

超高層複合都市におけるエネルギー実績 (1) **－設備計画の概要と実績－** **Energy Performance on Supertall Multifunction City (1)** **-Overview and Performance of Facility Planning-**

○秋山 哲哉 (竹中工務店)
 Tetsuya AKIYAMA
 Takenaka Corporation

坂口 佳史 (竹中工務店)
 Yoshifumi SAKAGUCHI
 Takenaka Corporation

Abeno Harukas has features of urban development to improve the wayside value through terminal development, expand the business ground by the creation of a supertall compact city of Japan, play a low-carbon and regional contribution. To increase the value of railway line area by the terminal development that becomes the basis for the convenience the railway line area, it is possible to become the third pole Abeno is a birthplace of Osaka of history and culture with a new personality, produced the diversity of the city center of Osaka, and improve the overall charm Osaka.

1. はじめに

あべのハルカスは、ターミナル開発による沿線価値を向上すること、日本一の超高層集密都市の創出により事業地盤の拡大を図ること、低炭素化と地域貢献を果たすことに街づくりの特徴がある。

利便性の基盤となるターミナル開発により沿線価値を高め、大阪の歴史・文化の発祥の地である阿倍野が新たな個性を持つことで、都心部の多様性を生み、大阪全体の魅力を向上させる。また、鉄道・不動産・流通・ホテル・レジャーなど事業の複合化と連携によるシナジー効果を発揮し、新しい価値、独自の魅力を生み出す超高層集密都市を創出し、事業基盤の拡大を実現する。

更に、低炭素化を実現するリーディングプロジェクトとなり、従来想定されてこなかったレベルの地震や台風に対して安全・安心を確保し、3つの屋上庭園と開放感のある公共的なロビー空間をつなげ、緑地面積の少ない大阪において、都市的なランドスケープを実現し、地域社会に貢献する。

本報では、あべのハルカスの設備概要と初年度におけるエネルギー実績について報告する。



Fig.1 Facade from Tsutenkaku

1.1 施設概要

所在地：大阪市阿倍野区阿倍野筋 1-1-43

建物用途：駅、百貨店、オフィス、ホテル、美術館、展望台

建築主：近鉄不動産(株) 設計：(株)竹中工務店

百貨店内装：(株)インフィクス、(株)竹中工務店

ホテル内装：(株)日本設計、(株)観光企画設計社

施工：建築 JV (株)竹中工務店・(株)奥村組・(株)大林組・大日本土木(株)・(株)銭高組

設備 JV：三機工業(株)・(株)きんでん・近鉄電気エンジニアリング(株)・日本ファシリオ(株)

敷地面積：28,738.06 m²

延床面積：353,393.32 m² (うちタワー館 211,627 m²)

階数：地上 60 階、塔屋 1 階、地下 5 階

竣工年：2014 年 3 月 7 日グランドオープン

1.2 設備概要

受変電：77kV 2 回線受電、変圧器 20MVA×2 台

6.6kV サブ変 (B5・B3・15・37・56 階)

非常用発電機：3,000kVA (A 重油)

保安用発電機：2,000kVA (デュアルフーエル：ガス・A 重油)

コージェネレーション：混焼ガスエンジン 950kW (バイオガス)

その他：太陽光・風力発電、落水エネルギー回収装置を低圧連係

無停電電源装置 (重要負荷用)：1,000kVA

熱源：電気ガス併用中央熱源方式

インバータターボ冷凍機 1,500USRT×2 台

ブラインターボ(冷水時) 1,500USRT×1 台

氷蓄熱 (内融式) 11,000RTh×1 台

コージェネレーション 600USRT×1 台

(排ガス排温水投入型)

吸収式冷温水機 1,200USRT×2 台

給湯方式：セントラル+局所給湯方式

2 環境技術の概要

2.1 プロジェクトの目標

環境負荷の低減と快適性の両立を目指す本件は、「複合用途」であることと「高さ」を生かし、「アクティブ」「パッシブ」「コミュニケーション」という3つのアプローチにより大幅な環境負荷低減を実現した。最先端で高効率機器の導入、用途複合による熱源需要の平準化、熱融通や高さを生かしたエネルギー回収等の「アクティブ技術」によりエネルギー効率を高める。また、ボイドを生かして外気や自然光に触れることで感性や創造性が刺激され、照明や空調のエネルギーを削減する「パッシブ技術」により環境負荷を低減している。さらに、ICTを活用し、建物利用者が参画する「環境コミュニケーション」は、エネルギーマネジメントの継続的な改善を促す。

本件は、国土交通省が支援する平成20年度省CO2推進モデル事業に採択されており、大阪市が進めるCASBEE 大阪において、最高となるSランクを取得している。

2.2 エネルギーシステム（熱源・電力）

複合用途である本件は、冷水要求が大きく、年間を通じて小さな部分負荷が生じる。そのため、冷熱源はCOP並びにIPLVが高いインバータターボ冷凍機とブラインターボの冷水運転をベースとする。一方温熱源についてもホテルや外気処理空調機など温水要求も比較的多くなっている。負荷が局所に発生するため効率の高いボイラを分散配置し、高効率ガス吸収式との組み合わせにより要求に対応する。

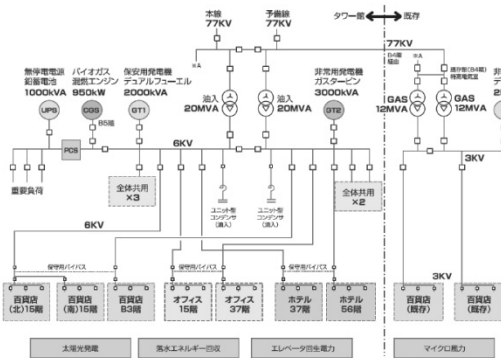


Fig.2 Micro grid of Abeno Harukas

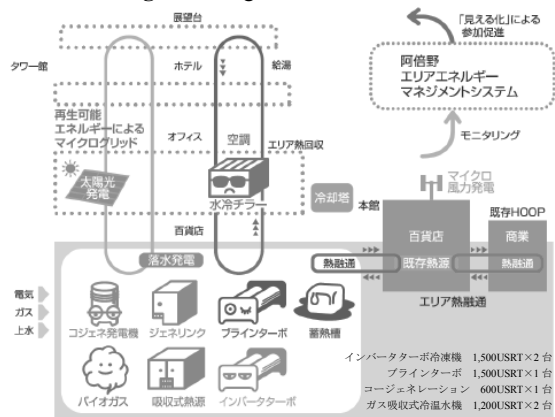


Fig.3 Concept of energy system

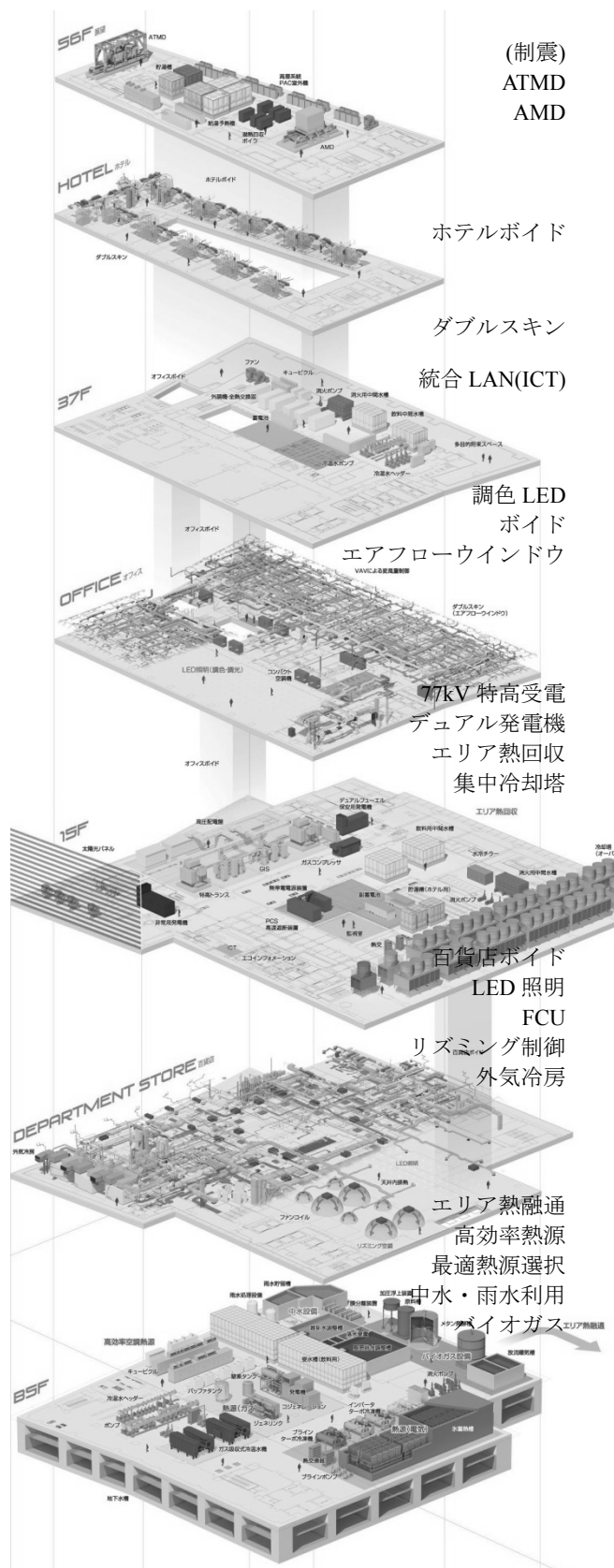


Fig.4 Various environmental technology

3. エネルギー実績

3.1 電力・ガス消費量の実績

2014年4月から2015年3月の1年間の電力使用量・最大需要電力(デマンド)発生日の時刻別電力使用状況及びガス使用量を Fig.5～7 に示す。

Fig.5 に本件におけるデマンドを示す。従来のビル想定においては 18,000kW 程度としていたが、環境配慮技術の導入により、36.5%の低減を果たしている。電力消費密度についてもタワー館延床面積から検討すると低い値となっている。これは、百貨店の低消費電力化(LED 照明の採用、ファンコイルユニット方式の採用など)や高効率熱源の採用、ダブルスキンによる熱負荷低減など様々な建築と設備による総合的な省 CO2 施策の採用によるものと考えられる。

ガスについては、使用箇所が空調熱源・給湯熱源・厨房用と3種類の用途に主に分けられる。そのうち、厨房用ガスは年間を通して一定である。一方、空調熱源用ガス使用量は特に冬季に増加している。これは、LED 照明の採用により、暖房側に有利に働く負荷の減少に伴い、暖房負荷の増加につながったと考えられる。

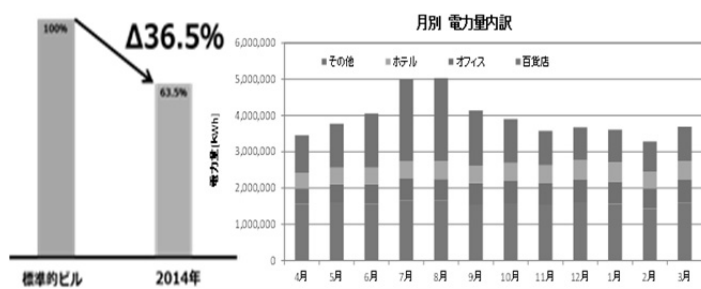


Fig.5 Breakdown of the monthly amount of electric power

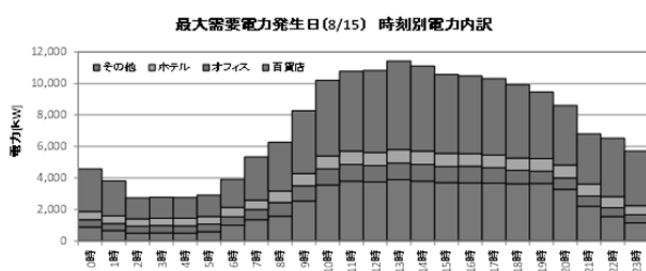


Fig.6 Hourly amount of electric power
(Maximum demand)

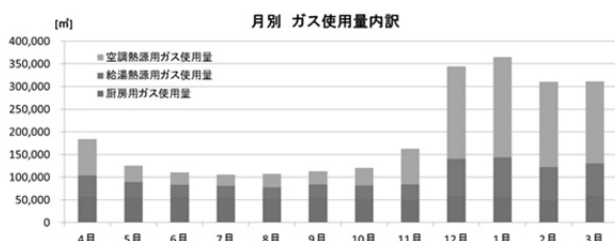


Fig.7 Breakdown of the monthly amount of gas

3.2 水使用量の実績

2014年4月から2015年3月の1年間の水使用量の実績を Fig.8 に示す。大阪市と協議し、実施設計時に決定した夏季最大使用水量の想定は、1,820m³/日であった。あべのハルカスでは、雨水とホテル雑用水を処理し、百貨店のトイレ洗浄水としてカスケード利用することで、2014年度の水使用のピークである8月における日平均の実績はこれに対し25%の削減が確認された。

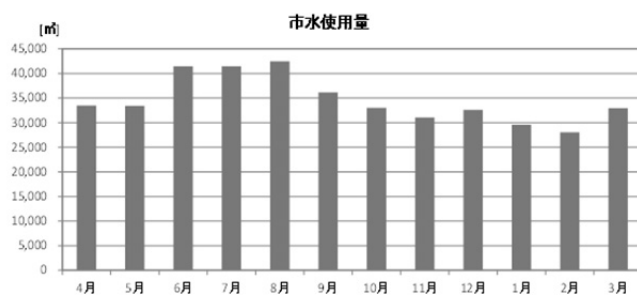


Fig.8 Breakdown of the monthly amount of water

3.3 主熱源の運転実績

業務施設の複合ビルであるあべのハルカスは、年間を通して冷房要求が大きいため、冷房時の熱源における効率(成績係数(COP))を考慮して、高効率なインバータターボ冷凍機を主に運転することを計画している。Fig.9 に冷房ピーク時における熱源構成とシステム COP を示す。該当日の運転状況は、インバータターボ冷凍機2台をベース運転とし、氷蓄熱システムを構成するブラインターボ冷凍機の追掛け運転を行った。熱源のシステム COP は 4.5～5.5 程度を推移し、高効率な運転となっていることが確認できる。

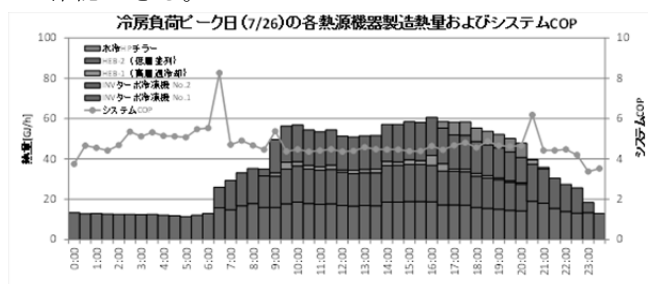


Fig.9 Production amount of heat and System COP
(Peak day of cooling load)

一方暖房においては、冬季の外気温や複合業務施設での決め細やかな要求に従従するため、年間暖房負荷は他の施設より大きくなっている(Fig.10)。ガス吸収式冷温水発生機とボイラ分散配置により、温水要求に対応しているが、導入外気量増加による負荷の増加により暖房要求が大きくなっているため、今後さらなる暖房の効率的な運用が求められる。



Fig.10 Production amount of heat and System COP
(Peak day of heating load)

3.4 エリア熱回収

年間を通して冷房要求の多い百貨店を冷房する際に発生する排熱を、ホテル客室の給湯予熱として水冷 HP チラーにて回収する。水冷 HP チラーの単体での年間 COP は 4.0 以上あり、高効率であるが、今回の熱回収によるシステム COP についても平均して 8.0~12.0 であることが確認できた(Fig.12,13)。

次に、季節による変化を考察する。水冷 HP チラー単体の COP は年間を通じて冷却水の水温が一定となるため、ほぼ同等であった。一方、システム COP については、中間期や冬季に低下する傾向にあった(Fig.12)。この特性を把握し、今後の運転改善を推進していく。

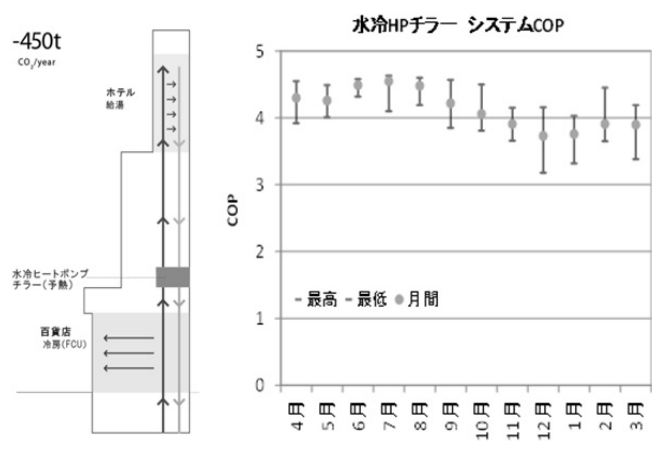


Fig.11 Area heat recovery system

Fig.12 System COP
(Water-cooled HP Chiller)

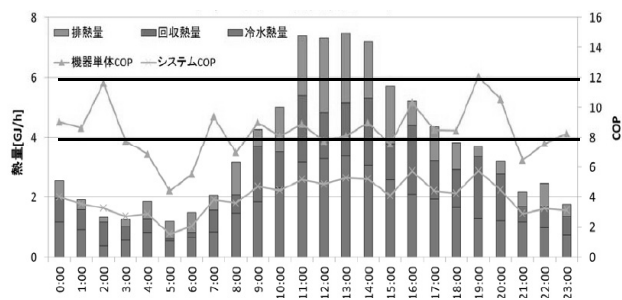


Fig.13 Amount of heat recovery and system COP by time

3.5 エリア熱融通

建設から 20 年以上が経過した既存百貨店と隣接商業施設『Hoop』の省エネルギーを推進するため、既存熱源へ熱融通配管を敷設した。既存熱源は、蒸気吸収式冷温水機とターボ冷凍機をシリーズ接続した構成であるが、経年劣化により送水温度も高く、運転改善の余地がある。

