごとにトンキロを計算する。式(4)は必要車両台数(中型パッカー車基準) n を計算する式である。各工場エリア内において人口が最大の p_k^{max} 、つまりごみ排出量が最も多い曜日時間エリアと、配備車両の積載量の合計が等しくなる場合に必要とされる中型パッカー車の台数が n となる。普通ごみ収集車両は、大阪市の場合は中型パッカー車・小型プレス車(2トン車と3トン車)・軽四輪車の4車種に分類される。大阪市が保有する台数を参考に、全事業所に同じ比で車両が配備されると仮定し、車両配備の台数を決定した。この比を用いると、中型パッカー車を1台配備した際のほかの車種の車両台数と1収集あたりのごみ回収量 W は Table.1 のように 31.03[t/(台・回)]なる。

Table.1 Type and number of vehicles

Purpose	Car model	Maximum loading capacity on specifications	Working standard load	Maximum load factor	Number of units owned	Ratio of number of units	Number of units	Amount of garbage collected
General garbage	Medium-size packer truck	2.55	1.80	71%	9	3.91%	1.00	1.80
	Small press car (2-ton car)	2.00	1.60	80%	36	15.65%	4.00	6.40
	Small press car (3-ton car)	2.20	1.80	82%	100	43.48%	11.11	20.00
	Light motor vehicle	0.35	0.30	86%	85	36.96%	9.44	2.83
					230			31.03

また、週前半は4日間、週後半は3日間のごみを回収することから、人口とごみ排出量原単位 G と4日間の積が回収する最大のごみの量となる。式(5-1)~(5-3)は、収集時、往路運搬時、復路運搬時の燃料消費量の計算式である。車種 i ごとに各項目の値を求めて代入することで、消費燃料 U を算出する。最後に二酸化炭素排出係数と燃料消費量より CO_2 排出量を求める。なお、積載率は収集時50%、往路運搬時0%、復路運搬時は各車種の仕様上積載量(満載)の割合とした。

3.2 現状に応じたパラメタ設定

大阪市全域を対象に、本モデルを現況に適用して燃料消費量や走行距離の精度検証を行うことは、現況の曜日時間エリアの割り当てに関する電子データがないことなどから困難であった。そこで、城北事業所の3区のみを対象に、収集ルートマップを参照にして曜日時間エリアを手動で割り当てた上でモデルを適用し、1週間分の日報の走行距離と給油量がモデルの計算結果に近づくよう係数を調整した。総走行距離の調整では、式(2)のとおり運搬距離を求める際の道路総延長に乗じる係数を1.35とした。次に、トンキロ法は一般的なトラックの貨物輸送を想定した計算方法であるため、低速運転や急発進を繰り返し、荷台の収集関連機材も駆動させるごみ収集車はより燃費が悪い数値であると考えられる。よって総消費燃料の調整では、本研究では式(3-1)と式(3-2)で計算されるトンキロについて、一律に収集時は2倍、運搬時は1.5倍にして計算を行った。結果は Table.2~4 のとおりである。

Table.2 Before and after ton-kilometer adjustment

Car model	Outward		Return		Collection	
	Ton kilometer before adjustment	Adjusted ton-kilometer	Ton kilometer before adjustment	Adjusted ton-kilometer	Ton kilometer before adjustment	Adjusted ton-kilometer
Medium-size packer truck	0.577	0.865	0.118	0.177	0.156	0.312
Small press car (2-ton car)	0.676	1.014	0.125	0.187	0.183	0.366
Small press car (3-ton car)	0.635	0.953	0.115	0.173	0.172	0.344
Light motor vehicle	2.742	4.112	0.374	0.561	0.617	1.233

Table.3 Simulated and daily reported values of mileage

		(km)	
		Simulation	Daily report
Medium-size packer truck	Transportation distance	497.2	594.0
	Collection distance	13.9	
Small press car	Transportation distance	4474.5	5368.0
	Collection distance	1122.9	
Light motor vehicle	Transportation distance	2734.4	3579.0
	Collection distance	457.5	
Total driving distance		9300.4	9541.0

Table.4 Simulated and daily reported values of fuel consumption

		(ℓ)	
		Simulation	Daily report
Medium-size packer truck	Fuel consumed for transportation	134.0	254.0
	Fuel consumed for collection	5.5	
Small press car	Fuel consumed for transportation	1154.1	1688.0
	Fuel consumed for collection	421.0	
Light motor vehicle	Fuel consumed for transportation	427.0	387.0
	Fuel consumed for collection	98.7	
Total fuel consumption		2240.4	2329.0

これまでに定めた係数や回帰式は、本研究では城北事業所における分析によってのみで決定した。計算精度を向上させるためにも、今後さらに多くの事業所などで検証を行い、調整を行うことは必須である。

4. シミュレーション結果

大阪市の事業計画やごみの組成調査、人口推計を参考に、10のケースでシミュレーションを行った。ケース1,2では工場位置による変化、ケース2~7ではごみ排出量原単位の減少による変化、ケース8では工場数による変化、ケース9,10では将来人口における変化を考察するため設定した。各ケースの条件と結果は Table.2, Figure.7 に示す。工場エリアと収集曜日エリアの結果は Figure.3~6 に示す。人口が変化しない場合、ステップ②, ③のエリアは変化しないため、一部のケースはまとめて示している。

Table.2 Conditions and results for each case

Case	Incineration plant	Distance limit	Population	The quantity of garbage disposed of per day per person [g/day・people]	Total driving distance [10 ³ km/year]	Total annual carbon dioxide emissions [t-CO ₂ /year]
1	Five plants other than the Suminoe Plant	8.5 km	Year 2015	356.0	5,112	3,042.3
2				356.0	5,158	3,068.1
3				320.4	4,715	2,821.9
4	Five plants other than the Tsurumi Plant	9.0 km		284.8	4,272	2,575.7
5				249.2	3,829	2,329.5
6				213.6	3,386	2,083.4
7				178.0	2,943	1,837.2
8	Four plants other than the Tsurumi and Maishima Plant	9.5 km	178.0	4,801	2,869.7	
9	Five plants other than the Maishima Plant	None	Year 2050	356.0	3,712	2,264.5
10				178.0	2,220	1,435.4



Figure.3 Incineration plant area for Case 1



Figure.4 Incineration plant area for Case 2-7



Figure.5 Incineration plant area for Case 8



Figure.6 Incineration plant area for Case 9,10

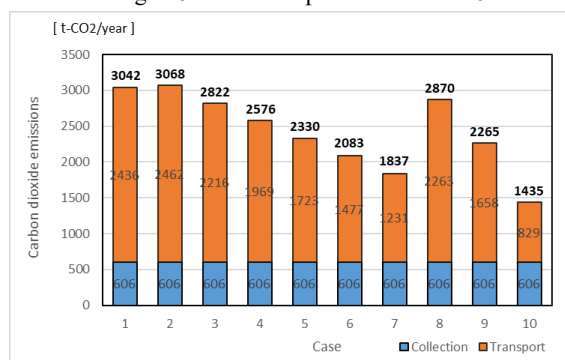


Figure.7 Annual carbon dioxide emissions for each case

収集時と運搬時の CO₂ 排出量は、ケース 1, 2 などでおおよそ 2:8 となるなど、運搬時の排出量の方が影響は大きいという結果となった。工場位置による違いは、ケース 1, 2 の比較より鶴見工場と住之江工場を変えた場合ではほとんど変化しなかった。ケース 2-7 はごみ排出量原単位を 10%ずつ減少させた場合で、CO₂ 排出量は約 8%ずつ減少した。ケース 8 は工場数を 4 つにして原単位を 50%にした場合で、ケース 3 と同程度の CO₂ 排出量となり、運搬距離がかなり増加することが分かった。2050 年のケース 9 は人口減少する割合と同程度の割合で CO₂ 排出量が減少することが分かった。

5. まとめ

本研究では既往研究やヒアリングを参考に、小地域を基準に人口などの変数を用いて収集エリアを設定する方法について考案し、収集ルート分析も組み合わせることによって CO₂ 排出量の試算まで可能なモデルを新たに作成し

た。また、収集エリアをこの方法で設定した場合の人口、工場位置、ごみ排出量原単位の変化による CO₂ 排出量の比較を行い、運搬距離の影響が大きいことや、ごみ排出量や人口の減少と近い割合で車両走行での CO₂ 排出量が減少することが分かった。収集距離と道路総延長の関係やパラメータについては、今後他の事業所でも分析を行い、走行距離や燃料使用量の日報・年報の値などと比較することで、精度を高める必要がある。また、電気自動車導入による車両の燃費向上の可能性など、さらに多くの項目や将来変化を検討し、シミュレーションに追加していくことが求められる。