そこでタワー館の熱源に余裕があり、総合的に高い COP での運転が期待できる場合には、既存及び隣接商業施設へ熱融通を行うことで街区全体として高効率な熱源運転が可能となる。

Fig.15 に 2015 年 6 月の試運転時の各熱源機器のシステム COP を示す。ターボ冷凍機及びブライントーボ、水冷ターボ運転時には熱融通をすることで、タワー館側の高い COP が優位に働き、融通の効果が高いことが確認された。

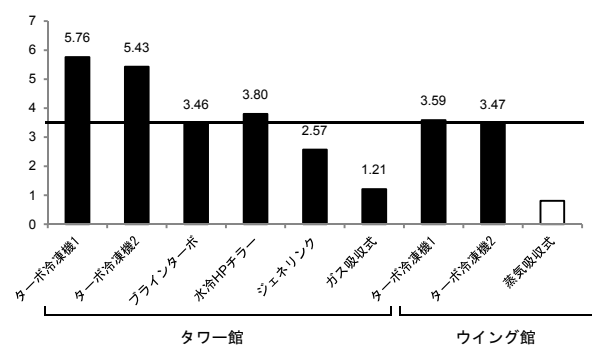


Fig.15 System COP (Connecting heat source system)

4 まとめ

2014 年度は開業年でもあり、本格的なエネルギーマネジメントを開始し、主熱源を構成する熱源設備毎の試運転調整やポンプ類の補機調整など初年度に特有な調整について計画的に実施した。初年度特有の負荷の中、30%の省 CO2 を達成した(Fig.16)。今後は全ての省 CO2 技術の運転を本格化させ、目標値の 36%を達成する計画としている。

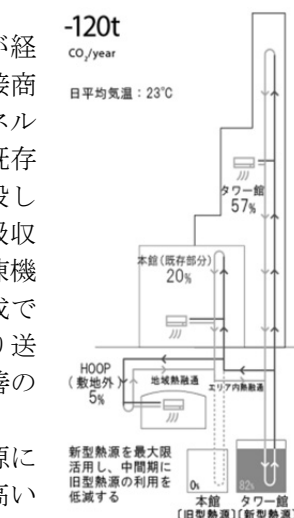


Fig.14 Connecting heat source system

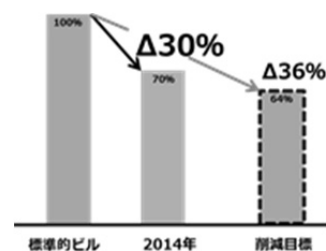


Fig.16 Amount of carbon dioxide reduction

超高層複合都市におけるエネルギー実績 (2) ーバイオガス設備ー

Energy Performance on Supertall Multifunction City (2) -Bio Gas Power Generation Apparatus-

○加藤 利崇 (竹中工務店)

Toshitaka Kato

Takenaka Corporation

坂口 佳史 (竹中工務店)

Yoshifumi Sakaguchi

Takenaka Corporation

Wet refuse from the department store and the hotel restaurants are shredded in disposers and then carried via the pipework to the methane fermentation tank on the fifth basement floor. Methane gas, generated through the methane fermentation of solid content, is used as gas fuel that is consumed in the process of cogeneration, thereby allowing a reduction in gas consumption.

1. はじめに

食品廃棄物のリサイクルを進めるために食品リサイクル法が制定されてから15年が経過した。その間、食品廃棄物のリサイクルが進み、平成24年度の食品廃棄物の発生及び処理状況を見ると、産業廃棄物の食品廃棄物リサイクル率は80%にも達している。しかしながら、飲食店等から発生する食品廃棄物(事業系一般廃棄物)のリサイクル率は30%未満と低く、リサイクルが進んでいない¹⁾。都市部では事業系一般廃棄物としての食品廃棄物の発生量が多い。食品廃棄物のリサイクル施設は郊外への立地が多く、飲食店等から発生する食品廃棄物は、処理費用や運搬費の面から自治体の清掃工場で焼却処理される割合が高い。都市部の自治体の清掃工場では焼却によりエネルギー回収が実施されているが、生ごみの性状を考えた場合、生ごみは含水率が高く焼却処理には向かない廃棄物である。生ごみからのエネルギー回収を考えた場合、メタン発酵によることが好ましい。

一方、環境への配慮から建物内でオンサイトに生ごみをリサイクルすることも進められてきた。その方法は飼料化のための乾燥処理や好気処理による堆肥化が主であった。これらの処理は悪臭問題の発生や、堆肥化物や飼料化物の利用先の確保が困難であり、一部でその実施が中止されている。建物内リサイクルを考えた場合、建物でのエネルギー利用は十分に需要があり、リサイクルとして機能するが、建物単位での小規模な導入は経済的に厳しいと考えられた。

この経済的な課題と後述するその他の課題を解決し、日本で初めてとなる建物内メタン発酵設備(都心型バイオガスシステム)が日本一の高さを誇るあべのハルカスに導入された(Fig. 1)。ホテル(面積約32,000m²)のレストラン、百貨店(面積約167,000m²)のレストラン街から発生する生ごみと厨房排水をエネルギー源とするものである。

本報では、都心型バイオガスシステムの概要とその特長を説明し、2015年1年間の運転状況から、エネルギー収支、経済性、省CO₂性について検証したので報告する。



Fig. 1 The methane fermentation tank (B5F)

1 導入されたシステムの概要と特長

建物内でメタン発酵を実施する際には経済性の他、建物内での衛生的な生ごみ運搬の実現、安全性の確保及び臭気防止にも課題がある。

都心型バイオガスシステムはこれらの課題を解決したシステムであり、その特長は以下の通りである。

1) 生ごみの衛生的な運搬

生ごみの運搬は、ディスポーザ(Fig. 2)を用いてビルの地下へと生ごみを運搬している。ディスポーザの活用により、生ごみ汚水の通路やエレベータ内への飛散による悪臭等が防止され、衛生面の確保がなされるとともに、含水率の高い生ごみの長距離運搬が不要となり労働力の削減にも繋がっている。

一方で、ディスポーザの利用では配管の閉塞が最も危惧される事項である。業務用ディスポーザについての知見が少なく既報²⁾に示すように様々な試験を実

施し、業務用ディスポーザとしては初の集合管による長距離搬送システムを構築した。ポンプ圧送による中継システム (Fig.3) の採用により配管の閉塞なく、ディスポーザ 1 台で最大 10kg/分の生ごみを搬送することが可能である。



Fig.2 Disposer equipment



Fig.3 Disposer relay water tank

2) 臭気防止と安全性の確保

メタン発酵は閉鎖系でメタンガスを回収するため、臭気が外部に漏れることはないが、ディスポーザ排水の前処理過程や消化液の処理過程での臭気の拡散の可能性はある。そこで、ディスポーザ排水の前処理過程や消化液の処理過程については全て系内を陰圧とするよう脱臭ダクトを設け、オゾン処理による脱臭工程の後に屋外へと排出するようにした。

また、メタンガスの爆発の危険性は、室内換気のシミュレーションを実施し、部屋全体として爆発限界に達しないような換気回数を確保し、換気設備に冗長性を持たせ安全性を高めた。

更に局所的なガス溜まりに対して、硫化水素検知器、メタンガス検知器を設置し、ガス漏れ危険性のある周辺は防爆設備とした。なお、部屋の入口に回転警告灯を設置し、危険事象発生時に誤入室のないように最大限安全性に配慮した。

3) 經濟性

生ごみのメタン発酵は 30～50t/日以上以上の規模でなければ経済性が成立しないと考えられている。これは発酵後の残渣である消化液の処理にも大きなコストが必要なためである。あべのハルカスでの生ごみ発生量は日量 3t/日程度と少なく、建物単体で生ごみのメタン発酵を実施することは経済的に困難であると考えられた。しかしながら、次の2つの考え方により、経済性を確保した。

①あべのハルカスでは厨房除害設備が設けられており、日量700tの厨房排水を処理し、そこで外部処理の必要な汚泥が発生する。この排水処理汚泥(好気処理前の加圧浮上スカムを含む)は生ごみと同様にメタン発酵によりエネルギー回収が可能である。このエネルギー回収により汚泥中の炭素分がメタンとなり回収されることから汚泥量が大幅に減量され、汚泥の外部処理費が大幅に削減される。

②メタン発酵により生じた残渣は厨房除害設備で処理可能である。

この組合せ (Fig.4) により生ごみ日量 3t という小規模でも経済性を確保した。

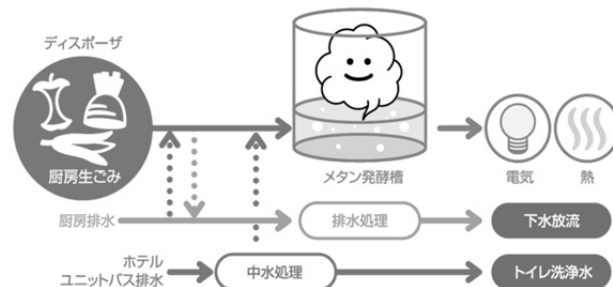


Fig.4 The outline of the bio gas system

2 導入したシステムの仕様

Fig.5 に地下5階への設置イメージ、Fig.6 に都心型バイオガスシステムの詳細フローを示す。これらの設備で日量 3tの生ごみ、日量 700tの厨房排水の処理が可能であり、バイオガス(メタンガス濃度 60%) 540Nm³ が得られるものとして設置された。

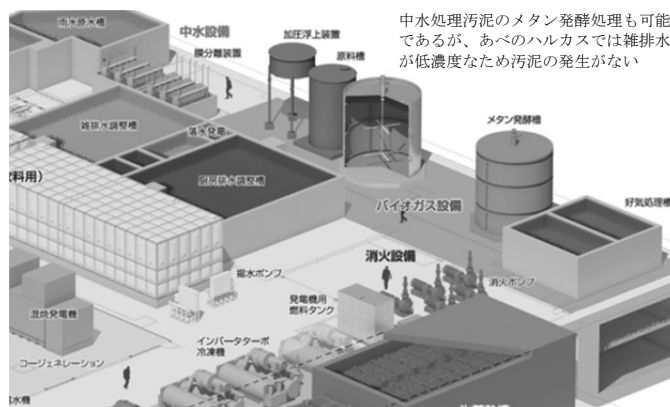


Fig.5 An underground 5th floor installation image

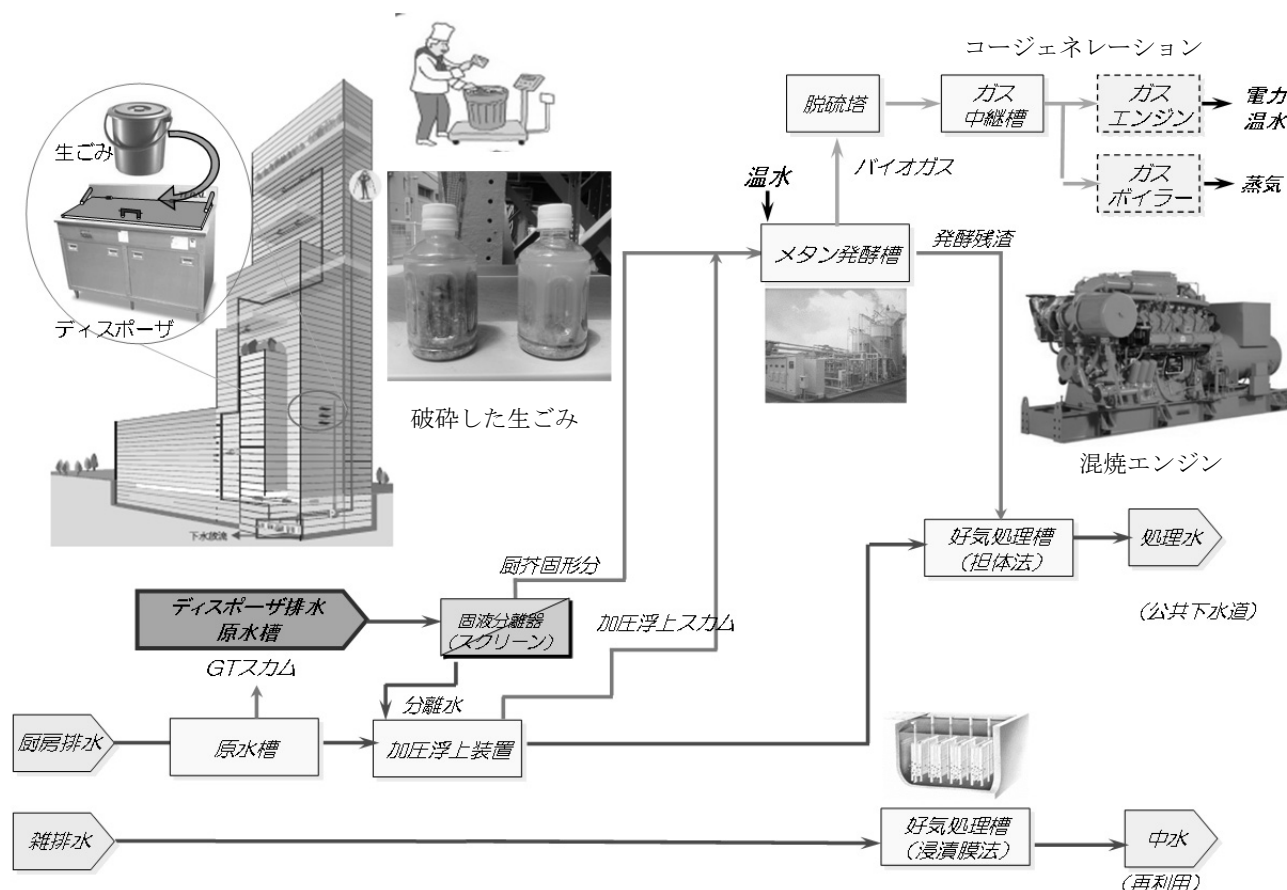


Fig.6 In-depth flow of the biogas system

3 運転実績とその評価

1) エネルギー収支

本バイオガスシステムは2014年3月に運転を開始し、当初は設計想定外の水質などから運転が安定せず、実水質に対応可能のように改修した。

Fig.7に2015年1月～12月、メタン発酵菌の餌の量の指標となるVS(Volatile Solid)投入負荷量とエネルギーバランス(設備での使用電力量と使用蒸気量、発生したバイオガスを全て1次エネルギー換算)を示す。電力や蒸気の使用エネルギーに比べ得られたバイオガスのエネルギーが増加し、2015年3月には、ほぼエネルギー収支が0となり、4月以降はエネルギー収支が安定してプラスとなった。

5月のエネルギープラス分は全量を発電効率37%で発電した場合、10kW強の発電機が24時間運転できる量である。なお、2015年5月の段階で投入されている生ごみは日量2t程度である。

9月以降はVS投入量が減少しているが、エネルギーバランスはプラスに保たれている。この運転条件から生ごみ3tを投入した場合のエネルギー収支を計算すると、約600Nm³のバイオガスが得られ、40kWの発電機を24時間運転することが可能となる。

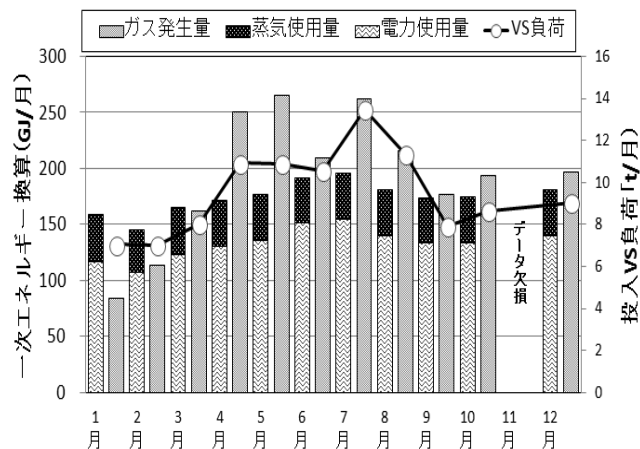


Fig.7 Change in an energy balance in 2015

2) 省CO₂性

Table.1に実績から生ごみ2.1t/日の場合の省CO₂量の計算結果を示した。現在、あべのハルカスでは給湯需要が十分にあり、主にバイオガスはボイラーで消費しており、設備の運転に必要な電力は系統から得ている。