参考文献

- 1) M. Ishikawa : A Logistics Model for Post-consumer Waste Recycling, 日本包装学会誌, 第5巻, 第2号, pp. 119-130, 1996.
- 2) 牧誠也 大西悟 藤井実 後藤尚弘 五味馨: 地域特性を考慮した収集運搬による費用・CO₂ 排出量推計のための修正グリッドシティモデルの開発 -愛知県を対象としたケーススタディ-, 廃棄物資源循環学会論文誌, Vol. 30, pp. 153 - 165, 2019.
- 3) 井上孝: 全国小地域別将来人口推計システム
<http://arcg.is/1LqC6qN>
- 4) 経済産業省・国土交通省: ロジスティクス分野における CO₂ 排出量算定方法共同ガイドライン Ver. 3.1, 2016年3月

【謝辞】 大阪市環境局総務部企画課よりデータ提供を受けた。記して、感謝の意を表します。

ディスポーザ導入を想定した厨芥処理工程の変更が静脈系インフラへ及ぼす影響 再生可能エネルギー活用可能性の検討

Impact of Changing Disposal Method of Kitchen-waste on Venous-Infrastructure by Disposer Introduction

Examination of Possibility to Utilize Renewable Energy

○藤本 康勢 (大阪市立大学)

鍋島 美奈子 (大阪市立大学)

西岡 真稔 (大阪市立大学)

貫上 佳則 (大阪市立大学)

Kosei FUJIMOTO^{*1} Minako NABESHIMA^{*1} Masatoshi NISHIOKA^{*1} Yoshinori KANJYO^{*1}^{*1}Osaka City University

In this study, we focused on the kitchen-waste and estimated amount of renewable energy at incineration and sewage plant in Osaka city assuming the waste separation treatment by introducing a disposer. At the incineration plant we analyzed the impact of reducing kitchen waste on power generation and power consumption. At sewage plant, we estimated the amount of biogas power generation and the use of waste heat from gas engines as the amount of renewable energy. Finally, the results of these trial calculations are shown as the CO₂ emission reduction effect for the entire city of Osaka.

1. はじめに

1.1. 研究背景・目的

近年、地球温暖化対策や低炭素社会実現に向け、未利用熱の有効利用が推進されると共に、人口減少といった社会変化等を考慮し、老朽化した廃棄物処理施設（本研究では静脈系インフラと呼ぶ）を自立分散型のエネルギー供給拠点に転換することが求められている。廃棄物の中で全体の3割を占める厨芥はバイオマス資源として利用可能であり、ディスポーザの導入が進めば従来の焼却施設での焼却ではなく、下水処理場でのバイオマス利用に活用できる。既往研究にて、歌登町の実証実験¹⁾では厨芥が及ぼす管渠への流下阻害を調査し、放流水質(BOD)基準を満たした上で既存の下水道管、処理施設が可能と示された。また清水ら²⁾によるディスポーザの建設・運用段階のLCCO₂評価では排水処理槽を設けたシステム体制よりも単体のディスポーザを導入し、直接下水道に流す場合の方がCO₂排出を抑制できると示している。

1.2. 本研究の新規性

既往研究では建設・運用段階の下水道や水質への影響や環境評価が行われている一方、分別処理後に厨芥が処理される廃棄物処理施設の消費電力、再生可能エネルギー創出等へ与える影響について十分に把握されていない。そこで本研究では家庭用ディスポーザ導入を想定し、大阪市の焼却施設・下水処理場を対象に厨芥分別処理に伴う再生可能エネルギー量および施設内消費電力量の試算を行う。試算にあたり工場内の熱収支・物質収支計算モデルを用いて、各施設内の処理

工程に基づき、再生可能エネルギー量（電気と熱）に加え、最終廃棄物量も計算する。最後に、厨芥分別処理の影響をCO₂排出量削減効果として示す。

1.3. 研究概要

本研究ではディスポーザ導入を想定し厨芥分別率を設定する。そして大阪市を対象に厨芥を焼却施設では削減率と下水処理場では流入率として処理するものとする。焼却施設と下水処理場のモデル化をおこない、厨芥分別による各施設の発電量、消費電力への影響を熱収支・物質収支計算によって明らかにする。そして最終的に厨芥分別の効果として両施設を合わせた再生可能エネルギー量の試算と、CO₂排出量の削減効果を示す。なお、ディスポーザの分別対象は家庭用厨芥だが、本研究では分別が進むことによる施設への影響を把握するためにも家庭系・事業系を含めた大阪市の厨芥すべてを対象に試算を行う。

2. 焼却システム

厨芥削減後の低位発熱量を行い、熱収支計算による蒸気タービン発電による発電量、施設内消費電力を計算する。

2.1. 低位発熱量計算

焼却工場のごみ低位発熱量の計算式を式2-1に示す。文献値³⁾によるごみ種類別の元素組成⁴⁾から単位湿重量あたりに含まれる元素比を求め、低位発熱量を計算する。ディスポーザ導入による厨芥の分別処理により、焼却施設では水分の多い厨芥の削減となるため、施設では焼却量減少と単位重量当たりの低位発熱量増加が予想される。

2.2. 熱収支計算

焼却施設での熱収支計算は低位発熱量とごみの投入量によるごみ発熱量を焼却施設への入熱量とし、施設内の機器ごとに入熱量と出熱量が等しくなるように熱収支計算⁵⁾を行う。この計算により蒸気タービン発電システムによる発電量を計算する。熱収支計算で想定する工場内の機器と熱収支の流れ、各機器からの排熱量の概要を Fig.1 に示す。発電の熱源となる蒸気の温度・圧力条件は文献値⁵⁾を引用する。蒸気タービン発電量と排熱回収量を再生可能エネルギー由来の電気と熱として出力する。

2.3. 焼却施設内消費電力算出

厨芥削減による焼却施設の消費電力を把握するため、式 3-1~式 3-3 に示すごみ低位発熱量と焼却負荷率、稼働年数を説明変数とした吉田ら⁶⁾の単位湿重量当たりの消費電力算出法を採用する。

2.4. 発電量及び施設内消費電力推定値の実態比較

焼却施設の発電量は対象工場の現状を再現するためにタービン段効率(文献値 0.85)に対して実績値に基づく劣化指数を乗じて補正を行っており、現状との発電量を±1%以内の差になるものとして計算している。また、焼却施設全体の消費電力推定結果は現状の実績値に対して 86%の割合で推定できている。

2.5. 焼却施設、発電量及び消費電力算出結果

大阪市 6 つの焼却施設における厨芥削減率 25%、50%、75%、100%における現状からの発電量、消費電力の変化を、Fig.2 に示す。厨芥削減に伴う施設内消費電力の削減効果が大きく、25%厨芥削減当たり消費電力は現状から約 5%ずつ削減、一方で発電量の変化は±1%程度と影響が小さいことがわかった。この結果は水分を多く含む厨芥の削減による低位発熱量増加効果と、焼却量の減少効果が打ち消し合い結果的に発電量が変化しなかったものと考えられる。よって、焼却施設における厨芥の削減は発電量減少への影響はわずかで、かつ施設内消費電力を削減できると考えられる。大阪市域の厨芥 25%削減の条件下で、年間約 4000MWh の消費電力削減、CO₂削減量に換算すると約 1300t・CO₂の削減効果となった。

$$H_l = 339.4C + 1435.1 * \left(H - \frac{O}{8} \right) + 94.3S - 25(9H + W) \quad (2-1)$$

H_l

: Lower calorific value (kJ/kg)

C

: Carbon content (% /wet base)

H

: Hydrogen content (% /wet base)

O

: Oxygen content (% /wet base)

S

: Carbon content (% /wet base)

W

: Water content (% /wet base)