これらより、CO₂排出原単位(0.265kg-CO₂/kWh: 2010年)から、年間の省CO₂削減量を算出することで、約266t-CO₂の削減と評価された。

Table.1 The value of the Ministry CO2 amount

	項目	計算
①	DSPの利用	<ul style="list-style-type: none"> ・10kgずつを人が単独でエレベータで地下5Fまで運搬することとする。エレベータの条件は105m/min、積載2t、積載率30%、ノンストップで昇降 $0.32\text{kw}/\text{回} \times 2.1\text{t}/10\text{kg} \times 365\text{日} = 24,528\text{kWh}/\text{年}$が削減される ・DSP利用による使用電力は2分で10kgを流すとして、 $0.098\text{kWh}/\text{回} \times 2.1\text{t}/10\text{kg} \times 365\text{日} = 7,511\text{kWh}$ ・$24,528 - 7,511 = 17,017\text{kWh}/\text{年}$の電力の削減 $17,017\text{kWh} \times 0.265\text{kg-CO}_2/\text{kWh} = \mathbf{4.5\text{t-CO}_2/\text{年の削減}}$
②	厨芥収集車削減	<ul style="list-style-type: none"> ・往復で収集車1台あたり13kmの距離を走行。 ・1日2回搬送。トラックの燃費は4km/軽油L、軽油の原単位は2.62kg-CO₂/L。 ・$2\text{回}/\text{日} \times 365\text{日} \times 13\text{km}/\text{回} \div 4\text{km}/\text{L} \times 2.62\text{kg-CO}_2/\text{L} = \mathbf{6.2\text{t}/\text{年の削減}}$
③	汚泥収集車削減	<ul style="list-style-type: none"> ・含水率は97%、トラック1台あたり走行20km、4m³の積載が可能、トラックの燃費は4km/L ・$((0.185\text{t-DS}) \div 0.03 \div 4\text{m}^3) \text{回} \times 365\text{日} \times 20\text{km}/\text{回} \div 4\text{km}/\text{L} \times 2.62\text{kg-CO}_2/\text{L} = \mathbf{7.4\text{t}/\text{年の削減}}$
④	都市ガス代替	<ul style="list-style-type: none"> ・バイオガス13A代替 $470\text{Nm}^3 \times 0.7 \times 35.5/40.6 \times 2.29\text{kg-CO}_2 \times 365\text{日} = 240.5\text{t}/\text{年}$ ・バイオ設備電力消費 $445\text{kWh}/\text{日} \times 365\text{日} \times 0.265\text{kg-CO}_2/\text{kWh} = 43.0\text{t}/\text{年}$ ・バイオ加温利用 $2,320\text{MJ}/\text{日} / 0.9/40.6\text{MJ}/\text{Nm}^3 \times 2.29\text{kg-CO}_2/\text{Nm}^3 \times 365\text{日} = 53.1\text{t}/\text{年}$ $\Rightarrow 240.5 - 43.0 - 53.1 = \mathbf{144.4\text{t}/\text{年の削減}}$
⑤	厨房排水汚泥焼却回避	従来方式では0.185t-DS/日の汚泥が発生、今計画では発生が回避、 $1.535\text{kg-CO}_2/\text{kg-汚泥DS}$ を原単位として採用。 $0.185\text{t-DS}/\text{日} \times 365\text{日} \times 1.535\text{kg-CO}_2/\text{kg-汚泥DS} = \mathbf{103.7\text{t}/\text{年}}$

3) 経済性の評価

厨房排水処理汚泥や生ごみのリサイクルコストは地域によって大きく異なるため全国一律での評価とはできないが、本件では以下の結果を導くに至った。

厨房排水処理汚泥の削減による運営費用削減効果が大きく、生ごみのディスプレイへの投入に必要な人件費を含めても生ごみ2t/日で10年以内での投資回収が可能であると評価された。厨房排水処理汚泥や生ごみのリサイクルコストは地域によって大きく異なるため全国一律での評価とはできないが、Table.2 に示す条件で試算をすると、生ごみ3t/日で10年以内の投資回収が可能となる。

Table.2 The value of the cost performance

項目	
前提条件	<ul style="list-style-type: none"> ・厨房除害施設(及び中水処理施設)が設置される建物への導入 ・厨房排水処理量700t/日程度 ・熱利用設備は別途
厨芥処理量	3t/日
バイオガス発生量	約600Nm ³ /日(メタン70%)
初期投資額 (メタン発酵に関する投資額のみ)	約3億円
維持管理運転費 (日常管理、分別人件費を含む)	約5,000万円/年
収入見合い(想定)	生ごみリサイクル費:3,240万円/年 $3.0\text{万円}/\text{t} \times 3\text{t}/\text{日} \times 360\text{日}$ 厨房除害/中水汚泥処理費:4,000万円/年 (同規模施設の実績ヒアリング値) 余剰ガス売却費相当:1,200万円/年(80円/m ³)
投資回収年数(試算)	9.0年

おわりに

日本一高いビルの地下において日本初の建物内メタン発酵の実設備が導入された。各テナントの生ごみ投入における分別管理やシステム調整を、立上げから1年強に渡って継続することで順調な稼動状況に至った。結果、安定して生ごみと厨房排水からエネルギーを得ることができるようになった。

今後同様な事例が増加し、都市インフラとしてビル内にメタン発酵が導入されごみ収集車による生ごみ運搬が大幅に減り、リサイクル率も向上することが望まれる。

【参考文献】

- 1) 環境省、平成 27 年版 環境・循環型社会・生物多様性白書、p.p.198,2015
- 2) 大塚雅之、保科秀明他:超高層業務用建物へ適用するディスプレイ排水配管システムの排水性能と搬送性能に関する研究、日本建築学会技術報告集, No.44, pp.181~186, 2014.2

**大規模複合施設における詳細エネルギー消費実態分析
(第4報)高層・低層分散配置熱源システムの省エネルギー性能評価**

**Analysis on Detailed Energy Consumption Structure in the Large Composite Facility
Part4, Estimation of Energy Saving Effect of Dividing the Heat Source Plant into Upper Part
and Lower Part**

○三田村 和樹 (大阪大学) 大久保 宏美 (大阪大学)
上森 健右 (大阪大学) 下田 吉之 (大阪大学)
田中 宏昌 (日建設計) 田辺 慎吾 (日建設計)

Kazuki MITAMURA*¹ Hiromi OKUBO*¹ Kensuke UWAMORI*¹ Yosiyuki SHIMODA*¹

Hiromasa TANAKA *² Shingo TANABE *²

*¹ Osaka University *² Nikken Sekkei. Ltd.

In this study, we evaluated the effect of energy saving by dividing the heat source plant into upper part and lower part. Further, by changing the operation of heat source equipment and changing the temperature of the cooling water, the additional energy saving potential is estimated. The results are as follows. : 1) The energy consumption of water circulation is reduced by 12% by dividing the heat source plant into upper part and lower part. 2) Changing the operation of heat source equipment can cause 5.2% of improvement of COP. 3) 1.9% of energy demand is saved by changing the temperature of the cooling water.

はじめに

近年、情報化社会の発展とりわけセンシング技術や情報通信技術の発達によって実現される高度な BEMS によって、人の動きや光・熱・空気環境の分布を捉えることや、粒度の細かい建物のエネルギー消費データが得られるようになった。しかし、多種多様な用途が含まれる大規模複合施設について、このような詳細なエネルギー消費データを分析し、省エネルギー性能の評価や更なる改善のポテンシャル評価に応用した事例は少ない。本研究では、BEMS によって詳細にエネルギー消費データが計測されている大規模複合施設について分析を行い、大規模データ解析によってどのような知見が得られるのかを明らかにすることを目的としている。既報告¹⁾では対象施設の商業施設部分のエネルギー消費分析を行い、エネルギー消費構造を明らかにした。

本報では対象施設の熱源システムシミュレーションモデルを開発し、対象施設の特徴である高層と低層に分散して熱源を配置するという特殊な熱源配置の省エネルギー性能の評価、および熱源の優先移動順位変更、冷却水温度の変更による省エネルギー効果の推定を行う。

1. 対象建物熱源システム

対象とする建物は既報告¹⁾と同じ大規模複合施設であり、大きく A 館と B 館から構成されている。主要用途としてオフィス、商業施設などがあり、商業施設には物販、

飲食などのテナントが存在する。A 館、B 館ともに空調方式は中央熱源方式を採用しており、A 館と B 館はそれぞれ単独熱源である。A 館、B 館における熱源システムの大きな特徴として、高層と低層に分散して熱源が配置されていることがあげられる。熱源システム概要図を Fig. 1 に示す。屋上にガス吸収式冷水機、水冷スクルーチラー、温水ボイラー、地下にブラインターボ冷凍機、インバーターターボ冷凍機、氷蓄熱槽を分割して設置し、それぞれの熱源が熱交換器を介して高層階 (37~9 階)、低層階 (8~B3 階) のいずれにも空調用冷熱・温熱を供給できるシステムとなっている。熱源システムの機器一覧を Table. 1 に示す。

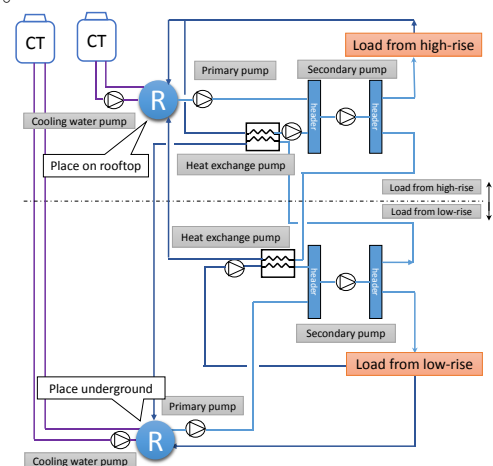


Fig. 1 Diagram of heat source system

Table. 1 Equipment list of heat source system

	Locations	Model	Cooling capacity [kW]	Heating capacity [kW]
Building A	rooftop	Gas absorption chiller (6)	15,402	11,646
		Screw chiller(1)	2,080	-
		Boiler (5)	-	4,650
	underground	Brine turbo chiller (2)	Ice-making operation Cooling operation	3,860 5,274
		Inverter turbo chiller (2)		7,032
		Ice thermal storage tank (2)		5,280*
		Total capacity	33,648	16,296
Building B	rooftop	Gas absorption chiller (6)	9,660	9,174
		Screw chiller(2)	3,658	-
		Boiler (3)	-	2,790
	underground	Brine turbo chiller (2)	Ice-making operation Cooling operation	1,934 2,637
		Inverter turbo chiller (2)		5,274
		Ice thermal storage tank (2)		3,868*
		Total capacity	23,163	11,964

*Maximum heat dissipation

2. 熱源システムシミュレーションモデル

2.1 シミュレーションの概要

対象施設 A 館における熱源システムシミュレーションモデルの開発を行った。Fig. 2 にシミュレーションモデルフロー図を示す。シミュレーションモデル作成にあたっては過去にケーススタディとして分析を行った地域冷暖房プラントのモデル²⁾を参考としており、計算タイムステップは 1 時間である。本モデルでは流量・熱量の 2 つの要素からそれぞれ稼働する機器の組み合わせを求め、そのうち稼働機器容量の合計が大きい組み合わせを採用する。以下にモデル内のパラメータの詳細を記す。

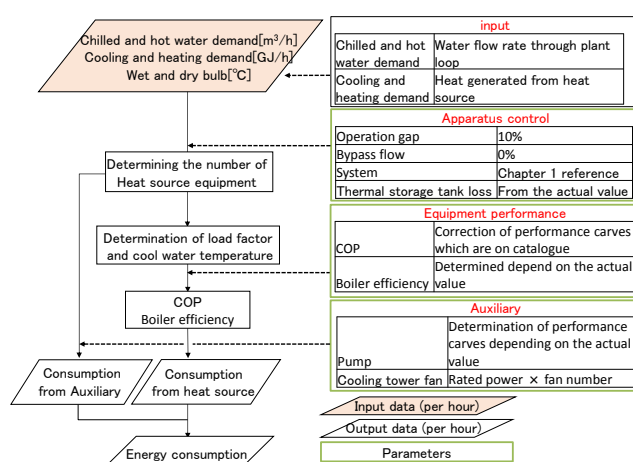


Fig. 2 Flow chart of simulation model

(1) 冷却塔モデル

冷却塔モデルは既報告²⁾を参考としており、冷却塔内の水と空気と状態変化によって決まる交換熱量に関する無次元数である熱移動単位数 NTU (Number of Transfer Units)

について、充填材の性能特性式に冷却塔寸法(充填材の有効高さ)、冷却水流量と導入空気量の比である水空気比から算出された熱移動単位数 NTU_F と、冷却塔内の水と空気の熱収支を考慮した NTU_V が合致するよう収束計算が行われており、冷却塔容量の増大や冷却水変流量制御のシミュレーションを行うことが可能となっている。対象施設の冷却塔ファンは一台の冷却塔にファンが複数台(4~12 台)設置されており、ファンの台数制御が行われている。そのため本モデルでは既報告の冷却塔モデルを冷却塔ファンの発停制御に対応したモデルに改良している。冷却塔モデルを組み込むことにより冷却水温度の変更が熱源システムのエネルギー消費に与える影響の検討が可能となる。また、ファン動力はファン一台の定格ファン動力にファン稼働台数を乗ずることで算出する。

(2) 熱源機器効率

各熱源機の機器効率はカタログの COP 特性線を基に算出しているが、カタログの COP 特性線と実績の COP 特性線に差異が見られたため、時刻別カタログ COP の平均値に対する時刻別実績 COP の平均値の割合を掛け合わせることで COP 特性線を補正している。また各熱源機は負荷率 20% 以下になった場合は On-Off 運転(On の時: 負荷率 20% で稼働)に入ったとみなし、COP 算出の際には負荷率 20% の負荷特性を使用する(Ex: 負荷率 10% での稼働が要求された場合、負荷率 20% で 0.5 時間稼働と考える)。したがって、機器の発停に伴うエネルギー消費増は考慮していない。

(3) ポンプモデル

ポンプモデルは実機のポンプ動力とポンプ流量の計測結果より、性能曲線を作成して使用する。

2.2 シミュレーションモデルの精度確認

2014 年 4 月 1 日~2015 年 3 月 31 日の期間における熱源機器の一次エネルギー消費量実績値と、気象条件を含め、実態に即した入力値を与えた場合のシミュレーション結果との比較により再現性を検証する。なお、実態の熱源発停は手動により行われており、本節はモデルの精度検証を行う目的であるため、実態の稼働状況で熱源機を運用した場合のエネルギー消費量のシミュレーションを行っている。なお本報告のエネルギー消費量はすべて一次エネルギーに換算している。(換算係数、電力: 9.76[MJ/kWh]、都市ガス 45[MJ/m³])

Table. 2 に各用途の年間一次エネルギー消費量の誤差を示す。また、月別のエネルギー消費量の比較を Fig. 3 示し、Fig. 4 に夏季代表日におけるエネルギー消費量の比較を示す。熱源システムの年間一次エネルギー消費量の推計誤差は-1.6%となっている。また月別や時刻別に見ても、実績値とシミュレーション値の一次エネルギー消費量に大きな差は見られないため、良好な精度が確保できているものと判断する。次章以降では上記期間のシミュレ

シミュレーションによって得られた結果をベースケースとして各項目の検討を行う。

Table. 2 Error between simulated and measured annual energy consumption of equipment

(GJ)	calculation	measurement	error
Electric heat source	29,345	29,582	-1%
Gas (cooling)	34,575	35,856	-4%
Gas (heating)	59,400	60,534	-2%
Primary pump	6,688	6,679	0%
Secondary pump	12,304	11,927	3%
Cooling water pump	9,245	9,323	-1%
Cooling tower fan	2,571	2,781	-8%
Auxiliary equipment	1,217	1,173	4%
Total	155,344	157,855	-1.6%

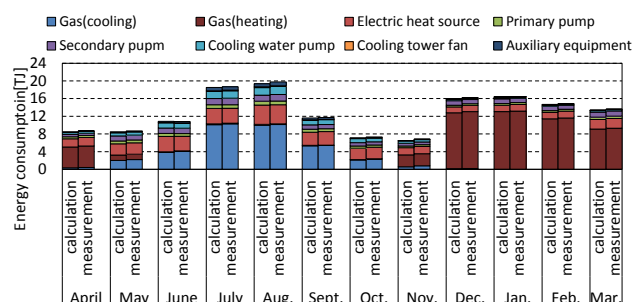


Fig. 3 Comparison of measurement and calculation (monthly)

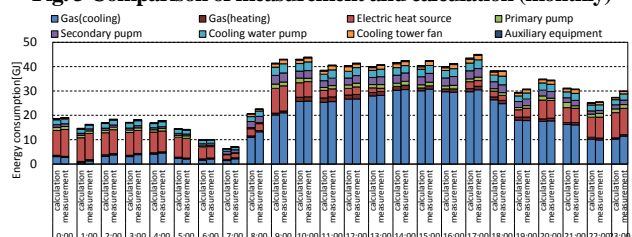


Fig. 4 Comparison of measurement and calculation (Summer representative date)

3. 熱源機の高層・低層分散配置による優位性評価

対象施設の熱源プラントでは高層と低層に分散して熱源機が配置されている。このことにより、冷却水量の大きな吸収式冷凍機において冷却水配管が短くなることで冷却水ポンプ動力の削減が見込まれ、低層・高層とも負荷に近いところで熱を製造することで2次ポンプ動力の削減が見込まれる。シミュレーションモデルを用い、熱源機をすべて低層に配置した場合と搬送動力の比較を行うことでシステムの優位性を評価する。熱源機を低層にのみ配置した場合の熱源システム概要図を Fig. 5 に示す。ただし、今回の比較は A 館のみで行っている。対象施設では開放式冷却塔が設置されており、ポンプ揚程は配管摩擦抵抗、冷凍機凝縮器抵抗、二次ポンプにおける熱交換器の抵抗で算出されるが、高層・低層分散配置から低層配置にシステムを変更した際、ポンプ揚程に関わる因子で変更となる点は配管摩擦抵抗および二次ポンプにおける熱交換器の抵抗である。システム変更後のポンプ動力は以下の式より算出した。Equation 1 に示す理論式から、変更後のポンプ動力は Equation 2 に示す式により得られる。なお、今回の推計では熱交換器の抵抗は考慮していない。

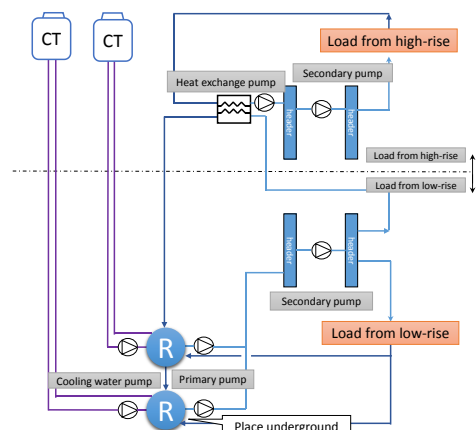


Fig. 5 Diagram of heat source system (Concentrated in lower part)

$$P_s = \frac{h \times Q \times \gamma \times g}{\eta_p \times 3600 \times 1000} \quad (\text{Equation 1})$$