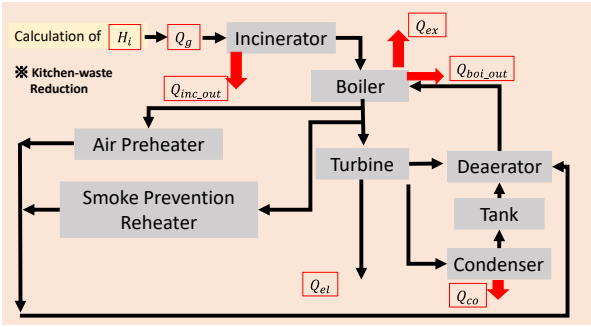


Fig.1 Incineration processing system

Q_g	: Calorific value of garbage (MJ/h)
H_i	: Lower calorific value (MJ/kg)
Q_{inc_out}	: Heat loss from incinerator (MJ/h)
Q_{ex}	: Sensible heat of exhaust gas (MJ/h)
Q_{boi_out}	: Heat loss from boiler (MJ/h)
Q_{co}	: Heat loss from condenser (MJ/h)
Q_{el}	: Electric power generation (MJ/h)
$P_{inc} = a * x_1 + b * x_2 + c * x_3 + d$	(3-1)
$x_2 = w_i / c_i$	(3-2)
$c_i = fs * od * ra$	(3-3)
P_{inc}	: Power consumption (kWh/kg)
a, b, c, d	: Const (-)
x_1	: Years of operation (year)
x_2	: Load factor (-)
x_3	: Lower calorific value (kJ/kg)
w_i	: Amount of incineration (t/y)
fs	: Incineration capacity (t/y)
c_i	: Facility scale (t/day)
od	: Working days (day)
ra	: Plant usage (-)

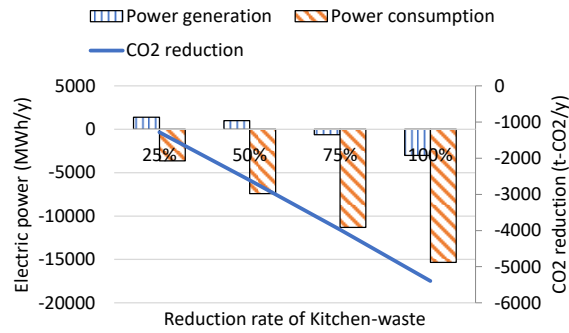


Fig.2 Changes in power generation and power consumption

3. 下水処理システム

下水処理場は標準活性汚泥法、バイオガス発電設備が導入されていると想定する。ディスポーザから流入する厨芥と既存の下水を入力データとし、処理場内での物質と熱の流れについて、物質収支計算モデル⁷⁾を用いて検討する。バイオガス発電はガスエンジンの熱収支計算により発電量と排熱回収量を再生可能エネルギー由来の電気と熱として出力する。

3.1. 工場内物質収支・熱収支計算

既存の下水と共に流入する厨芥の量は処理場ごとに設定する。各工場の市全体処理水に対する割合に応じて、大阪市で排出される厨芥を市内 12 の下水処理場に按分し、各処理場の厨芥処理量を設定する。そして、市全体の厨芥流入による再生可能エネルギー量増加効果を試算する。処理場内の物質、熱収支の概要を Fig.5 に、ガスエンジンの熱収支式は式 4-1~式 4-4 によって求める。

3.2. 下水処理場内消費電力算出

本研究では消費電力計算方法として、処理場の処理規模(日平均処理水量)ごとに処理水 1 m³の処理に必要な消費電力原単位(kWh/m³)を定め、各処理場の消費電力を計算する。国土交通省の下水処理場消費電力調査結果⁸⁾に基づき、日平均処理量を変数とした、消費電力原単位(kWh/m³)を求める近似式を作成した。Fig.2 にその近似式を示す。分析の結果、処理水量が大きい処理場ほど原単位は小さいというスケールメリットがあることがわかった。

3.3. バイオガス発電量と消費電力算出結果

前節で示した方法による各工場の 1 年間のバイオガス発電量と消費電力量を算出し、処理場を日平均処理水量で 10 万 m³以下、10 万 m³~20 万 m³、20 万 m³以上、に区分し 1 工場あたりで電力自給率を平均した。Fig.3 にその結果を示す。全工場の厨芥流入による電力自給率の増加割合はほぼ同じだが、厨芥 25%流入時の規模別の自給率は、小規模から大規模にかけて 54%、72%、83%であり、規模により差がある。当然、厨芥は下水と共に流入するため規模の大きい処理場ほど流入量は増加し、発電量も大きく

なる。一方、消費電力は規模が大きい処理場ほど消費電力原単位が大きくなるというスケールメリットがあるため、結果的に電力自給率は高くなると考えられる。試算結果から、処理規模の 20 万 m³以上の下水処理場であれば下水汚泥と厨芥によるバイオガス発電導入により場内の消費電力をおよそ 8 割自家発電でまかなうことが可能となる。

3.4. バイオガス発電量と消費電力算出結果

次に再生可能エネルギーとしてガスエンジンから得られるエネルギーを利用別に分け Fig.4 に示す。バイオガス発電量に加えて、ガスエンジンから回収可能な排熱量は消化槽加温に全て利用可能である。また 25%の厨芥流入の場合、回収熱量から消化槽加温熱量を差し引いた回収熱量全体の約 15%(20000MWh)を未利用熱として扱える試算となった。

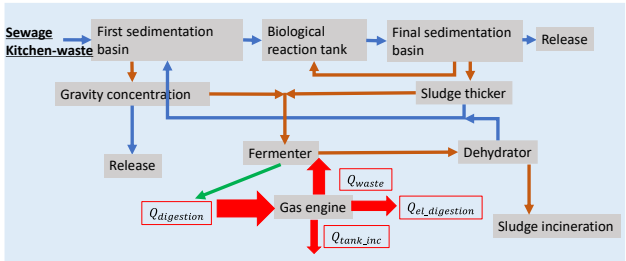


Fig.5 Sewage processing system

$Q_{digestion} = H_{digestion} * G_{digestion} / 3.6$	(4-1)
$Q_{el_digestion} = \frac{G_{digestion}}{g_{digestion}} * q_{gas_engine}$	(4-2)
$Q_{waste} = \frac{G_{digestion}}{g_{digestion}} * q_{waste}$	(4-3)
$Q_{waste} = Q_{heat} + Q_{waste_redidual}$	(4-4)
$Q_{digestion}$	: Calorific value of digestion gas (kWh)
$Q_{el_digestion}$	: Electric energy of digestion gas (kWh)
Q_{waste}	: Steam recovery heat (kWh)
Q_{heat}	: Digestive tank heat (kWh)
$Q_{waste_redidual}$	: Residual heat (kWh)
Q_{tank_inc}	: Waste heat from tank (kWh)
$G_{digestion}$	: Amount of digestion gas (m ³ /h)
$H_{digestion}$	: basic unit of digestion gas (23MJ/m ³)

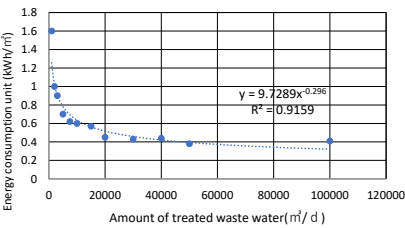


Fig.2 Approximation of power consumption

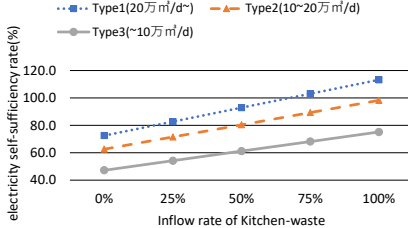


Fig.3 Electricity self-sufficiency rate

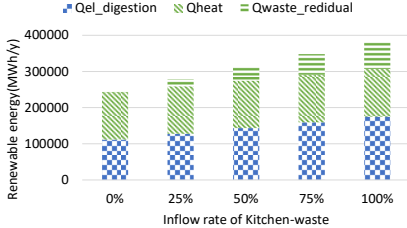


Fig.4 Renewable energy classified by use

4. まとめ

1) 厨芥分別による焼却施設へ発電量、消費電力の影響については厨芥削減による低位発熱量の増加により発電量はディスポーザ導入前とほぼ変わらず、厨芥 25%削減の条件で発電量を維持したまま消費電力を現状から約 5%削減できる結果となった。

2) 厨芥をバイオマス利用した場合に処理水量 20 万 m³/日以上処理場では厨芥 25%流入の条件で再生可能エネルギーにより、場内消費電力の 8 割を自家発電、消化槽加温を賄う熱量の回収が可能となった。