P_s : ポンプ動力[kW]
 h : ポンプ揚程[mAq]
 Q : 流量[m³]
 γ : 比重[kg/m³]
 g : 重力加速度[m/s²]
 η_p : ポンプ効率[-]

$$P_s = f(x) \times \frac{h_2}{h_1} \quad (\text{Equation 2})$$

$$h_2 = h_1 + L \times R \quad (\text{Equation 3})$$

P_s : ポンプ動力[kW]
 $f(x)$: 実態より作成したポンプ動力の近似式
 h_1 : 変更前のポンプ揚程[mAq]
 h_2 : 変更後のポンプ揚程[mAq]
 L : システム変更前と変更後の配管長の差[m]
 R : 配管抵抗[mAq/m]

ここで冷却水配管長の差は 400[m]とし、配管抵抗は 0.05[mAq/m]とする。

年間一次エネルギー消費量の算出結果を Table. 3 に示す。低層配置に変更すると、高層・低層分散配置と比較して、冷却水ポンプのエネルギー消費量は 69%増加、二次ポンプのエネルギー消費量は 24%減少することで、合計の搬送動力は 12%増加する結果となった。熱源システム全体で見ると高層・低層分散配置による省エネルギー効果は、二次ポンプを含めた熱源システム全体のエネルギー消費量に対して 2.2%のエネルギー消費量の削減が見込まれた。低層配置への変更による二次ポンプエネルギー消費量減少の理由として計算対象期間は高層部の入居率が低く高層負荷が少ないことが挙げられる。このことから今後高層負荷が増加すれば分散配置による省エネルギー効果はより高くなると考えられる。

Table. 3 Comparison of annual energy consumption

(GJ)	Base case	Heat source concentrated in lower part	Increase rate
Cooling water pump	12,304	9,382	-24%
Secondary pump	9,245	15,627	69%
Total	28,913	32,373	12%

4. 稼動順位変更による省エネルギー効果の推定

既報告³⁾の分析により、対象施設 A 館の高層熱源において、比較的 COP が低い吸収系熱源が優先的に稼動し、ピーク時間帯にのみ電動系熱源が稼動する期間が存在することが明らかになっている。そこで年間を通して比較的 COP が高い電動系熱源優先で稼動した場合のエネルギー消費量を算出する。システム COP を Equation 4 で定義し、ベースケースと熱源機優先稼動順位変更後の各月におけるシステム COP を Fig. 6 に示す。熱源機の優先稼動順位変更により年間システム COP は 5.2% 向上する結果となった。また最もシステム COP の向上が大きかったのは 9 月でシステム COP は 8.6% の向上が見られた。これは実際の稼動状況では 9 月に吸収系熱源優先で稼動する日が多く見られるためである。また、もともと電動系熱源優先で稼動している冬季はシステム COP の変化が小さい結果となった。

$$\mu = \frac{Q}{E_r + E_c + E_{CP} + E_{PP} + E_{SP} + G} \quad (\text{Equation 4})$$

μ : システム COP [-]
 Q : 製造熱量 [MJ]
 E_r : 熱源機電力消費量 [MJ]
 E_c : 冷却塔ファンエネルギー消費量 [MJ]
 E_{CP} : 冷却水ポンプエネルギー消費量 [MJ]
 E_{PP} : 一次ポンプエネルギー消費量 [MJ]
 E_{SP} : 二次ポンプエネルギー消費量 [MJ]
 G : ガス消費量 [MJ]

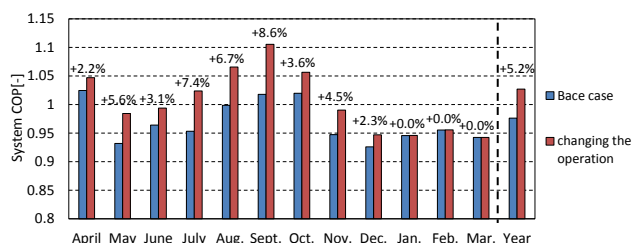


Fig. 6 the effect of changing the priority operation of heat source

5. 冷却水温度の感度解析

冷却水温度の低下に伴い冷凍機の COP は向上するが冷却塔ファンの動力は増加する。対象施設では冷却水温度により冷却塔ファンの台数制御(吸収系熱源:ファン 12 台、4 段制御、電動系熱源:ファン 4 台、2 段制御)が行われているが、冷却塔ファン制御の冷却水温度設定が適切であるか、シミュレーションモデルを用いて評価する。ベースケースでのガス吸収式冷温水機の冷却塔ファン台数制御方法を Fig. 7 に示す。冷却塔ファン台数制御の冷却水温度は季節ごとに異なる。ファン台数決定の冷却水温度をベースケースから +3℃、+2℃、+1℃、-1℃、-2℃、-3℃とした場合の感度解析を行った。ただしガス吸収式冷温水機に進入する冷却水の温度は熱源機の故障を防ぐため 20 度以上になるように設定した。

解析結果を Table. 4 に示す。検討を行った温度の中で、

合計のエネルギー消費が最も小さくなったのは冷却水温度 -3℃ のケースであり、冷却水温度が低いほどエネルギー消費量が小さいという結果になった。冷却水温度 -3℃ のケースでは冷却塔ファンの動力は 41% 増加するが、電動系熱源、吸収系熱源のエネルギー消費がそれぞれ 7%、2% 減少することで、合計のエネルギー消費は熱源システム全体に対して 1.9% 減少する結果となった。

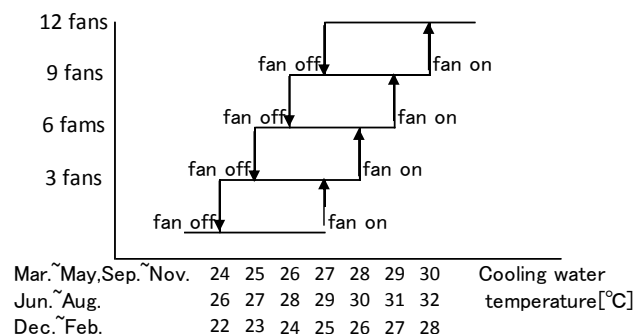


Fig. 7 Cooling tower control method (gas absorption chillers)

Table. 4 The result of sensitivity analysis on the cooling water temperature (difference from base case)

	Electric chillers	Absorption chillers	Cooling tower fan	Total
+3℃	+7%	+2%	-25%	2.4%
+2℃	+5%	+1%	-18%	1.7%
+1℃	+3%	+1%	-10%	1.0%
Base case	0%	0%	0%	0.0%
-1℃	-3%	-1%	+13%	-0.8%
-2℃	-5%	-2%	+27%	-1.4%
-3℃	-7%	-2%	+41%	-1.9%

6. まとめ

対称施設の熱源配置の優位性評価を行った。また、熱源機優先稼動順位変更による省エネルギー効果の推定及び冷却水温度の感度解析を行った。得られた知見を記す。

- 1) 低層配置の場合と比較すると、高層と低層に熱源機を分けて配置することにより、搬送動力のエネルギー消費量に対して年間 12% のエネルギー消費量が削減される。
- 2) 熱源機の優先稼動順位変更により年間システム COP は 5.2% 向上する。
- 3) 冷却水温度を 3℃ 下げることにより熱源システム全体のエネルギー消費に対して 1.9% の省エネルギー効果が得られる。

参考文献

- 1) 大久保宏美、他：大規模商業施設における詳細エネルギー消費実態分析(第 2 報)、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp. 33-36, 2015.9, CD-ROM
- 2) 梅野良枝、他：民生業務用熱源システムにおける高効率ターボ冷凍機の使用法に関する研究：(第 2 報) 新たな運転手法の省エネルギー効果、空気調和・衛生工学会大会学術論文集、(2008-9)、pp. 1607-1610
- 3) 三田村和樹、他：大規模商業施設における詳細エネルギー消費実態分析(第 3 報)、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp. 37-40, 2015.9, CD-ROM

大規模複合施設における詳細エネルギー消費実態分析
(第5報)商業テナント単位のエネルギー消費特性・構造分析

Analysis on detailed energy consumption structure in the large composite facility
Energy consumption characteristics and structural analysis of commercial tenant unit

○上森 健右 (大阪大学) 大久保 宏美 (大阪大学)

三田村 和樹 (大阪大学) 下田 吉之 (大阪大学)

田中 宏昌 (日建設計) 田辺 慎吾 (日建設計)

Kensuke UWAMORI*¹ Hiromi OKUBO*¹ Kazuki MITAMURA*¹ Yosiyuki SHIMODA*¹

Hiromasa TANAKA *² Shingo TANABE *²

*¹ Osaka University *² Nikken Sekkei. Ltd.

In this study, the detailed energy consumption in the large composite facility is analyzed in order to clarify the energy consumption structure of the tenant. The results are as follows. : 1) In all industries, the floor area is the most significant impact on energy consumption. 2) In retails lighting capacity affects the energy consumption, energy-saving effect of the introduction of high-efficiency lighting equipment is expected. 3) In café and restaurant the operation of the air conditioning and ventilation applications can improve the energy-saving effect. 4) We have created a benchmark index with less variable (floor area, operation hours).

はじめに

業務部門におけるエネルギー消費量は増加傾向にある。商業施設は業務部門の中でもエネルギー消費量割合が大きい部門であり、省エネルギーの推進が重要課題である。エネルギー基本計画(平成26年)では、更なる省エネルギー化のためには、業態ごとのエネルギー消費状況に応じた、きめ細かな対策を講じていくことが必要であり、そのためには業態ごとの詳細なエネルギー消費実態の調査・分析が必要であるとしている。商業施設のエネルギー消費に関連した研究は複数存在しているが、アンケート調査によるものが大部分を占めており、BEMSなどの詳細な実測データから商業施設の消費実態を把握していくことは重要である。

本研究では、BEMSにより詳細なエネルギー消費データが計測されている大規模複合施設を対象とし、大規模データ解析によってエネルギー消費実態を明らかにすることを目的としている。本報では、対象施設のテナント単位でのエネルギー消費と店舗仕様や設備、機器の運用状況などの店舗属性との関係性を分析することで、商業店舗のエネルギー消費決定構造を明らかにする。また、店舗属性を考慮した業種別のベンチマーク指標を重回帰式によって算出した結果について報告する。

1. 対象建物概要

分析対象建物概要をTable. 1に示す。今回は商業施設を分析対象としており、第2報¹⁾で分析を行ったA館、B館

に加えて地下の飲食フロアを合わせた計249店舗についての分析を行っている。分析対象期間は2014年4月1日～2015年3月31日の一年間としている。

Table. 1 Information of the building

Location	Osaka City, Osaka Prefecture
Main use	Office, Hotel, Serviced residences, Convention, Commercial facility
Floor number	38 floors above ground/ 3 floors under ground
Total floor area	About 500,000m ²
Tenant	249stores
Commercial facility The hours of operation* *There is exceptions by stores.	Retail:9:00～21:00 Restaurant:11:00～28:00 Restaurant (Sunday and national holiday before weekdays) :11:00～23:00
Commercial facility area	Approx. 140,000m ²
Period for Investigation	April 1, 2014～March 31, 2015

2. 年間エネルギー消費量分析

2. 1 業種別エネルギー消費量

商業施設のテナントを物販(142店舗)、食物販(5店舗)、軽飲食(15店舗)、重飲食(59店舗)、その他(28店舗)に大別し、業種別に店舗あたりの年間一次エネルギー消費量に着目して分析していく。ただし、今回の分析ではその他の業種は除外している。Fig. 1に業種別年間一次エネルギー消費量の用途内訳を示す。物販では、照明が39%

と大きな割合を占めるのに対し、重飲食では厨房・給湯（ガス）が21%、厨房その他動力が14%と厨房用途のエネルギー消費割合が大きいことが分かる。このように、業種によってエネルギー消費割合の特徴が異なり、エネルギー消費決定構造が異なると考えられる。また、Fig. 2に業種別一次エネルギー消費量原単位とそのばらつきを示す。業種間の中央値には違いが見られ、業種内でも店舗によってばらつきが存在していることが分かる。

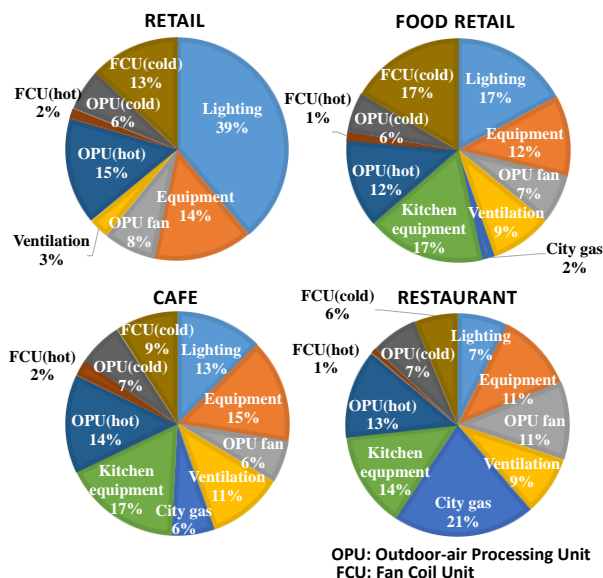


Fig. 1 Breakdown of Primary energy consumption in each usage

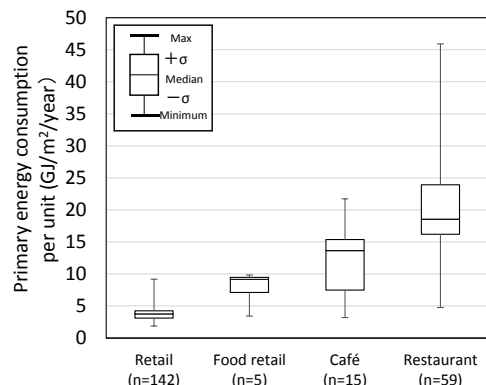


Fig. 2 Primary energy consumption per unit

2. 2 テナント毎エネルギー消費量

業種毎の各用途のエネルギー消費量原単位や全体のエネルギー消費量原単位とのそれぞれの相関係数を Table. 2、Table. 3、Table. 4、Table. 5 に示す。ただし数字の右上には有意水準を示している。

物販では各用途間には強い相関が見られないが、照明用途と全体のエネルギー消費の相関係数は 0.78 と強い相関が見られた。物販は照明用途が全体のエネルギー消費量に占める割合が大きいことから、照明用途に対する省エネルギー対策が効果的であることが示唆された。

食物販ではコンセント用途と空調用熱源（冷水）とで相関係数 0.87 の有意な相関が見られた。コンセント用途のエネルギー消費が大きいテナントは、機器稼動による内

部発熱が大きく冷房負荷を増大させた可能性がある。また、コンセント用途は全体のエネルギー消費と相関係数 0.85 の強い相関が見られた。

軽飲食では空調用熱源（温水）と空調用熱源（冷水）に相関係数 0.90 の正の相関が見られた。これは外調機空気取り入れ量が大きく空調用熱源に占める外気負荷割合が大きいと想定と考えられる。また空調熱源や空調機・排気ファン動力と全体のエネルギー消費には正の相関が見られ、空調・換気用途の適切な運用（設定温度の見直し・VAV の活用など）による省エネルギー効果が大きいことが示唆された。

重飲食では軽飲食と同様で空調用熱源（温水）と空調用熱源（冷水）に相関係数 0.72 の正の相関が見られた。また、空調用熱源（冷水）や空調機・排気ファン動力と全体のエネルギー消費の相関係数は 0.81、0.79 と強い関係が見られた。空調用熱源（冷水）の消費が多いテナントは内部発熱が大きいことが考えられるが、照明、コンセント、厨房・給湯（ガス）、厨房その他動力などの内部発熱に起因する用途との強い相関が見られない。そのため、冷房負荷を増大させる他の要因が存在していることが考えられる。

Table. 2 Correlation between each usage (Retail)

Lighting	0.02	0.12	0.12	0.15	0.78***
	Equipment	0.09	0.25***	0.03	0.37***
		Fan	0.39***	0.02	0.32***
			Heating	0.15*	0.51***
				Cooling	0.51***
					Total

Level of significance (*:5% **:1% ***:0.1%)

Table. 3 Correlation between each usage (Food Retail)

Lighting	0.39	0.21	0.43	0.12	0.79	0.04	0.24
	Equip ment	0.48	0.43	0.18	0.57	0.87	0.85*
		Fan	0.92	0.16	0.26	0.43	0.67
			Gas	0.12	0.08	0.49	0.48
				Kitchen	0.36	0.07	0.34
					Heating	0.23	0.70
						Cooling	0.78*
							total

Level of significance (*:5% **:1% ***:0.1%)

Table. 4 Correlation between each usage (Cafe)

Lighting	0.32	0.57**	0.28	0.14	0.50*	0.56**	0.49*
	Equip ment	0.40	0.17	0.21	0.68***	0.68***	0.68***
		Fan	0.31	0.03	0.81***	0.77***	0.85***
			Gas	0.49	0.29	0.24	0.40
				Kitchen	0.21	0.38	0.42
					Heating	0.90***	0.94***
						Cooling	0.95***
							total

Level of significance (*:5% **:1% ***:0.1%)

Table. 5 Correlation between each usage (Restaurant)

Lighting	0.15	0.19	0.40***	0.02	0.31**	0.38***	0.43***
	Equip ment	0.58***	0.10	0.08	0.33***	0.47***	0.55***
		Fan	0.31**	0.38***	0.33**	0.56***	0.79***
		Gas		0.09	0.08	0.25*	0.57***
				Kitchen	0.45***	0.47***	0.60***
				Heating		0.72***	0.66***
						Cooling	0.81***
							total

Level of significance (*:5% **:1% ***:0.1%)

3. エネルギー消費構造分析

商業店舗のエネルギー消費に影響を及ぼすと考えられる要因である店舗仕様や設備、店舗の使われ方、運用などがどのようにエネルギー消費に影響を与えているのかを重回帰分析によって明らかにする。

3. 1 分析方法

店舗あたりの年間一次エネルギー消費量を目的変数とし、店舗面積や年間営業時間などの店舗属性を説明変数として重回帰分析を行う。各説明変数の平均値を Table. 6 に示す。ただし、店舗階数には地下に存在している店舗を 1、存在していない店舗を 0 とし、出入口状況には開度によってタイプ分けしダミー変数化してある。そのため、平均値の欄には該当する店舗数を表示してある。重回帰分析を行う際の説明変数の選択方法としてステップワイズ法を用いている。また、各業態で店舗当たりの年間一次エネルギー消費量の外れ値をスミルノフ・グラブス検定によって有意水準 1% 以下で棄却を行ったところ、店舗面積が極端に大きなテナントは年間エネルギー消費量も大きく特異店舗として分析対象から除かれた。(物販 3 店舗、軽飲食 1 店舗、重飲食 2 店舗、計 6 店舗が除かれた。)

Table. 6 Average of each explaining variable

Explaining Variable			Retail	Food retail	Café	Restau rant
Effective number of samples			(139)	(5)	(14)	(57)
Size and shape	Underground		(14)	(4)	(7)	(5)
	Floor area [m ²]		208	100	159	139
	Entrance situation	TypeA	(7)	(1)	(1)	(14)
		TypeB	(35)	(0)	(5)	(18)
Applian ce	Lighting capacity [W/m ²]		44	42	30	38
Operat ing state	Water consumption [m ³ /m ² /year]		0.0	1.8	7.2	22
	Operation hours [h/year]		4009	4277	4417	4795

TypeA is 0% to 30% opening. TypeB is 30% to 70% opening.

3. 2 結果

各業種で重回帰分析を行った結果を Table. 7、Table. 8、Table. 9、Table. 10 に示す。また、得られた回帰式から店舗あたりの年間一次エネルギー消費量を予測した値と実測

値の関係を Fig. 3 に示す。補正決定係数は、物販 0.82、食物販 0.98、軽飲食 0.67、重飲食 0.54 となっており、いずれの回帰式も有意水準 1% 以下で有意である。各業種ともに、店舗面積が有意水準 5% 以下で選択され最もエネルギー消費に影響を与えていることが分かる。

業種別に見ると、物販では照明容量が選択されている。照明容量が増加することで、照明用途のエネルギー消費が増加するとともに内部発熱による空調用熱源のエネルギー消費を増加させるなどの複合的要因が含まれていると考えられる。

食物販、軽飲食では使用水量が選択されている。使用水量と来客者数には正の相関があり、来客者数の増加に伴う使用機器の稼働増加や使用水量の増加によって厨房・給湯(ガス)などのエネルギー消費が増加していることが考えられる。

食物販、重飲食では営業時間が選択されている。年間営業時間によってエネルギー消費に関係する照明やその他の機器の年間使用時間が決定していると考えられる。

重飲食では出入口の開度が 0%~30%(TypeA) の場合、エネルギー消費が大きくなることが示唆された。TypeA は通路との空気循環が少なく店舗内の内部発熱による冷房負荷が増大していることが考えられる。

Table. 7 Result of regression analysis (Retail)

Explaining variable	Partial regression coefficient	Standard partial regression coefficient	t ration
Floor area	3.0	0.93	23***
Lighting capacity	1.5	0.061	1.5
(Constant number)	13		0.22

Level of significance (*:5% **:1% ***:0.1%)

Table. 8 Result of regression analysis (Food retail)

Explaining variable	Partial regression coefficient	Standard partial regression coefficient	t ration
Floor area	6.9	0.67	7.7*
Water consumption	110	0.32	3.2
Operation hours	0.75	0.24	2.5
(Constant number)	-3300		-2.6

Level of significance (*:5% **:1% ***:0.1%)

Table. 9 Result of regression analysis (Cafe)

Explaining variable	Partial regression coefficient	Standard partial regression coefficient	t ration
Floor area	4.8	0.84	5.2***
Water consumption	39	0.27	1.7
(Constant number)	360		1.4

Level of significance (*:5% **:1% ***:0.1%)

Table. 10 Result of regression analysis (Restaurant)

Explaining variable	Partial regression coefficient	Standard partial regression coefficient	t ration
Floor area	6.1	0.75	7.6***
Operation hours	0.34	0.29	2.7***
TypeA	260	0.15	1.4
(Constant number)	-300		0.47

Level of significance (*:5% **:1% ***:0.1%)

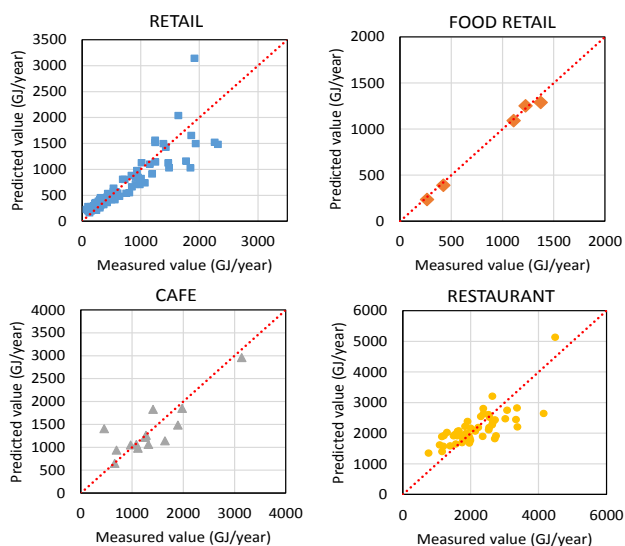


Fig. 3 Comparison between the measured and estimated values

4. ベンチマーク指標の作成

業務部門においてのベンチマーク制度の創設に向けて現在議論が行われている。しかし、商業店舗あたりの年間一次エネルギー消費量はテナント業種によって大きく異なることや、同業種においてもばらつきが存在していることから商業店舗の省エネルギー性を原単位などで一概に評価することが公平性に欠けるという問題が挙げられている。そこで、本節では商業店舗の省エネルギー性を公平に評価するためのベンチマーク指標を業種ごとに作成することを目的とし、建物仕様や機器・人員スケジュールなどの省エネルギー性能とは直接関係のない店舗属性を用いて重回帰分析を行う。

4. 1 分析方法

Table. 6 の説明変数から省エネルギー性能と直接関係のある照明容量や使用水量を除いた説明変数（店舗面積、営業時間）を用いて業種ごとに重回帰分析を行う。

4. 2 結果

各業種の重回帰式によって得られたベンチマーク指標を Table. 11 に示す。また、回帰式から得られたベンチマーク基準値と実測値との関係を Fig. 4 に示す。補正決定係数は、物販 0.81、食物販 0.86、軽飲食 0.64、重飲食 0.53 となっており、いずれの回帰式も有意水準 1% 以下で有意であり、店舗面積と営業時間のみで概ね表現できた。

Table. 11 Benchmark index

Industry group	Multiple regression equation
Retail [GJ/year]	$2.9 \times (\text{Floor area [m}^2\text{)}) + 7.8 \times 10^{-2} \times (\text{operation hours [hours/year]}) - 2.2 \times 10^2$
Food retail [GJ/year]	$7.6 \times (\text{Floor area [m}^2\text{)}) + 1.2 \times (\text{operation hours [hours/year]}) - 5.2 \times 10^3$
Café [GJ/year]	$4.6 \times (\text{Floor area [m}^2\text{)}) + 2.6 \times 10^{-1} \times (\text{operation hours [hours/year]}) - 4.8 \times 10^2$
Restaurant [GJ/year]	$6.1 \times (\text{Floor area [m}^2\text{)}) + 2.8 \times 10^{-1} \times (\text{operation hours [hours/year]}) + 8.5 \times 10$

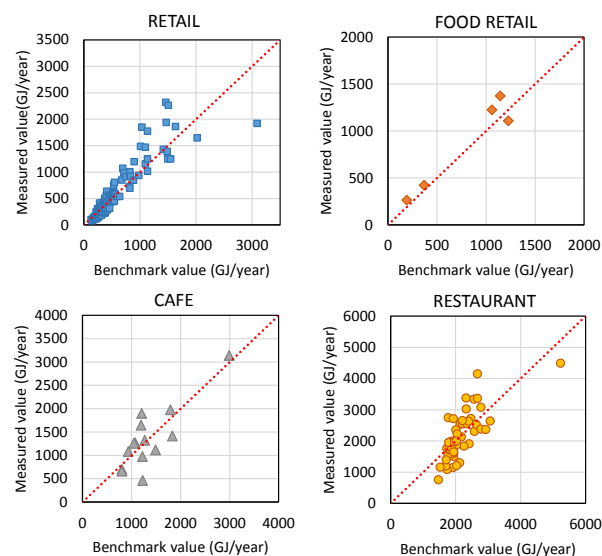


Fig. 4 Comparison between the measured and benchmark values

5. まとめ

大規模商業施設のテナント単位のエネルギー消費に着目して分析を行った。店舗あたりの年間一次エネルギー消費量には業種間に違いが見られ、また同業種内にもばらつきが存在しており、店舗面積が最もエネルギー消費に影響していることが明らかとなった。また、エネルギー消費構造の違いから各業種で効果的な省エネルギー対策が異なり、物販では照明機器の高効率化、軽飲食、重飲食では空調・換気用途の運用改善が挙げられる。

店舗面積や営業時間などの省エネルギー性能とは直接関係のない店舗属性を考慮したベンチマーク指標を重回帰式によって作成した。各業種とも少ない変数で精度のよい回帰式を得られた。ただし、本報で導出した回帰式は、同一建物内テナントのデータのみを用いているため、今後も商業店舗のエネルギー消費データの収集・分析に努めることでベンチマーク指標を一般化していくことが必要である。

参考文献

- 1) 大久保宏美、他：大規模商業施設における詳細エネルギー消費実態分析(第2報)

関西大学のエネルギー消費実態分析調査
Energy Consumption analysis survey of Kansai University

○杉村知香（関西大学） 宮崎ひろ志（関西大学）
Chika SUGIMURA *¹ Hiroshi MIYAZAKI *¹
*¹Kansai University

As a case study of using the building energy management system: BEMS, we carried out several analysis on the energy consumption of Kansai University. The proportion of electric power was 76.3% while the proportion of city gas was 23.7%. As the relation between hourly total power consumption and hourly air temperature, we recognized weak response pattern. There we recognized the difference between buisness hours and night hours. In order to investigate the air tempreture response of energy consumptions of each major equipments, we used BEMS and collected hourly energy use of each equipment.

はじめに

大学をはじめとする民生部門の建物運用において省エネルギーを促進するために、個々の建築物のエネルギー消費の実態を把握することは極めて重要である。こうした実態把握の手法として、BEMS（ビルエネルギーマネジメントシステム）の導入が促進されている。BEMSは電力、温度、照度等の各種センサーからの情報を集め見える化する機能と、空調、照明機器を制御する機能に大別できるが、現状のBEMSでは消費電力を見える化する機能が主体となっている。BEMSを有効に活用すれば全体のエネルギー消費を抑えるだけでなく、ピークカット等により運用コストを下げるといった効果も期待される。省コスト化のための活用方法が確立されればBEMSのさらなる導入促進につながる。

本報ではBEMSデータ活用方法の一例として、関西大学のエネルギー消費実態をBEMSデータより解析し、その報告とする。

1. エネルギー消費原単位にみる消費実態

関西大学全体のエネルギー消費実態を把握するにあたり、他の大学施設などとの比較を容易にするために、単位面積あたりのエネルギー消費量を算出した。エネルギー換算係数には、電力 9.76 [MJ/kWh]、都市ガス 45 [MJ/m³N] を用いた。ここでは2014年度における部門別の電力・ガス月別使用料集計値を用いた。

1.1 電力・都市ガス消費量の月別推移

図1に関西大学全体における電力・都市ガス消費量の月別推移を示す。電力 99.57[MJ/m²・月]、都市ガス 40.39[MJ/m²・月]と共に7月にピークとなり、4月が電力 70.26[MJ/m²・月]、都市ガス 15.02[MJ/m²・月]と最も小さくなっている。

電力消費量と都市ガス消費量の割合をみると、全体では電力 76.3%都市ガス 23.7%であるが、7月や1月な

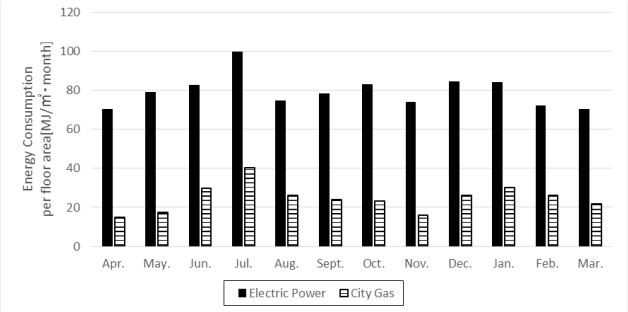


Fig.1 Electric Power and City Gas consumption in 2014

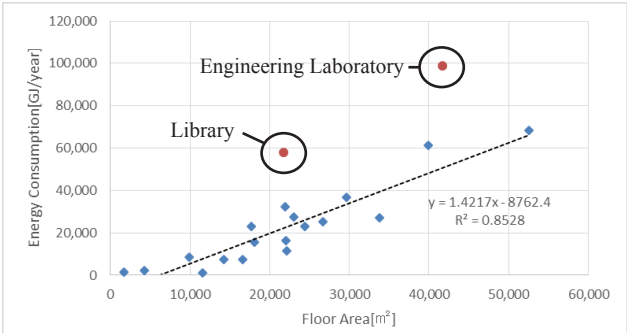


Fig.2 Relationship between the floor area and the primary energy consumption in each department

Table 1 Department classification

部門	使用場所	床面積 [m ²]	一次エネルギー消費量 原単位[MJ/m ² ・年]
第1学舎	第1学舎1～5号館	33798	804.8505391
法文研・児島	法文研1～3号館、児島惟謙館、総合研究室棟	16646	452.0092467
第2学舎	第2学舎1～4号館、経高ゼミ棟	26716	942.336483
経商研究棟	経商研究棟	4287	555.6347562
第3学舎	第3学舎1～4号館	18116	857.1925856
経済・政治研究所	経済・政治研究所	1669	915.2686159
第4学舎	第4学舎1～3号館	24386	938.2107176
工学実験	第4学舎2号館研究棟、第1～6実験棟、ハイテクリサーチコア、フロンティアコア	41638	2375.099956
大学院	岩崎記念館、尚文館、以文館	23008	1202.064939
図書館	図書館	21750	2663.760138
体育館	東体育館、中央体育館	14199	526.638983
誠心館	誠心館2号館、新田3号館、KJシンフォニーホール、誠心館5～8号館、凜風館	29630	1244.045018
円神館・100周年他	100周年記念会館、簡文館、円神館、新聞大会館	21934	1479.817604
関大会館、教育会館	関大会館、教育会館、校友、父母会館	9857	850.3851679
高・中・幼	一校一・中、一・中2.3号館、秀麗館、新和館、幼稚園	22061	732.639971
高槻	管理研究棟、図書教室棟、スタジオ棟、教室棟、情報演習棟、大学院棟、NW棟、厚生棟、体育館、高岳館、アイ	39912.32	1535.251722
北塚	高槻、中学校、体育館	17669.16	1306.03276
天六	キャンパス旧館、本館、新館	11542.97	107.3434237
産科ミュージズ	大学・大学院棟、初等・中等・高等部棟、体育・厚生棟	52554.06	1303.209692
環キャンパス	大学棟、食堂・図書館・大教室、体育館	22135.71	525.1030773
合計		453508.22	1221.04154

ど、冷暖房負荷の大きい季節においては都市ガスの割合が大きくなっていることがわかる。

1.2 一次エネルギー消費原単位にみる部門別消費特性

図2に2014年度の関西大学における部門別の延床面積と一次エネルギー消費量との関係を、表1にその部門の分類を示す。ここで一次エネルギーとは電力消費量と都市ガス消費量の合計値とした。

文系学舎と理工系学舎・総合図書館で明瞭な違いが見られた。同様の分析を行っている大阪大学¹⁾と比較すると、文系学舎のエネルギー消費原単位はほぼ同等の値となった。理工系学舎のうち工学実験棟と、総合図書館は文系学舎よりも大きな値となったが、大阪大学における理科系よりは傾きがやや小さくなった。これは実験機器や実験施設量の差が原因と考えられる。また理工系学舎のうち、授業棟は文系学舎と似た特性を持つ。

2. 関西大学千里山キャンパスにみられる電力消費

2.1 時刻別気温感応

建物エネルギー消費は気温などの外的気象の影響を受ける。各電力会社管区内といった広域においては、時刻別にみた気温と電力供給量に高い相関が得られることが知られている。大学施設単位において、気温と電力消費量との相関について検討した。ここでは多様な施設を含む千里山キャンパスにおいて検討を行い、また時刻別のデータが得られる電力消費量のみを対象とする。2012年度から2014年度のフィード別特高受電量、第五実験棟・総合図書館・ハイテクリサーチコア（以下HRC）の主要空調機器別電力消費量のデータを用いた。ただし前述のとおり関西大学では全体のエネルギー消費における都市ガス消費量の割合も大きく無視できないため、都市ガス消費量の検討も今後必要である。

(a) 千里山キャンパス全体

図3に2012年度から2014年度における千里山外気温と全体の全時刻別電力消費量との相関を示す。また、図4に時刻別の千里山外気温と千里山キャンパスの電力消費量との関係を示す。夜間は気温感応がみられ、2本の二次曲線に近似できたが、昼間は大きなばらつきがみられた。これまで気温感応は人による冷暖房の切り替えによるものと考えられてきたが、深夜帯は人の活動に関係しないベース分とみなすことができ、ベース電力にも気温感応が得られることがわかった。