3) Fig.6 に再生可能エネルギー創出と焼却施設と下水処理場に与える影響を CO₂ 排出量削減効果として示したものである。式 5-1~5-8 は想定する CO₂ 排出項目とそれらの算出式である。厨芥 25%分別の条件下では、約 1 万 3 千 t-CO₂ の削減が可能となり、これは大阪市の廃棄物焼却による CO₂ 排出の約 3.4%分にあたる。しかし本研究の分別率 25%の効果を得るためには大阪市内で 75%の家庭用厨芥を分別する必要がある、ディスポーザによる家庭用厨芥の分別率の限界が 40%という既往研究¹⁾の結果を考慮すると、家庭用ディスポーザのみによる実現は難しい。今後は焼却施設の熱収支計算による各機器の排熱利用や、本研究の分別率 50%以上の効果を得るために事業系厨芥の分別処理も検討する必要がある。本研究ではディスポーザ導入を厨芥分別処理の 1 つとし、焼却施設及び下水処理場に及ぼす影響を試算し、再生可能エネルギー量と CO₂ 削減効果を示した。

参考文献

1) 日本下水道新技術開発機構：旧歌登町におけるディスポーザ導入に関する調査研究，下水道新技術研究所年報

2) 清水康利ら：家庭用厨芥処理機器の LCCO 評価，日本建築学会論文集，第 73 巻，第 627 号

3)：松藤彦：都市ごみ処理システムの分析・計画・評価・マテリアルフロー・LCA 評価プログラム，技報出版

4) 大阪市環境施設組合：平成 30 年度統計年報

5) 山本祐ら：焼却能力を有する高効率ごみ発電施設での熱回収技術導入とごみの受け入れ拡大が発電増強と事業性に及ぼす効果の評価，土木学会論文集 G(環境)，Vol.73，NO6，環境システム論文集 第 45 巻 2017

6) 吉田登：ごみ量やごみ質の変化が清掃工場における電力消費に及ぼす影響の分析，第 39 回環境システム研究論文発表会講演集 2011

7) 安田翔：汚泥直接脱水システムの下処理場に対する省エネルギー・創エネルギー技術の導入効果，大阪市立大学卒業論文集 2016

8) 日本下水道新技術開発機構：活性汚泥法等の省エネルギー化技術に関する技術資料

9) 環境省，平成 30 年度地球温暖化地域推進計画ガイドライン(第 3 版)，温室効果ガス排出量算出のための推定式及び排出係数一覧

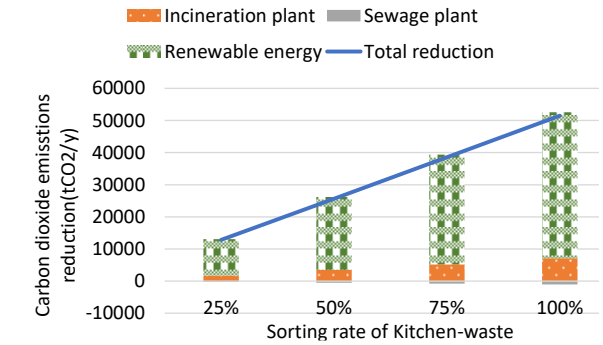


Fig.6 CO₂ emissions reduction effect

$G_{renewable_co2} = Q_{el_digestion} * c_{el_co2} + Q_{waste} * c_{heat_co2}$	(5-1)
$G_{renewable_co2}$	: CO ₂ emissions reduction (t-CO ₂ /y)
c_{heat_co2}	: Basic unit CO ₂ emissions from steam heat (t-CO ₂ /kWh)
$G_{inc_co2} = G_{pla_co2} + G_{inc_el_co2} + G_{g_co2}$	(5-2)
$G_{pla_co2} = G_{pla} * g_{pla_co2}$	(5-3)
$G_{inc_el_co2} = Q_{inc_el} * c_{el_co2}$	(5-4)
$G_{g_co2} = G_g * (c_{CH4} * c_{CH4_co2} + c_{N2O} * c_{N2O_co2})$	(5-5)
G_{inc_co2}	: CO ₂ emissions from incineration plant (t-CO ₂ /y)
G_{pla_co2}	: CO ₂ emissions from plastic incineration (t-CO ₂ /y)
$G_{inc_el_co2}$	: CO ₂ emissions from power consumption (t-CO ₂ /y)
G_{g_co2}	: CO ₂ emissions from incineration (t-CO ₂ /y)
G_{pla}	: Amount of plastic (t/y)
g_{pla_co2}	: Basic unit CO ₂ emissions plastic (t-CO ₂ /t)
c_{el_co2}	: Basic unit CO ₂ emissions from power consumption (t-CO ₂ /kWh)
c_{CH4}	: Basic unit CH ₄ emissions (t-CH ₄ /t)
c_{N2O}	: Basic unit N ₂ O emissions (t-N ₂ O/t)
c_{CH4_co2}	: CO ₂ emission factor of CH ₄ (t-CO ₂ /t-CH ₄)
c_{N2O_co2}	: CO ₂ emission factor of N ₂ O (t-CO ₂ /t-N ₂ O)
$G_{sewage_co2} = G_{sewage_el_co2} + G_{ludge_co2}$	(5-6)
$G_{sewage_el_co2} = Q_{sewage_el} * c_{el_co2}$	(5-7)
$G_{sludge_co2} = G_{g_sludge} * (c_{CH4_sludge} * c_{CH4_co2} + c_{N2O_sludge} * c_{N2O_co2})$	(5-8)
G_{sewage_co2}	: CO ₂ emissions from sewage plant (t-CO ₂ /y)
$G_{sewage_el_co2}$	: CO ₂ emissions from power consumption (t-CO ₂ /y)
G_{sludge_co2}	: CO ₂ emissions from sludge incineration (t-CO ₂ /y)
Q_{sewage_el}	: Power consumption in sewage plant (kWh/年)
G_{g_sludge}	: Amount of sludge (t/y)
c_{CH4_sludge}	: Basic unit CH ₄ emissions from sludge (t-CH ₄ /t)
c_{N2O_sludge}	: Basic unit N ₂ O emissions from sludge (t-N ₂ O/t)

異常高温対策としての道路散水の実証実験結果の分析

(その1) 散水実験結果の分析

Analysis of demonstration experiment results of road watering
as a countermeasure against extreme high temperature
(Part1) Analysis of watering experiment results

○森 大 幸 (神戸大学)

竹 林 英 樹 (神戸大学)

Hiroyuki MORI*1 Hideki TAKEBAYASHI*1

*1 Kobe University

In recent years, the heat island phenomenon has become a problem, and measures against extreme high temperatures to suppress its influence have been attracting attention. In Kobe City, watering on roadway was carried out in the center of the city from July to September in 2020 with the aim of reducing the effective temperature of pedestrians. In this study, we analyze the effect of watering on road based on the measurement results and consider the effect of mitigating the pedestrian thermal environment.

1. はじめに

近年、ヒートアイランド現象が問題となっており、その影響の抑制を図る適応策が注目されている^{1), 2), 3)}。神戸市では、歩行者の体感温度の低減を目的として2020年の7月から9月まで都心部で道路散水を実施した⁴⁾。本研究では、道路散水の効果を測定結果より分析して温熱環境緩和効果を考察する。

2. 測定概要

測定日時は、7月30日(木)、8月5日(水)の9時～11時、13時～15時である。

測定地点は、神戸市都心部の幅員の異なる(大中小)、南北道路の東側と西側、東西道路の北側と南側、交差点の東側と西側、保水性舗装が施工された南北道路の東側と西側、基準点である。測定地点を図1に示す。各道路における日射遮蔽は主として周辺の建物によるため、道路幅員は歩道を含む両側建物間の距離により規定した。

測定項目は、気温、湿度、風速、風向、表面温度(車道、歩道、壁面)、熱画像であり、各地点を移動して測定した。基準点では気温、湿度、日射量を5秒間隔で連続測定した。温湿度計は自作の簡易通風型日射遮蔽装置内に設置し、気温、湿度、風速、風向の測定高さは1.2mである。

3. 温熱環境指標の計算方法

3.1 MRT

MRT は日射を考慮して下式により算出した。日射吸収率は文献5)を参考に設定した。図2に人体と対象面の形態係数、図3に各測定点の形態係数を示す。

$$MRT = \left(\frac{aQ}{\sigma} + \sum_{i=1}^n \Phi_i T_i^4 \right)^{\frac{1}{4}}$$

$Q = Q_d + Q_s$: 日射量合計[W/m²]

Q_d : 直達日射量[W/m²]

Q_s : 天空日射量[W/m²]

T : 表面、天空の絶対温度[K]

Φ : 表面、天空の形態係数[-]

a : 日射吸収率 (=0.7)

σ : ステファン・ボルツマン定数 (=5.67×10⁻⁸[W/(m²K⁴)])