また人の活動時間帯においては、気温以外の要因が大きく電力消費に影響すると考えられる。

(b) 主要部門における各空調機器

前述のとおり千里山キャンパスにおいてエネルギー消費量原単位が特に大きかった第五実験棟、総合図書館、そして第五実験棟と熱源を共有しているHRCの各空調機

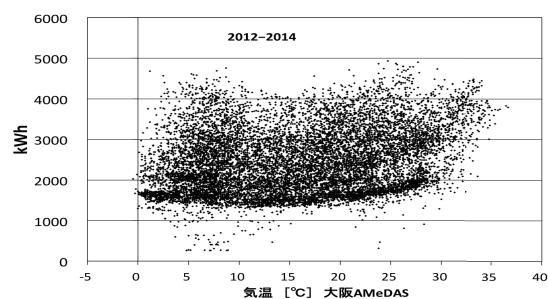


Fig.3 Relationship between temperature and in 2012 - 2014

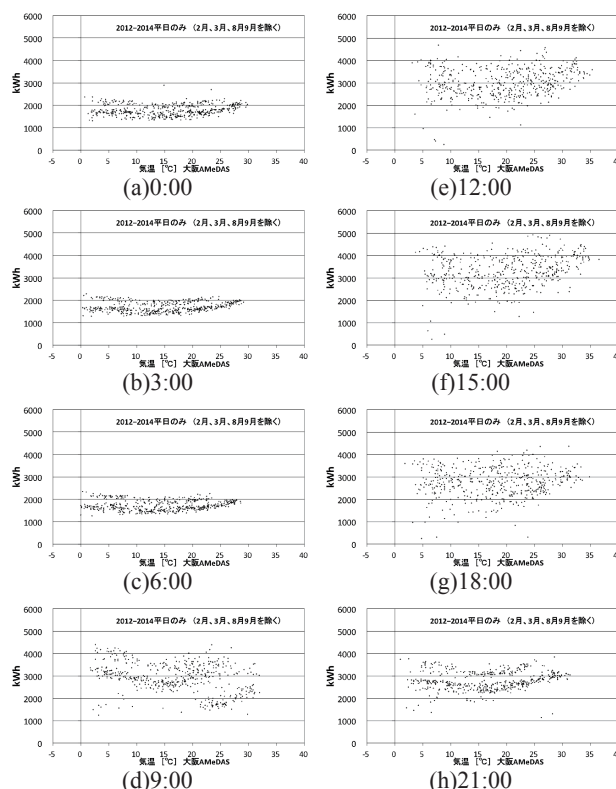


Fig.4 Relationship between temperature and hourly power consumption

器について時刻別、また月別の気温と電力消費量との関係をみた。

図5に2014年度における千里山外気温と第五実験棟の空調機器全体の電力消費量の関係を示す。4月から10月にかけて感応が大きく、11月から3月にかけて小さくなった。これは主な熱源であるガス吸収式冷温水発生機が冷水と温水を切り替えるためと考えられる。

図6にそのガス吸収式冷温水発生機の12時と23時における千里山外気温と電力消費量の関係を、図7に冷水発生時期である7月と、温水発生時期である12月の時刻別月平均電力消費量の推移を示す。冷水発生時期と温水発生時期で感応のしかたに大きな違いがみられた。

図8につくられた冷温水を送る冷温水二次ポンプの、6時と12時における千里山外気温と電力消費量の関係を示す。昼間はばらつきが大きくなるが、低温側と高温側に同じような感応がみられた。

気温感応の全くみられないものもあった。図 9(a) にエアコンプレッサーの、図 9(b) に冷温水一次ポンプの、図 9(c) に冷却ポンプの、図 9(d) に冷水循環ポンプのそれぞれ 12 時における外気温と電力消費量の関係を示す。電力消費量の変化は三段階または二段階の運転切替えに

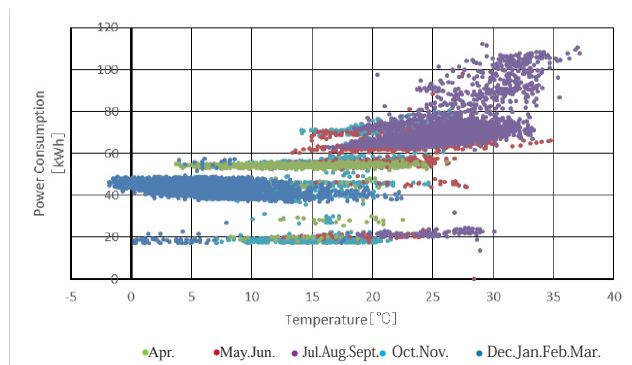


Fig.5 Relationship between temperature and power consumption in the fifth laboratory air-conditioning equipment

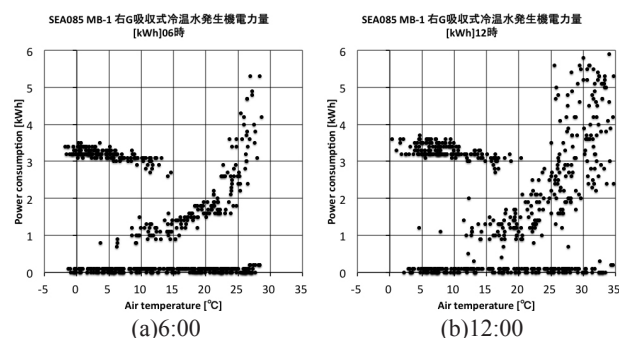


Fig.6 Relationship between temperature and power consumption of Gas absorption-type cold and hot water generator

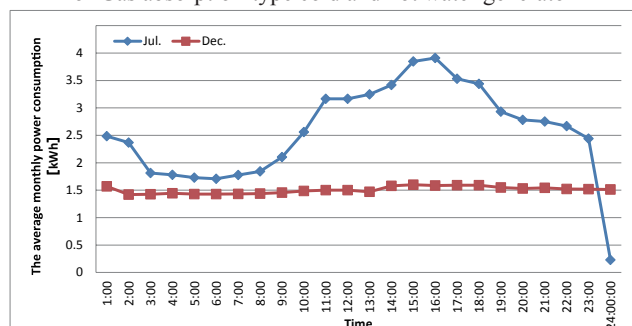


Fig.7 Changes in time by the average monthly power consumption in July and December 2014

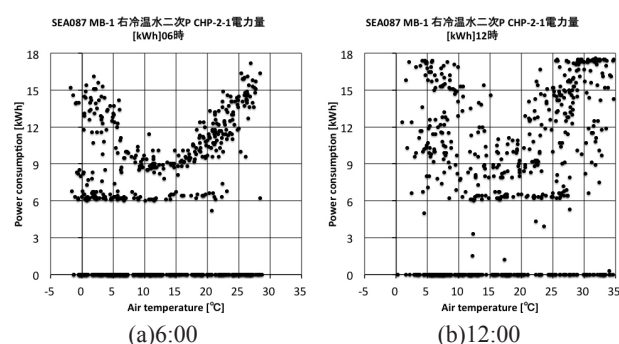


Fig.8 Relationship between temperature and power consumption of hot and cold water secondary pump

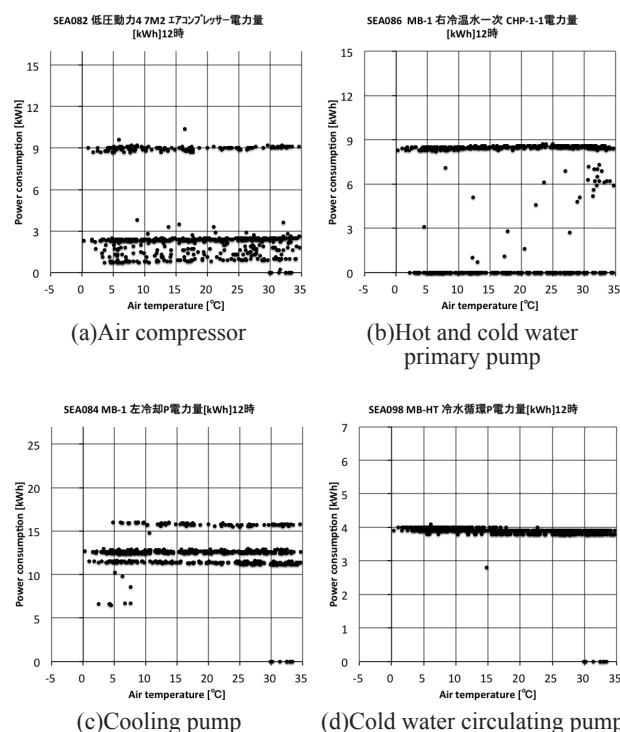


Fig.9 Relationship between temperature and power consumption in 12:00

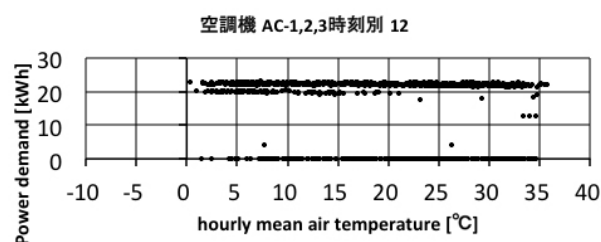


Fig.10 Relationship of temperature and library air conditioning power consumption

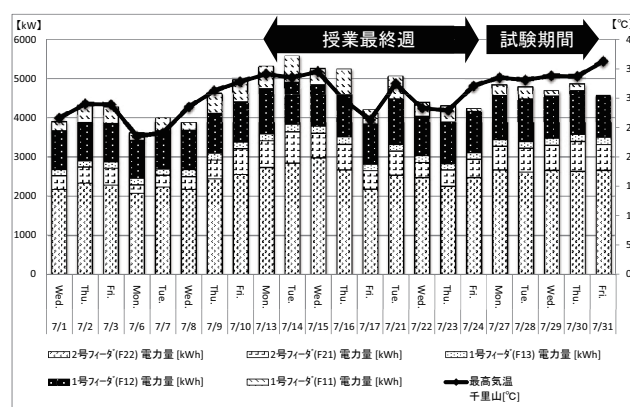


Fig.11 Changes in daily maximum temperature and maximum amount of hourly power consumption on weekdays

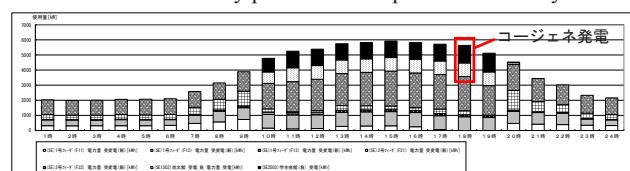


Fig.12 Changes in hourly power consumption on December 8, 2014

よるもので、常時稼働し電力消費量の変化しないものもみられた。

図 10 に総合図書館の空調機の 12 時における外気温と電力消費量の関係を示す。総合図書館には 4 台の空調機が設置されているが、どれも同じような分布となり、時刻別に変化はなく、気温感応もみられなかった。

2.2 その他の要因にみる電力消費

前述のとおり、関西大学の電力消費は一概に気温の変化によるものとは言えず、その他の要因も大きく影響する。ここではその要因について検討し、主にピークカットという視点から考察を行なった。

(a) 学校行事日程

図 11 に 2014 年 7 月平日における千里山日最高気温と千里山キャンパス日最大電力量の推移を示す。概ね外気温に依存しているが、14 日や 16 日などで主に文系学舎を含む 1 号フィード F11 系統と 2 号フィード F21 系統で外気温を超えて電力消費量が大きくなっている。これは授業最終週にあたり、利用者の増加によるものだと考えられる。

(b) コージェネ運転切替え

図 12 に 2014 年 12 月 8 日の時刻別電力使用量の推移を示す。千里山キャンパスでは、尚文館（大学院授業棟）と凜風館（関西大学生協）に 2 機設置されたコージェネによるガス発電で昼間の電力を賄っているが、20 時の時点で需要がまだあるにもかかわらずコージェネの運転を切替えているために特に暖房使用時期において 20 時に買電力量がピークとなっていることがわかった。現在 4 機のコージェネが同時刻に稼働しているが、これらの稼働開始時刻をずらす等、コージェネの運転スケジュールを改善することによって、より効率のよいエネルギー運用ができると考えられる。また 20 時における電力消費量全体のうちフィードごとの内訳をみると、尚文館と主に文系学舎を含む F11 系統と、凜風館と部活棟を含む F21 系統が大幅に増加しているため、文系学舎や部活棟で照明器具の LED 化等の対策をすれば大きな効果が期待できると考えられる。

3. まとめ

本報では BEMS データ活用方法の一例として、関西大学の電力消費実態について BEMS データより各種解析を行った。得られた主な知見を以下に示す。

- ・関西大学全体での一次エネルギーの割合は電 76.3%、都市ガス 40.39%であり、冷暖房負荷の大きい季節に都市ガスの割合が大きくなる。
- ・部門別の消費原単位をみると、全体の $1221[\text{MJ}/\text{m}^2 \cdot \text{年}]$ と比較して、工学実験棟 $2375[\text{MJ}/\text{m}^2 \cdot \text{年}]$ と総合図書館 $2663[\text{MJ}/\text{m}^2 \cdot \text{年}]$ が特に大きくなった。

- ・千里山キャンパスにおける気温と時刻別電力消費量の関係を見ると、ベース電力に気温感応がみられたが、人の活動時間帯においては気温以外の要因が大きく影響すると考えられる。

- ・空調機器によって電力消費量に気温感応がみられるものとみられないものがあった。またガス吸収式冷温水発生機など、冷房使用時期と暖房使用時期で特性の大きく異なるものがみられた。

- ・授業やコージェネ運転スケジュールの見直しを行うことによってより効率のよい運用ができると考えられる。

参考文献

- 1) 大橋巧、宮崎正幸、下田吉之：大規模総合大学施設のエネルギー消費実態に関する研究 電力日負荷曲線の実測データを用いた大阪大学のエネルギー消費特性分析、日本建築学会環境系論文集、vol. 78、No. 684、pp193-201、2013. 2
- 2) 河野匡志、柳原隆司、花木啓佑、磯部雅彦、阪本雄三：国立大学施設における環境負荷低減手法に関する研究 東京大学における CO₂ 排出量削減に向けた実効ある対策の計画と実践の事例、日本建築学会環境系論文集、vol. 76、No. 666、pp727-734、2011. 8
- 3) 李演生、赤司泰義、渡辺俊行、福田健一、江島伊佐朗：省エネルギー手法による空調用エネルギー消費原単位の削減効果と P A L・C E C / A C 評価 大学キャンパスの環境・省エネルギー計画に関する研究、日本建築学会計画系論文集、No. 564、pp55-62、2003. 2
- 4) 永峯章、高草木明、成實悠樹、吉野大輔：東洋大学の 4 箇所におけるエネルギー消費量に関する調査研究、日本建築学会環境系論文集、vol. 75、No. 653、pp661-668、2010. 7
- 5) 神村一幸、杵嶋修三、平卯太郎、藤沼康実、吉田友紀子、内海康雄：B E M S（ビルエネルギーマネジメントシステム）導入による省エネの可能性、家庭・業務部門の温暖化対策、pp143-151、2008
- 6) 吉田友紀子、井上隆、神村一幸、内海康雄、外岡豊、藤沼康実：B E M S を用いた業務対策の実態と総合評価手法について、庭・業務部門の温暖化対策、pp153-174、2008
- 7) 温室効果ガス排出量算定・報告・公表制度 HP <http://ghg-santeikohyo.env.go.jp>
- 8) 鳴海大典、二浦尾友佳子、下田吉之、水野稔：気温変化が地域の電力消費に及ぼす影響、エネルギー・資源、vol. 28、No. 3、pp154-160、2007. 5
- 9) 橘高康介、宮崎ひろ志：広域における消費電力の気温感応度、東日本大震災前後の経年変化、日本建築学会環境系論文集、vol. 79、No. 704、pp891-899、2014. 10
- 10) 橘高康介、宮崎ひろ志、井内祐依、箕作敬大、久野永美子：時刻別気温感応度の経年変化に関する研究、AIJ、2015
- 11) 大阪府 HP http://www.pref.osaka.lg.jp/attach/15930/00093425/3_siryoul.pdf

大学施設における末端電力の使用実態 及び BEMS による系統別調査データとの比較検証

Verification of the use of the end electric power consumption in university facilities and comparison
itemized investigation data with BEMS

○宮城 令（立命館大学）

近本 智行（立命館大学）

Ryo MIYAGI*¹ Tomoyuki CHIKAMOTO*¹

*¹ Ritsumeikan University

In this study, this verification was performed to investigate the use of the end energy consumption which is not measured by BEMS data of laboratory in a Dept. architecture by electric power measuring instrument. In this building, the electric power data is measured only every power switch board. It's analyzed about a possibility of the energy reduction in each equipment from the measuring result.

1. はじめに

建物における電力消費実態は建物を利用する側の運用状況によって大きく変わる。特に人の多い大学施設においては末端での電力消費量が高くなる可能性がある。しかし、多くの大学での管理体制はキャンパス全体や建物単位でのエネルギー消費量計測に留まっており、室単位でのエネルギー消費量や内訳に関して把握している大学は少ない。そのため、各大学でエネルギーの消費内訳の把握に関する様々な調査が行われてきており、電力メータや各室使用者へのヒアリング結果を用いて消費分析を行った事例^{※1}や系統回路単位で調査・分析し、エネルギー削減対策がもたらす効果を定量化した事例^{※2}などがある。系統回路単位での調査を行った事例^{※2}においては一般の理科系大学施設に似たエネルギー消費実態に近い施設内の研究室を調査し、学科毎に 24 時間稼働のフリーザー類や大型サーバーなどのベース電力が存在することが確認されている。

本研究では、電灯盤毎でしか電力量データが計測されていない建物において、建築系の研究室に計測機器を設置し、計測を行うことで、BEMS 計測データでは追いかけることができない末端エネルギー消費の使用実態を把握することを目的とする。また、その結果から各機器におけるエネルギー削減の可能性について分析を行う。

2. 対象建物と計測箇所

本分析は、2014 年度に竣工した立命館大学 BKC キャンパス内の研究施設で行った。本施設には環境都市系の学科が入っており、建物の低層棟側は建築系の学科が利用している。データの計測は建築系の全 10 研究室で行った。

対象建物の詳細を Table.1 に示す。

Table.1 Building outline

Measurement object outline of facilities	
Target facilities	Environment city system
The number of floors	3 floors
Use of facilities department	Dept. architecture
Completion	2014

3. 計測機器と BEMS データの誤差

データの計測率を把握するため、建物計測データ(以下 BEMS データとする。)と設置機器計測データとの誤差確認を行った。計測対象室の概要を Table.2 に示す。本研究の計測は建築系の研究室でのみ行っているため、系統盤が同じ演習室の電力量データが誤差として算出される。誤差を確認するに当たって、計測対象外である演習室で、電力を消費する機器は電源を OFF にしている。Fig.1 に BEMS データとスマートコンセント計測データの時刻別積算電力消費量を示す。最大で 1 時間あたり約 1kWh ほどの差が生じた。照明や空調に関しては全ての室で計測を行えているため、この誤差は計測機器が設置されていないコンセント口に機器が設置されたことによる負荷であると思われる。また、各研究室へのヒアリングから、ヒーターや除湿機、携帯の充電器、ノートパソコンなどが計測機器外で使用されていたことがわかった。この結果から、突発的な機器の使用による負荷を除いて、概ね対象室のデータの把握が行えているものとする。

4. 項目の分類と月別の消費内訳

研究室毎に様々な機器が設置されているため、本研究においては機器を 6 項目に分類し、項目毎の負荷分析を行う。Table.3 に項目の分類について示す。突発的な機

器(携帯の充電器、ノートパソコン、ヒーターなど)の使用による負荷はデータ上で明らかに別の機器による負荷データであると判断されない限りは同一の項目に含まれている。Fig. 2 に全研究室の月別の積算データを項目毎に内訳したデータを示す。BEMS データとの比較を行うと、建築系の末端負荷においてはパソコン関連と照明関連による負荷が年間を通して大きな割合を占めている、また1月、2月において誤差が大きくなるのは、卒業設計の作成で演習室を利用するためである。また、演習室は Semester 中、授業を行う室としても利用されているため、長期休暇以外は誤差が大きくなる。

4.1 パソコン関連と照明

パソコン関連や照明は卒業設計や論文の提出が近くなる1月、2月、11月に大きな負荷を示した。また長期休暇に入っても負荷の減少が見られず、Semester 中と同程度の負荷がみられた。これは年間を通して大学院生の在室割合が高く、学部生は卒業設計や卒業論文の作成が近くなるまで在室割合が低いためであると推測される。

4.2 調理器具

年間を通して月別での変化はあまり見られない。Fig. 3 に2015年11月における調理器具関連の電力消費割合と各機器の台数を示す。割合の多くが冷蔵庫による負荷であった。これは他の機器に対して冷蔵庫は24時間の冷却負荷があり、機器も研究室毎に所有しているためである。ケトルの台数に対して電気ポットの負荷割合が大きいのは熱湯を維持するための負荷が生じるためである。

4.3 空調関連

Fig. 4 に空調関連の電力消費割合を示す。空調関連もパソコンや照明と同様に卒業設計や論文の提出が近くなる1月、2月、11月負荷が大きくなる。また、中間期はFCUへの熱源供給はなくなるが、熱源が止まっていることを知らない学生達が電源をいれてしまうため、送風のみで運転している状態であることがわかった。シーリングファンにおいても、年間を通して使用頻度が高く、季節に関わらず使用されており、学生へのヒアリングから、帰宅時に電源を OFF せずに帰宅してしまうことが多くあり、無駄な電力負荷を生じていることが分かった。

5. 時刻別の消費内訳

詳細な使用実態の把握を行うために、時刻別に消費の内訳を行った。Fig. 5 に時刻別の年間平均積算電力消費量を示す。月別のデータと同じくパソコン関連や照明関連の電力消費の割合が高くなっていることがわかる。

また、これらの項目は時間を問わず一定以上の電力消費量を示している。これは夜間に学生が作業することによるものとパソコン関連の機器の電源を切らずに帰宅してしまうことによる負荷であると推測される。月別で比較を行うと、長期休暇中はパソコン関連の夜間と昼間の

Table.2 The measurement object room outline

Measurement object room outline				
	Laboratory A	Laboratory B	Laboratory C	Seminar room
Measurement area	Measurement			Not measurement
Floor space	48.6m ²	97.2m ²	145.8m ²	202.5m ²
The number of rooms	1 room	8 rooms	1 room	1 room
Air conditioning system	central heat source FCU			
FCU	1 machin	2 machines	4 machines	4 machines
Ceiling fan	1 machin			3 machines
Lighting(32W)	12 lamps	18 lamps	36 lamps	42 lamps
Measurement machine setting number	224 machins			x

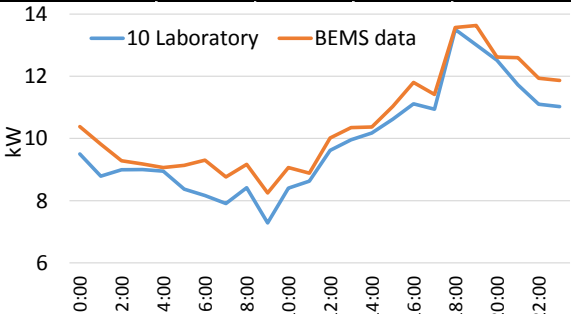


Fig.1 Comparison of BEMS data and measured data

Table.3 Classification of the item

PC relation	Display, Desktop, Laptop Computer, Wifi router, NAS
Lightning	Laboratory lightning
printer relation	Printer, Scanner, Plotter
Cookware	Electric kettle, Electric pot, Coffee maker, Microwave, Refrigerator
Air conditioning	Ceiling fan, FCU, Desiccant air-conditioning equipment, Ventilator
FREE	Floor consent, Heater, Cell phone charge etc.

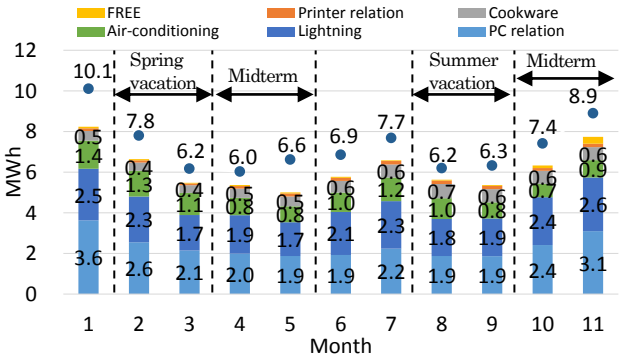


Fig.2 Monthly estimate measured data

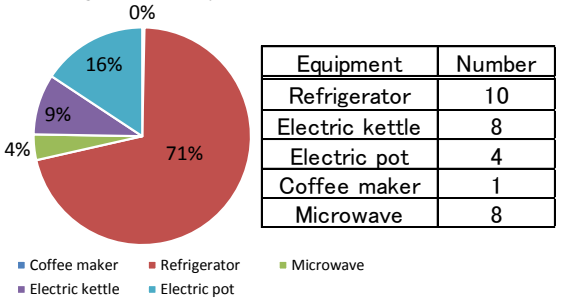


Fig.3 The electric power consumption percentage related to the cookware

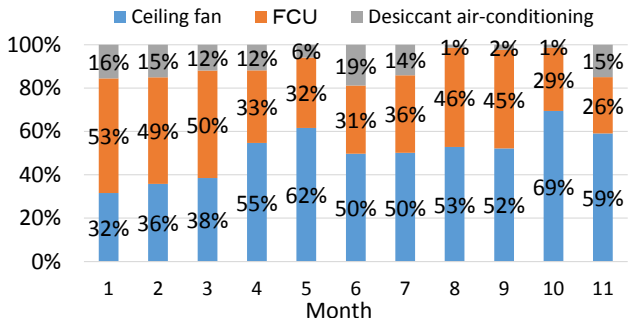


Fig.4 The electric power consumption percentage related to the air conditioning

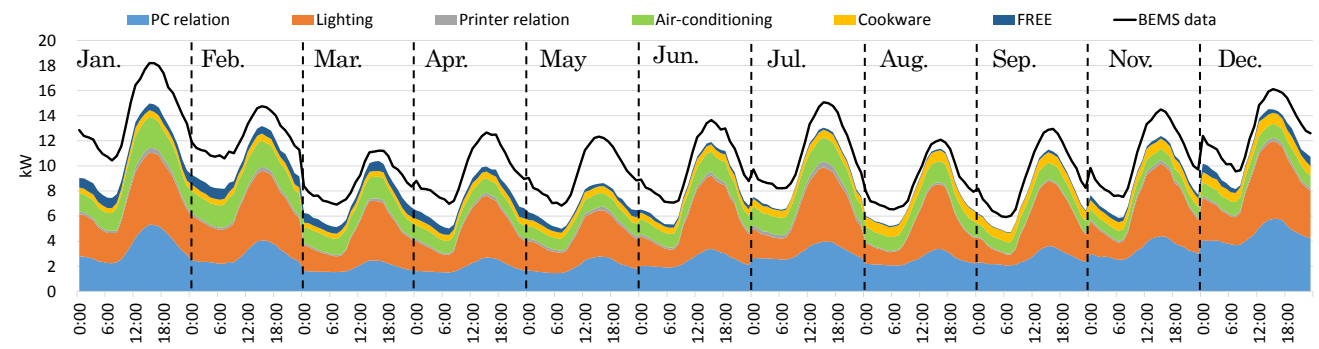


Fig.5 The time another estimate electric power consumption

ピーク時であり差はないが、卒業論文・設計の作成でパソコンの稼働が多くなる、1月や2月は夜間との差も大きくなる事が分かる。照明は長期休暇中においても室使用者が多いため、昼と夜で電力消費量に差が生じた。

6. パソコン消費電力の影響要素分析

時刻別の結果でパソコン関連の夜間負荷が高いことが分かったため、年間でパソコン関連の消費電力が最も高い11月のデータを用いて、重回帰分析することで各要素の影響度分析を行った。説明変数相互の影響は低く、多重共線性^{注2)}は低いことを確認している。解析に用いた変数をTable.4に示す。目的変数はパソコン関連の機器が接続されている計測機の電力量データを利用し、説明変数はパソコン関連の消費電力に影響があると推測される、機器の種類(デスクトップ、ディスプレイ、ノートパソコン、Macデスクトップ)、年間使用時間^{注3)}、消し忘れの頻度^{注4)}、曜日、室温のデータを標準化して分析を行った。Table.5に各パソコン関連機器の台数を示す。Fig.6に時刻毎の各要素の寄与率と決定係数を示す。

6.1 電源の消し忘れ

電源の消し忘れが消費電力量に影響を及ぼす割合が大きいことが分かる。また、作業後の消し忘れにより、夜間の影響度が非常に高くなっており、学生の在室割合が高くなりだす10時ごろから影響は小さくなる。

6.2 パソコン関連

デスクトップ(Mac)を利用することが最も大きな影響を与える。夜間においてもデスクトップ(Mac)の影響度が高いのはデスクトップやディスプレイに比べて電力消費が大きく、消し忘れによる影響が大きいためである。デスクトップは夜や昼の時間帯においても一定の影響度を示しており、寄与率自体は低い、研究室全体でみると台数が最も多いのでその影響もかなり大きいといえる。ノートブックは電力消費が他の機器に比べて極端に少ないため、ほとんど影響を与えていないことがわかる。ディスプレイなどは使用していない時間帯などはセーフモードとなり使用時間帯のみ影響が大きくなる。

6.3 曜日

14時に最も影響度が大きくなるのは、各研究室でゼミ

が多い時間帯であるためである。また、作業を行っている人も最も多い時間帯である。

6.4 研究室

研究室は夜間における影響度が最も高くなる。これは夜間に電源の消し忘れ頻度が高いパソコンがある研究室に偏りがあるためである。

7. 機器毎の削減効果試算

これまでの分析から機器毎の問題点をあげ、削減可能性のある機器において削減量の算出を行った。

7.1 パソコン関連

夜間の電力負荷の高い時間帯においてはパソコン関連の負荷割合が大きく、電源の消し忘れによる影響が最も大きかったため、生データから実態を分析し、削減効果の試算を行った。使用実態の把握を行うためにパソコン関連の機器が接続された計測機器毎にデータを待機状態と作業状態のデータに分割を行った。データの分割はそ

Table.4 The variable used for an analysis

	Item	Unit
Objective variable	Power consumption	kWh
Predictor variable	PC relation	Number
	Annual working hours	~50h:1、50~100h:2、100~149h:3 150~199h:4、200h~:5
	Forgetting to switch off	A lot of forgetting to switch off:1 little forgetting to switch off:2
	week	Mon:1、Tue:2、Wed:3、Thu:4、 Fri:5、Sat:6、Sun:7
	Average room temperature	℃
The number of sample		343(Nov. data)

Table.5 PC relevant apparatus number

Equipment	Desktop	Display	Laptop computer	Desktop(Mac)
Number	119	142	12	11

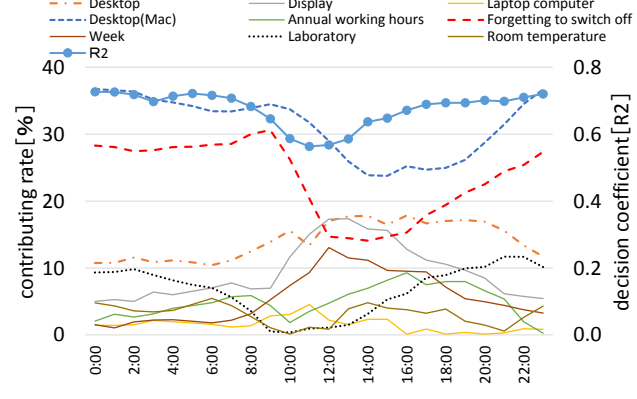


Fig.6 The contributing rate of each element and the decision coefficient every time

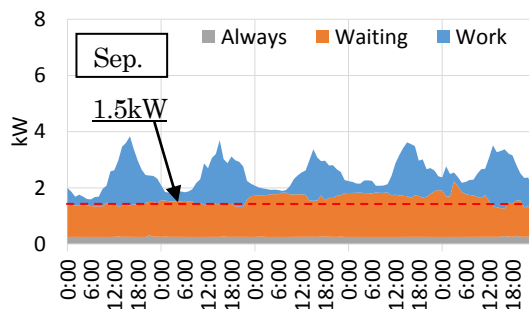


Fig.9 Standby and the electric power consumption of the usage state

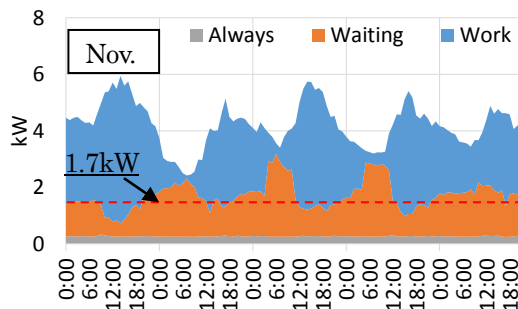
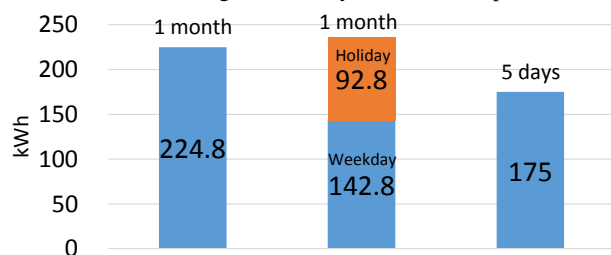
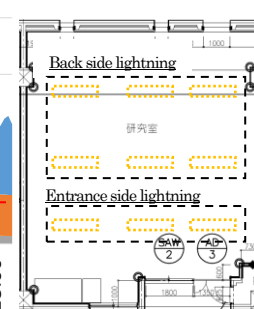


Fig.10 Laboratory light schematic



Lightning(Nov.) Ceiling fan (May) PC relation (Nov.)