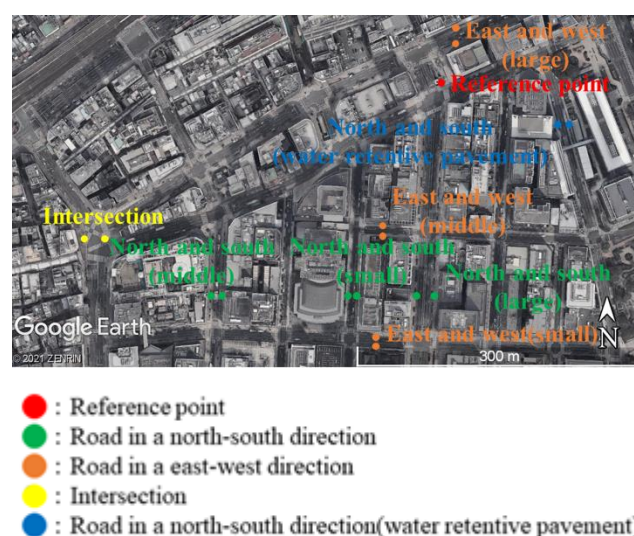


Fig.1 Measurement point in target area

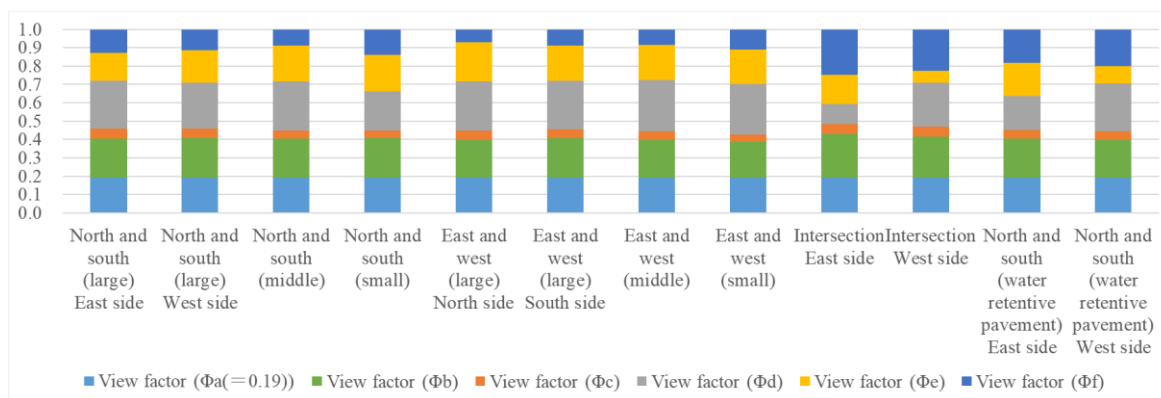


Fig.3 View factor at each measurement point

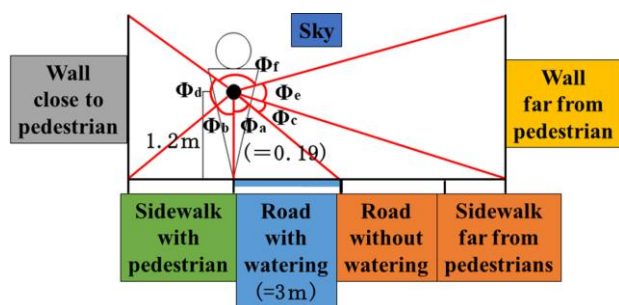


Fig.2 View factor between the human body and each surface

3.2 SET*

SET*の算出に必要な気温、湿度、風速には測定値、MRTには上記計算値を用いた。着衣量は夏の服装を想定して0.6clo、代謝量は立位状態を想定して1.4metとした。

4. 温熱環境指標の計算と考察

4.1 地表面温度低減量

散水無の道路の地表面温度から散水有の地表面温度を引いた地表面温度低減量を図4～7に示す。散水無の地表面温度が高くなるほど、地表面温度低減量は大きくなる傾向が確認された。日中は日陰より日射量が大きいため、地表面温度が高く、地表面温度低減量は大きい。南北道路と東西道路における散水効果は同様の傾向である。最大で約10℃低減し、散水30分後まで効果が継続した。

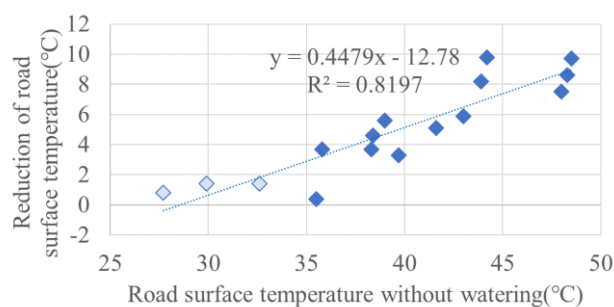


Fig.4 Reduction of road surface temperature immediately after watering on the north-south road

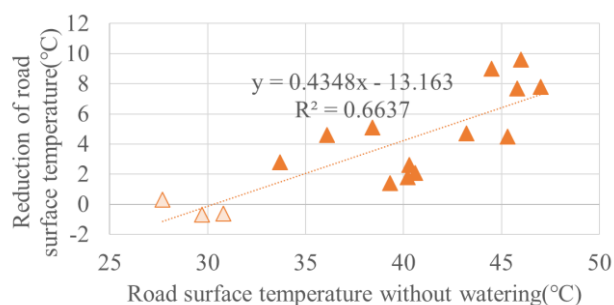


Fig.5 Reduction of road surface temperature 30 minutes after watering on the north-south road

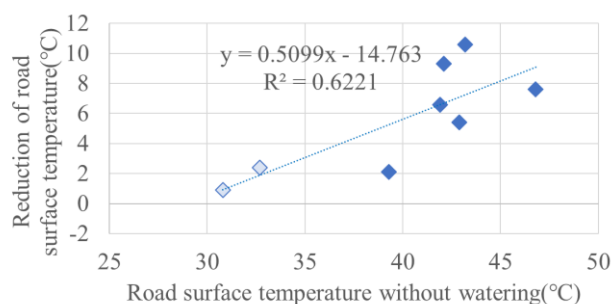


Fig.6 Reduction of road surface temperature immediately after watering on the east-west road

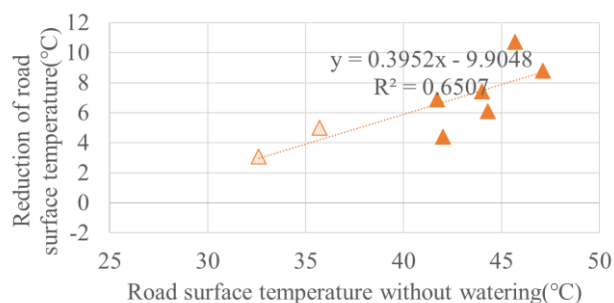


Fig.7 Reduction of road surface temperature 30 minutes after watering on the north-south road

道路幅員と地表面温度低減量の関係を図8、9に示す。道路方位や道路幅員と散水効果に関する関係は確認されない。

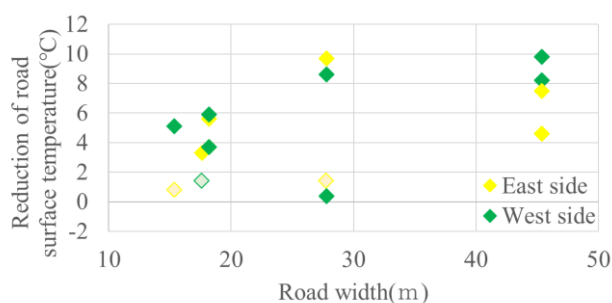


Fig.8 Reduction of road surface temperature immediately after watering on the north-south road

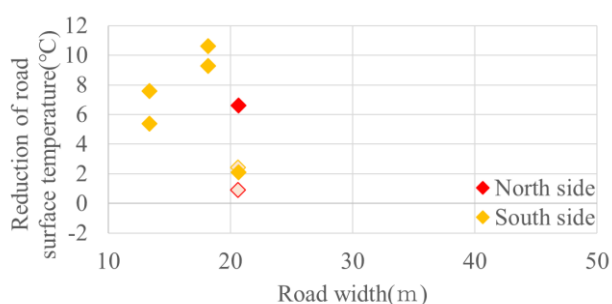


Fig.9 Reduction of road surface temperature immediately after watering on the east-west road

4.2 MRT 低減量

散水無の道路の MRT から散水有の MRT を引いた MRT 低減量を図 10, 11 に示す. MRT は日射量に大きく影響され, MRT の高い日向で MRT 低減量が大きい. MRT 低減量は地表面温度低減量の影響を受けるが, 歩道, 壁面, 天空等の影響も受けるため, 地表面温度低減量と比べてばらつきが大きい. 散水無の MRT に対する MRT 低減量が小さい地点は, 地表面温度低減量が小さいことによる影響であると考察された.

4.3 SET*低減量

散水無の道路の SET*から散水有の SET*を引いた SET*低減量を図 12, 13 に示す. MRT 低減量と同様の傾向が確認された. SET*低減量は気温, 湿度, 風速等の影響を受けるので, MRT 低減量よりばらつきが大きい.

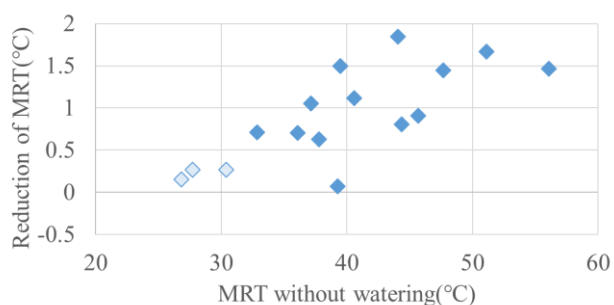


Fig.10 Reduction of MRT immediately after watering on the north-south road

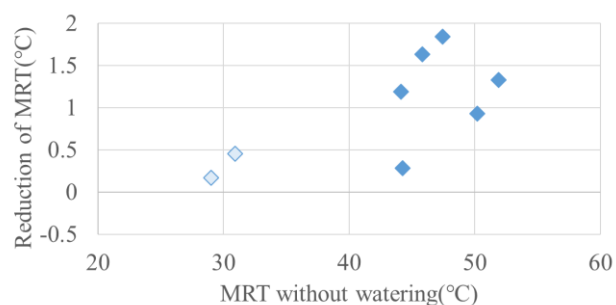


Fig.11 Reduction of MRT immediately after watering on the east-west road

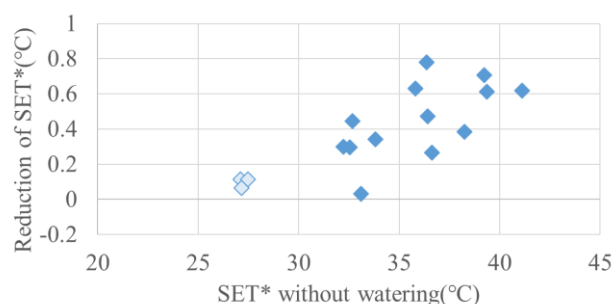


Fig.12 Reduction of SET* immediately after watering on the north-south road

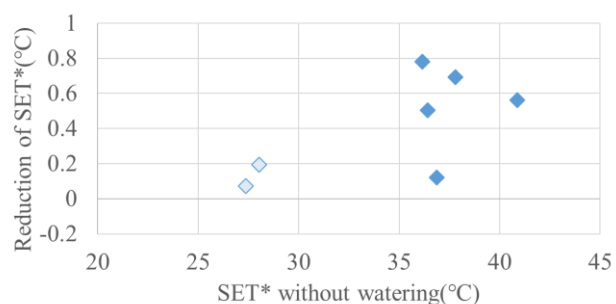


Fig.13 Reduction of SET* immediately after watering on the east-west road

5. 散水道路を変更した場合の影響

散水道路 (一般国道を想定した幅員 3m) を変更した場合の影響を考察した. 地表面温度低減量が 5, 10, 15, 20°Cである場合と, 測定結果の散水直後と散水 30 分後の地表面温度低減量の最大値 10.6°C, 7.4°Cの場合の計算結果を図 14, 15 に示す. 地表面温度低減量が小さく, 散水道路から人体までの距離が大きいと, MRT 低減量と SET*低減量は小さい. 歩道近傍の車道 (散水道路から人体までの距離が 0m) に散水した場合と隣の車道 (散水道路から人体までの距離が 3m) に散水した場合では, 散水直後の地表面温度低減量の最大値 10.6°Cを仮定した場合の, MRT 低減量は約 1.9°Cと約 0.3°Cで, その差は約 1.6°Cとなった. SET*低減量は約 0.8°Cと約 0.1°Cで, その差は約 0.7°Cとなった.

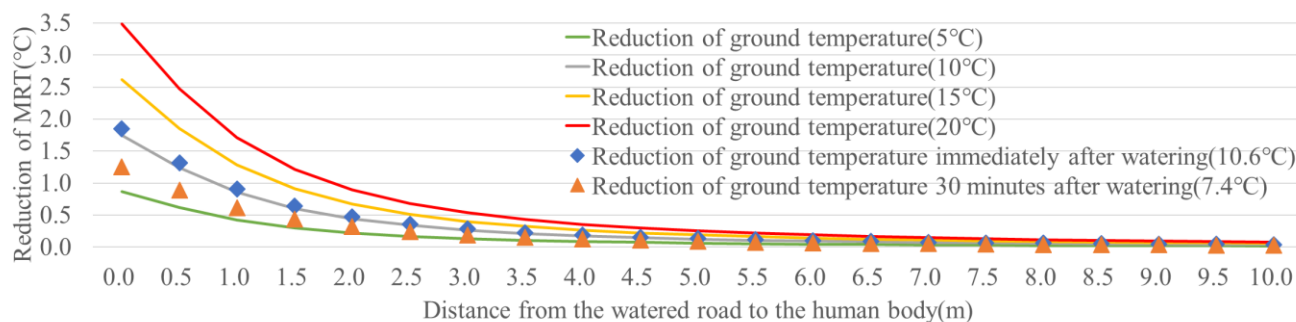


Fig.14 Reduction of MRT in changing the distance from the watered road to the human body

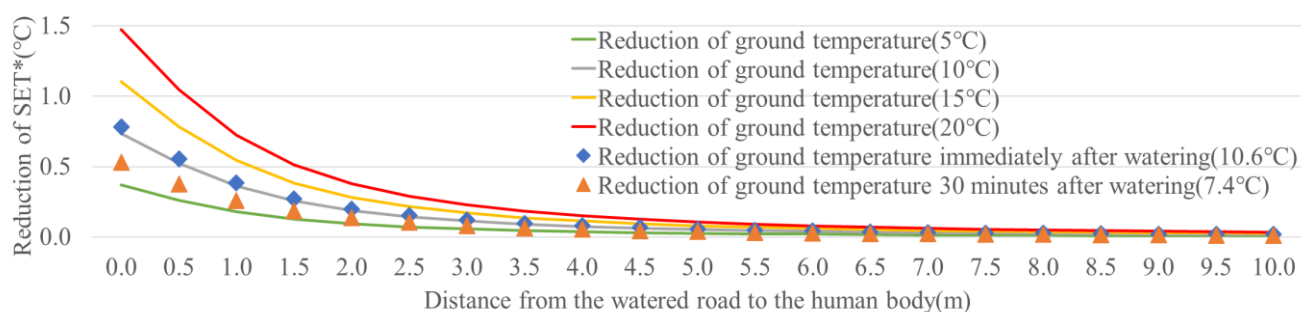


Fig.15 Reduction of SET* in changing the distance from the watered road to the human body

6. 結論

日射量が大きく地表面温度が 40°C を超える気象条件で、歩道近傍の道路に散水した場合には、道路方位や道路幅員に関係なく、地表面温度は最大で約 10°C 、MRT は最大で約 1.9°C 、SET* は最大で約 0.8°C 低減した。歩道近傍の道路に散水した場合には SET* は最大で約 0.8°C 低減するが、隣の道路に散水した場合には最大で約 0.1°C の低減となった。

謝辞

本研究は、神戸市の異常高温対策の施策と連携して実施した。神戸市の戸澤氏、佐野氏、津田氏、松山氏はじめ協力頂いた関係者の皆様に謝意を表します。

参考文献

- 1)環境省：ヒートアイランド対策ガイドライン改訂版，(2013)
- 2)三坂育正，成田健一，石丸泰，大場栄光：市街地空間における温熱環境の現況把握と適応策の試行による効果に関する研究，環境情報科学論文集 ceis28(0)，373-378，(2014)
- 3)團野宏紀，竹林英樹：異常高温に対する適応策の導入可能性に関する研究，日本建築学会近畿支部 研究報告集 第 60 号〈環境系〉，(2020)
- 4)神戸新聞社，神戸新聞 NEXT | 1 日 32 トン，街を冷やせ 神戸都心に連日散水車，(2020)
- 5)VDI (1998): Methods for the human biometeorological evaluation

of climate and air quality for urban and regional planning at regional level part 1: climate. VDI Guideline 3787, Part2.

異常高温対策としての道路散水の実証実験結果の分析

(その2) 異常高温対策効果の分析

Analysis of demonstration experiment results of road watering

as a countermeasure against extreme high temperature

(Part2) Analysis of the effects of a countermeasure against extreme high temperature

○團 野 宏 紀 (神戸大学)

竹 林 英 樹 (神戸大学)

Hiroki DANNO *¹ Hideki TAKEBAYASHI *¹*¹ Kobe University

In recent years, plans for the introduction of adaptation measures for urban heat island into the street canyon are being studied in order to cope with extreme high temperatures in the urban area of Kobe city. Watering on roadway was carried out in the center of the city from July to September in 2020. In this study, evaporative efficiency was calculated from the results of road watering demonstration experiments by using the surface heat balance equation and the effect of mitigating pedestrian thermal environment was analyzed by using building shape data.

1. はじめに

先行研究¹⁾では、神戸市都市部における夏期代表日の温熱環境指標の分布を分析し、暑さ対策が必要となる箇所の検討を行った。成田ら²⁾は、熱収支式を用いて、蒸発効率を算出し、保水性舗装の性能を評価している。

本研究では、車道散水の実証実験結果から蒸発効率を算出し、三宮周辺街区の建物形状データを用いて、車道散水による温熱環境緩和効果を分析した。

2. 蒸発効率の算出

2.1 算出方法

2020年8月5日の測定データを用いて蒸発効率を算出した。午前(9時~11時)、午後(13時~15時)、夕方(16時~17時30分)の測定結果より、散水前の地表面温度が40℃以上のデータを用いた。測定日の気象条件を図1に示す。日射量、気温、湿度、風速などの気象条件と地表面温度を用いて、以下の熱収支式³⁾より蒸発効率を算出した。

$$R_n - A = \alpha \left\{ (T_s - T_a) + l\beta \frac{1}{C_p} (X_s - X_a) \right\}$$

$$\beta = \frac{R_n - A - \alpha(T_s - T_a)}{l\alpha \frac{1}{C_p} (X_s - X_a)}$$

R_n : 正味放射(W/m²), A : 伝導熱(W/m²), α : 対流熱伝達率(W/m²K), T_s : 地表面温度(℃), T_a : 地表面温度(℃), l : 蒸発潜熱(KJ/Kg), β : 蒸発効率(-), C_p : 空気の比熱(J/KgK), X_s : 地表面の絶対湿度(Kg/Kg), X_a : 空気の絶対湿度(Kg/Kg)

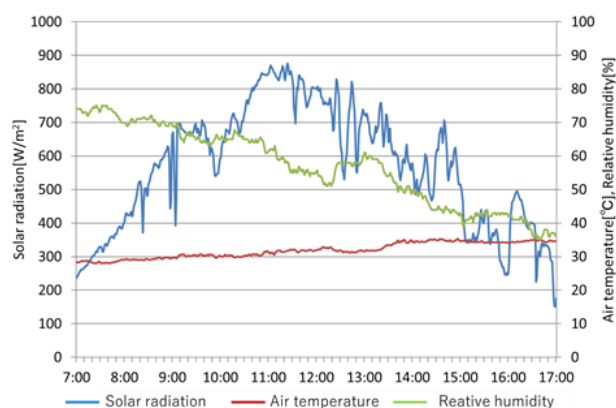


Fig.1 Weather condition on August 5, 2020

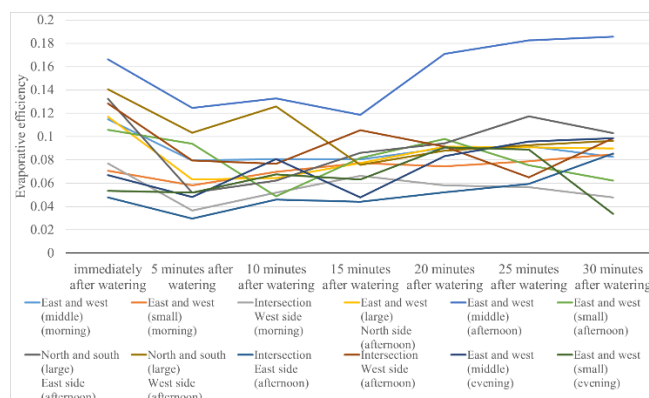


Fig.2 Calculation result of evaporative efficiency

2.2 算出結果

蒸発効率の算出結果を図 2 に示す。散水直後は若干大きく、30 分後までの変動は小さい。0.08 程度が維持されている。地点により 0.03~0.18 程度のばらつきが確認され、時間変動より空間変動が大きい。

蒸発効率と日射量、地表面温度低減量との関係を図 3、図 4 に示す。若干の相関が確認される。熱収支式より、日射量が大きくなると、Ts-Ta、Xs-Xa とともに大きくなり、蒸発効率は 0.1 弱程度に集中した。

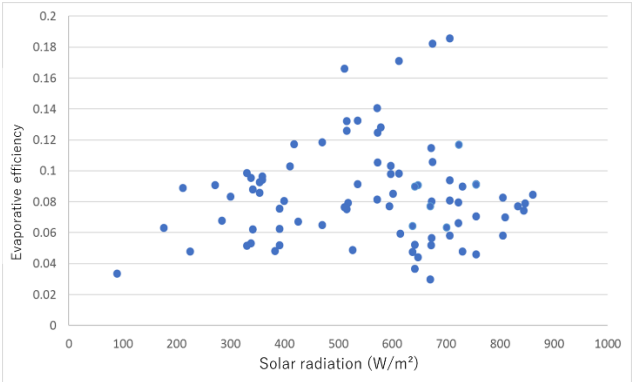


Fig.3 Relation between solar radiation and evaporative efficiency

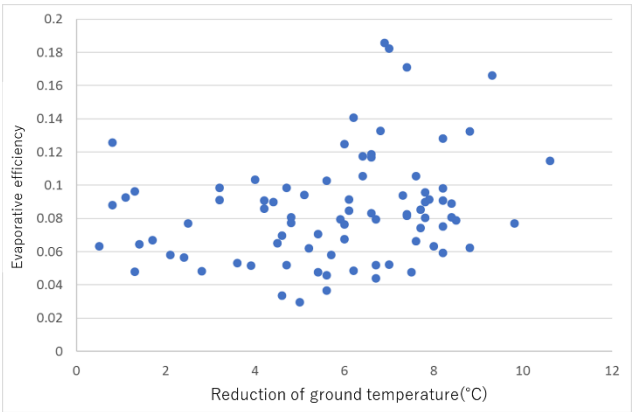


Fig.4 Relation between reduction of road surface temperature and evaporative efficiency

3. 温熱環境指標分布の算出

3.1 計算の概要

計算対象領域の建物形状と地表面被覆の分布を図 5、散水箇所を図 6 に示す。2m メッシュで分割し、表面温度、MRT、SET*を計算した。地表面被覆は、アスファルト、コンクリート、ブロック、芝生に分類した。散水は車道に実施し、蒸発効率を 0.1 に設定した。



Fig.5 Building shape and surface materials in the target area



Fig.6 Watering place (asphalt road)

3.2 地表面温度分布

2020年8月5日13時の散水無し、有りの地表面温度分布と差を図7～図9に示す。気温、湿度、風速は神戸地方気象台の測定データを用いた。天空率、日射量はGISの建物形状データを用いて算出した。

散水により地表面温度は最大8℃程度低下し、概ね測定結果と整合した。建物や樹木により日射が遮蔽された箇所の低下量は小さい。

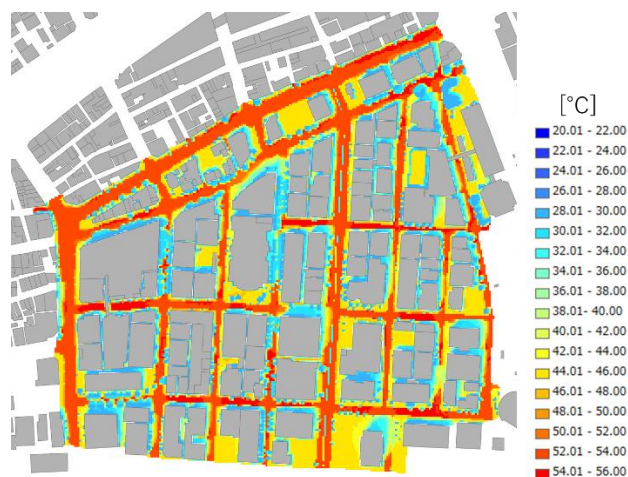


Fig.7 Road surface temperature distribution without watering
at 13:00 on August 5, 2020

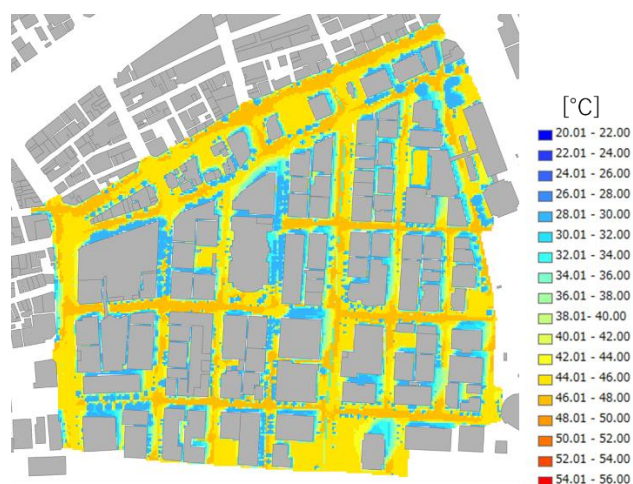


Fig.8 Road surface temperature distribution with watering
at 13:00 on August 5, 2020

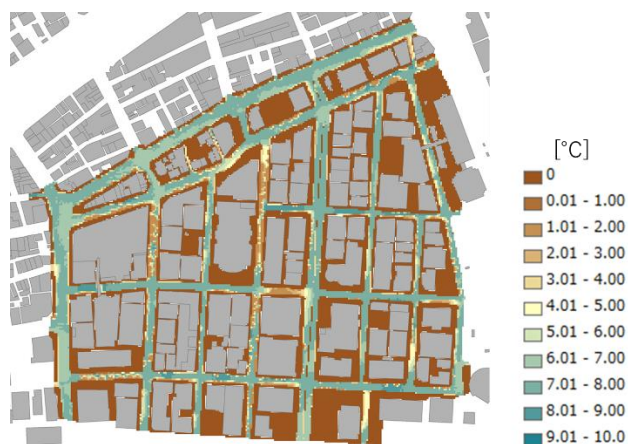


Fig.9 Distribution of road surface temperature reduction
at 13:00 on August 5, 2020

3.3 精度検証

散水無し、有りの地表面温度とその差の計算結果と実測結果の関係を図10～11に示す。実測結果は概ね再現されているが、若干ばらつきが確認される。特に地表面温度の高い箇所で温度低下量が若干小さい。蒸発効率を一律0.1に設定した結果であるが、概ね再現されている。

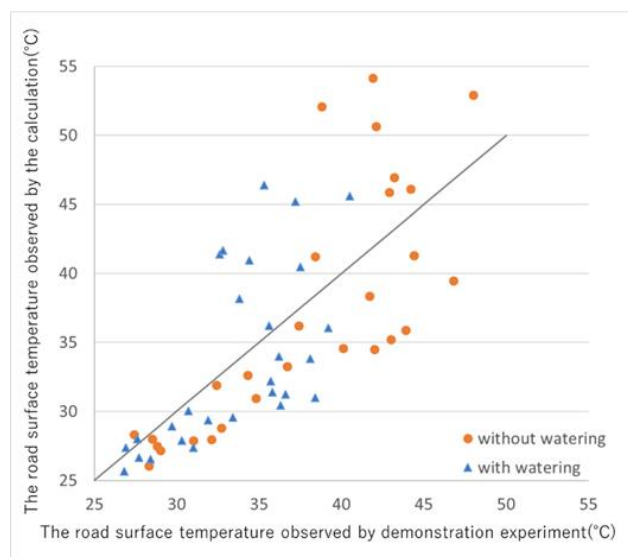


Fig.10 Relation between calculation and measurement road surface temperature

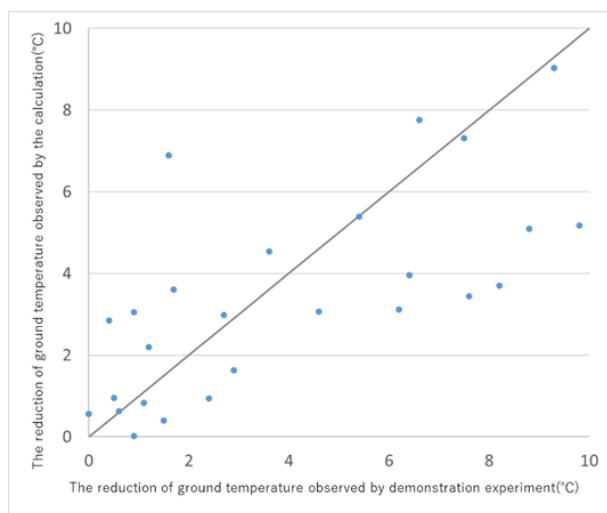


Fig.11 Relation between calculation and measurement road surface temperature reduction

3.4 MRT, SET*の分布

2020年8月5日13時のMRT, SET*の散水による低下量の分布を図12～図13に示す。人体の日射吸収率は0.5, 着衣量は0.6clo, 代謝量は1.4metとした。歩道上のMRTは最大4°C程度, SET*は最大1.5°C程度低下した。地表面温度の低下量が大きい箇所でMRT, SET*の低下量が大きい。

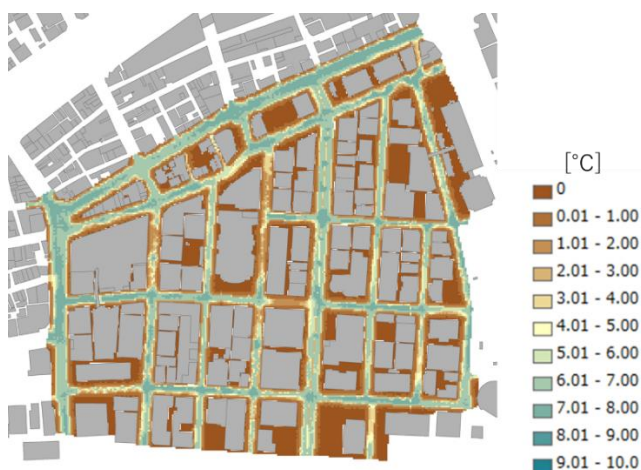


Fig.12 Distribution of MRT reduction at 13:00 on August 5, 2020

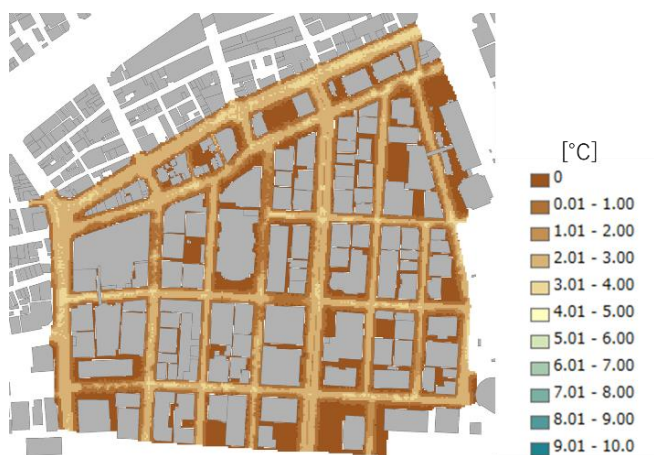


Fig.13 Distribution of SET* reduction at 13:00 on August 5, 2020

4. 結論

散水実験の結果より算出した蒸発効率 γ は0.1弱であった。車道の蒸発効率を0.1と設定して算出した13時の地表面温度の低下量は最大8°C程度となり、特に地表面温度の高い箇所で大きな低下量となった。歩道上のMRT低下量は最大4°C程度, SET*低下量は最大1.5°C程度であった。

謝辞 本研究は、神戸市の異常高温対策の施策と連携して実施した。神戸市の戸澤氏、佐野氏、津田氏、松山氏はじめ協力頂いた関係者の皆様に謝意を表します。

参考文献

- 1) 大久保舞, 竹林英樹: 異常高温対策の導入計画のための街路空間の都市環境気候図に関する研究, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2020
- 2) 成田健一, 三坂育正, 国島武史, 中山康孝, 若林伸介: 蒸発効率を用いた保水性舗装の性能評価, 日本建築学会技術報告集第20号, 2004
- 3) Hideki Takebayashi, Masakazu Moriyama: Surface heat budget on green roof and high reflection roof for mitigation of urban heat island, Building and Environment 42, 2007