Fig.11 The reduction possible amount of electric power of each equipment

それぞれの機器の夜間に消し忘れている状態での電力量を基準として算出を行っている。Fig.9 に夜間におけるパソコン関連の使用実態に関するデータを示す。分析は消し忘れによる影響が大きいと思われる長期休暇中の9月(14~18日)とパソコン関連の消費が高くなる11月(16~20日)のデータから平日5日間のデータを抜き出して分析を行っている。

分析の結果、夜間におけるパソコン関連のベース負荷として9月は1.5kW、11月は1.7kWの負荷が生じていることが分かった。また日中においても夜間ベース電力と同程度の電力負荷が存在する。月別で比較すると長期休暇中である9月は作業中の電力が上昇しても、待機電力の減少が少ないが、卒業論文などの中間発表に近い11月は作業中の電力が上昇すると待機電力も減少していることがわかる。これはパソコンの使用頻度によるものである。11月はそれまで在室割合の低かった人も作業割合が増し、パソコンに触れる機械が増え、電源を消すようになるからである。この期間中の電源の切り忘れによる積算の消費電力量は9月で160kWh、11月で175kWhであった。作業終了時に電源をOFFすることによって、これだけの電力量を削減することができる。

7.2 照明

Fig.10 に研究室の電灯配置図を示す。分析結果から、照明は夜間作業による点灯が多いため、夜間における削減効果の試算を行った。研究室でパソコンが配置されているのはどの研究室も奥側であるため、入り口側の照明を0時から学生の在室率が上がる10時まで照明の電源をOFFにしたとして削減可能電力量の算出を行う。

Fig.11 に各機器の削減可能電力量を示す。照明においては約225kWの削減となった。

7.3 空調関連

シーリングファンは帰宅時に消し忘れが多いことがヒアリングから分かったため、研究室毎に照明が点灯していない時間にシーリングファンが使用されている時間を削減可能な電力として算出を行った。ただし計測データにはシーリングファンの電力量データだけでなく換気扇の電力量も同時計測されているため、シーリングファン以外の電力量も含まれている。データはFig.6、7から使用割合が高い、5月のデータを用いている。月で235kWの削減が可能であった。また、休日における削減可能電力が大きくなったのは平日に消し忘れたまま帰宅し、休日に使用状態が続くためである。

8. まとめ

本研究では消費内訳が不明な末端電力において、スマートコンセントを用いて建築系研究室のエネルギー消費実態の把握を行った。調査の結果、パソコン関連は年間を通して負荷が大きく、特に電源の消し忘れによるベース電力が存在した。調理器具においては負荷割合の多くは24時間稼働の冷蔵庫による負荷が大半であった。空調関連においては、中間期に熱源が停止しているにも関わらずFCUの無駄な運転が確認され、シーリングファンにおいても電源の消し忘れによる無駄な負荷が確認された。

注釈

- 注1) データ通信はZIGBEEを利用しており、ソフトがダウンロードされたパソコンに親機を接続すれば、記録されたデータが送られる。
- 注2) 独立変数間に非常に強い相関があったり、一次従属な変数関係がある場合には、解析が不可能であったり、たとえ結果が求まったとしてもその信頼性が低い。
- 注3) ベース電力を超えた負荷時を作業中とし、年間で作業時間の算出を計測機器毎に行った。
- 注4) 計測機器毎に消し忘れ時のベース電力を基準として、月の消し忘れの時間が100時間を越えるものを消し忘れ頻度が高いものとする

参考文献

- 文1) 正田他：理工系大学研究室における自己区別電力消費の実態および電力消費削減対策に関する研究 日本建築学会関東支部研究報告集Ⅱ2012年3月 p173-176
- 文2) 大橋他：理系研究施設の電力消費実態と省エネルギー手法の定量評価 日本建築学会環境系論文集 2013年6月 p529-536

近畿圏業務部門ボトムアップ型エネルギー需要推計モデルの開発
—業務建築における空調設備仕様に関する調査と代表的な仕様の決定—

**Development of Energy Demand Simulation Model of Kinki Region's Commercial Sector
-Design of Building Equipment's Specification in the Simulation Model Based on Factual Investigation-**

○宮 地 優 介 (大阪大学) 山 口 容 平 (大阪大学, JST CREST) 金 範 俊 (大阪大学)
木 村 舜 (大阪大学) 黄 雄 明 (大阪大学) 下 田 吉 之 (大阪大学, JST CREST)

Yusuke MIYACHI*¹ Yohei YAMAGUCHI*^{1*2} Bumjoon KIM*¹

Shun KIMURA*¹ Yumei KOU*¹ Yoshiyuki SHIMODA*^{1*2}

*¹ Osaka University *² CREST, Japan Science and Technology Agency (JST)

This research aimed at developing a bottom-up archetype engineering model estimating energy demand of commercial building stock at an urban scale using EnergyPlus as its model engine that simulates energy demand of building archetypes. EnergyPlus requires detail description for HVAC systems so that EnergyPlus is capable of calculating high-temporal resolution energy demand considering dynamic system characteristics. This paper reports designed system descriptions of building archetypes for EnergyPlus simulation based on factual investigation.

1. 背景・目的

地球温暖化対策の実施計画策定、電力需給運用における電力需要家の能動的なエネルギー管理などの領域において、エネルギー需要を国家、都市圏の単位で模擬するエネルギー需要モデルが用いられている。モデルでは検討の対象とする空間スケールで技術的な変化や機器・設備の運用の変更がもたらす影響・効果を定量化することが求められる。このような要求から、エネルギー需要モデルではエネルギー需要が決定される構造を再現するボトムアップ型の手法が用いられている。この手法のうち、最も一般的に用いられているものに Archetype Engineering Model¹⁾がある。Fig. 1に Archetype Engineering Modelの開発手順を示す。まず、エネルギー需要の特性から業務建築ストックを類型化し、各類型を代表する建物モデル（以下、代表建物モデルとする）を作成する。代表建物モデルとは類型を代表する建築仕様や設備仕様を持つパラメータ集であり、次のステップでの入力条件とする。代表建物モデルを入力し、エネルギー需要シミュレーションした結果を原単位化して類型別のエネルギー需要原単位とする。最後に類型別のエネルギー需要原単位とストックのユニット数を積和し、対象とするストックのエネルギー需要を定量化する。ユニットには業務建築ストックでは延床面積が用いられる。

このような構造から、対象とする空間におけるストックの集積状況を反映したエネルギー需要を推計できる。また、シミュレーションによる原単位算出過程では個々の建物においてエネルギー需要が決定される構造が再現

されることから、モデル全体として技術的な変化や機器・設備の運用の変更がもたらす影響・効果を都市圏や国家の単位で定量化することが可能である。

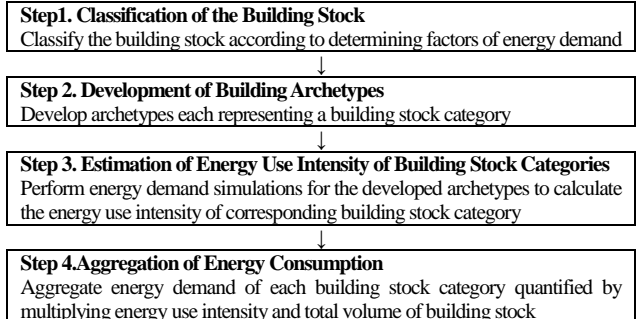


Fig. 1 Procedure to develop Archetype Engineering Models

山口ら^{2) 3)}はこの手法を近畿圏の業務建築ストックに適用し、エネルギー需要の推計を行っている。このモデルでは業務建築ストックを用途と規模、基準階ゾーニング、空調熱源システム、外皮性能、省エネルギー手法採用状況により類型化している。また、モデルでは HASP/ACLP の計算アルゴリズムをベースとする動的熱負荷計算と簡易な空調機コイルモデル、熱源システムモデルを組み合わせたものを用いており⁴⁾、1時間の計算タイムステップを持つ。このモデルは地球温暖化対策技術の評価には適用可能な精度を有するものの、デマンドレスポンスなどの設備の運用の変更によるエネルギー需要の変化の推計で求められるシステムの動的な挙動を無視している短所を持ち、今後の応用可能性は限定的である。そこで本研究では、アメリカの DOE が開発している EnergyPlus を用いたモデルを開発することとした。

EnergyPlus では最小で 1 分タイムステップの計算が可能であり、様々な空調熱源システムを考慮可能である。また、複雑な制御方式を模擬できるなど、システムの動的な挙動を考慮したエネルギー需要を推計することができる。一方で、EnergyPlus は高い時間解像度、制御を含めたシステムの挙動を再現するために多数のパラメータを必要とする。本報では EnergyPlus を用いた Archetype Engineering Model の構築のために設計した代表建物モデルの仕様を説明する。

2. 業務部門エネルギー需要モデルの仕様

開発モデルは前述の山口らにより開発されたモデルをベースとする。Table.1 に山口らによって開発された類型区分を示す。本報では、3 節において中央熱源方式で必要となる熱源機器台数を決定した結果を述べる。次に、Table.3 に示した空調システム区分のうち、マルチエアコン方式 (MUL)、ファンコイルユニット方式 (FCU)、定風量単一ダクト方式 (CAV) について Table.5 に示すパラメータを設定した結果を報告する。

Table.1 Classification of Category in Representative Archetypes

Category	Classification
Use / Scale	Office(general)[9], Office(Compound)[2], Hotel[11], Hospital[9], Retail[14], Education[1], [6] ([number of classification]) (Table. 2 shows architecture specification of Office(general))
Insulation	Insulation / Non insulation
Zoning	9 Patterns (Fig. 2 shows abstract.)
HVAC Systems	3Classification Table. 3 shows abstract.)
Heat Source Systems	9 Classification (Table. 4 shows abstract.)
Energy Saving Measures	As the levels Higher, following measures are adopted in order (Heat Exchanger, VAV(VWV), Outdoor Air Cooling, Large Temperature Differential Supply System)

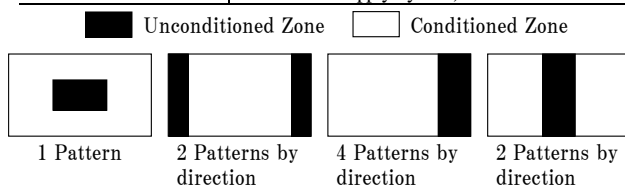


Fig. 2 Patterns of Zoning

Table. 2 Architecture Specification of representative archetypes of Office (general)

Sector	Range of Total Floor area	Total Floor Area	Standard Floor Area	Number of Floor
CL1	0~200 m ²	132 m ²	66 m ²	2
CL2	200~500 m ²	349 m ²	116 m ²	3
CL3	500~1,000 m ²	726 m ²	182 m ²	4
CL4	1,000~2,000 m ²	1,447 m ²	289 m ²	5
CL5	2,000~5,000 m ²	3,258 m ²	543 m ²	6
CL6	5,000~10,000 m ²	7,089 m ²	1,013 m ²	7
CL7	10,000~20,000 m ²	13,873 m ²	1,734 m ²	8
CL8	20,000~50,000 m ²	31,238 m ²	2,840 m ²	11
CL9	50,000 m ² ~	190,202 m ²	6,559 m ²	29

Table. 3 HVAC System Classification

	HVAC System
Unitary	Multi Air Conditioning System (MUL)
Central	Fan Coil Units System(FCU), Single Duct of Constant Air Volume System(CAV), Single Duct of Variable Air Volume System(VAV), Fan Coil Unit with Single Duct System

Table. 4 Heat Source Classification

	Heat Source Systems	
Unitary	Variable Refrigerant Flow	Gas Heat Pump
Central	Turbo Chiller+Gas Boiler	Air Source Heat Pump(AHP)
	Absorption Chiller+Gas Boiler	Absorption Chiller and Heater
	Absorption Chiller and Heater + Turbo Chiller	
	Thermal Storage System	Cogeneration System

Table. 5 Detail description for HVAC Systems

	MUL	FCU	CAV
Air Loop	Fan (Air Flow Rate, Pressure Rise, Efficiency)		
	Capacity of Coil		
Ventilation System	Fan (Air Flow Rate, Pressure Rise, Efficiency)		
Water Loop	×	Pump (Air Flow Rate, Pump Head, Efficiency)	
Heat Source System	Heat Source Machine (Number of Units, Capacity, Nominal COP, Temperature · Part Load Ratio Function)		
冷却塔系	×	Cooling Tower(Capacity,Water Flow Rate)	

3. 熱源機器台数類型区分

EnergyPlus は個々の熱源機器を、特定の仕様を持つオブジェクトとして扱う。熱源機器台数は熱需要の特性、設計者の意向、コストなどから決定されるため、建物の用途や規模によって台数分割の傾向が異なると考えられる。そこで、2008 年～2010 年の竣工設備概要データシート⁵⁾に公表されている情報に基づいて、熱源機器の台数分割状況を調査した。中央熱源を採用した業務施設は 80 件であり、熱源機器の種類、台数、容量が記載されている。なお、サンプルが少ないため建物用途による違いは無視し、Table. 2 に示す延床面積区分範囲別に集計した。

Fig. 3 に冷熱熱源機器別に集計した熱源機器台数の結果を示す。図は凡例に示す台数で構成されていたサンプルの比率を表す。規模別に台数の比率を見ると、規模が大きいほど分割台数が多いサンプルの比率が高い。この結果は建物規模の増加に伴って分割台数が増加する傾向が存在することを示唆する。また、冷熱熱源機器より温熱熱源機器の分割台数が多い。ボイラの中では保有水量が少ない貫流ボイラの比率が最も高かった。このような結果から、本研究では規模別の台数を重み付け平均した結果を規模別の台数として決定した。結果を Table. 6 に示す。

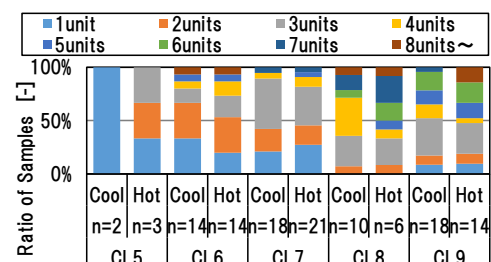


Fig. 3 Aggregate Results of Number of Heat Source Machine

Table. 6 Set of Number of Heat Source Machine by Scale

		CL5	CL6	CL7	CL8	CL9
Cool	Number of Unit	1	3	3	5	4
	Stdev.	0	2.6	1.4	2.0	1.7
Hot	Number of Unit	2	3	3	6	5
	Stdev.	1.0	2.7	1.5	2.2	3.3

4. 空気調和設備, 熱源設備の仕様

4.1 空気調和設備, 熱源設備の容量の決定

空気調和・衛生工学会などが公表している竣工設備データは空調熱源システムに関する最も詳細なデータ集であるが, Table. 5 に示した各項目について体系的に整備したデータベースは存在しない. そこで, 空気調和・衛生工学便覧⁶⁾等に掲載されている設備設計手法に基づいて空気調和設備, 熱源設備の機器容量を設定する. Fig. 4 に設計フローを示す. まず, 代表建物モデルのパラメータとなる人員・機器稼働スケジュール, 外気負荷を設定し, EnergyPlus により年間熱負荷計算を行う. ここで算出された最大室内顕熱負荷より, 冷房吹出し温度を 16℃として空調機吹出し風量を決定する. また, 室内全熱負荷と送風機からの熱負荷に基づいて空調機コイル容量を決定する. このとき室内全熱負荷の算出には TAC2.5 法を用い, 最大負荷の 2.5%の値を室内全熱負荷とする. コイルの余裕率は 1.2 とした. 冷温水流量はコイルの入口出口温度差を 5℃と仮定し, コイル容量より決定する. 決定したコイル容量を対象施設に設置されているすべての空調機で合計し, その時刻別最大値にポンプからの熱負荷として 3%を上乗せした値を熱源容量とする. 冷却塔容量 Q_{CT} は熱源機器の冷熱容量 Q_{HS} と定格 COP を用いて $Q_{CT}=Q_{HS}(1+1/COP)$ により算出する. 定格 COP は岡本ら⁷⁾によって決定された値を用いる. 最後に, 熱源の凝縮器の入口出口温度差を 5℃と仮定し, 冷却水流量を決定する.

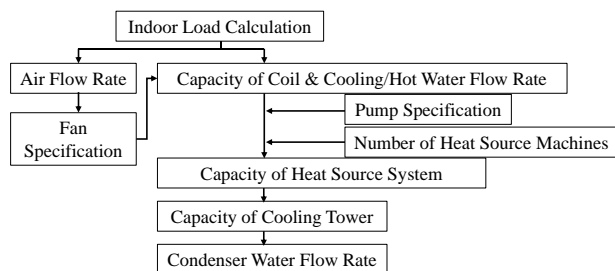


Fig. 4 Flow of Calculation of Heat Demand

4.2 熱源機器の仕様

熱源機器の仕様は主に機器効率及び, 温度と負荷率の特性式を与える必要がある. 機器効率については岡本ら⁷⁾が決定した仕様とする. 温度特性式, 及び負荷率特性式については山口ら⁹⁾が決定した仕様とする.

4.3 空気調和設備の搬送距離の想定

本研究ではシステムを構成する機器の配置について共通条件を想定し, 空気調和設備仕様の決定における搬送距離を与える. 熱源は地下, FCU は室内に分散, 空調機

は各階の非空調室, 冷却塔は屋上に配置することを想定した. CAV 方式と換気においてはダクト長を想定し, フロアごとの平面の最大距離を理論ダクト長とする. CAV 方式は往復, 換気では給気, 排気それぞれで片道を想定する. 冷温水配管について, FCU 方式では室内の FCU まで, CAV 方式では空調機まで運ぶことを想定し, 熱源からの最大距離を理論配管長とする. また, 標準的な建物における曲がり角などの局部抵抗の割合として 0.75¹²⁾ を使用して, 直管相当のダクト及び, 配管長を算出する. Table. 7 に建物の東西の長さを L_1 , 南北の長さを L_2 , 高さを L_3 として設定した直管相当の理論ダクト及び, 配管長を示す.

Table. 7 Equal to Straight Duct and Pipe Length by Systems

	Straight Duct and Pipe Length [m]
Duct Length: L_{D_CAV} (CAV)	$L_{D_CAV}=2(L_1+L_2)*(1+0.75)$
Duct Length: L_{D_VENT} (Ventilation)	$L_{D_VENT}=(L_1+L_2)*(1+0.75)$
CW/HW Pipe Length: L_{P_FCU} (FCU)	$L_{P_FCU}=2(L_1+L_2+L_3)*(1+0.75)$
CW/HW Pipe Length: L_{P_CAV} (CAV)	$L_{P_CAV}=2L_3*(1+0.75)$
Condenser Water Pipe Length: L_{P_CT}	$L_{P_CT}=2(L_3+L_F)*(1+0.75)$ (L_F : Floor Height)

※Set up “2” as Coefficient of Round Trip

4.4 送風機の仕様

EnergyPlus において消費電力 P は風量 Q , 全圧 H , 及び効率 η の仕様を入力として $P=Q \cdot H/\eta$ (式 1) により算出される. 送風機の用途によって必要な風圧が異なるため, 4.1 で算出された風量と空調方式別に想定される圧力損失から用途別に仕様を決定する. MUL 方式, FCU 方式では送風機をケーシングしたターミナルユニットが室内に設置されるため, ダクトを考慮しない. ターミナルユニットの送風機の仕様はメーカーのカatalog値から算出した. MUL 方式における室内機, FCU 方式で用いられる FCU についてメーカー 3 社の標準的なユニットにおける風量と消費電力を線形回帰したところ, 決定係数はそれぞれ 0.96, 0.88 と高かったため, 得られた回帰モデルに風量を入力することにより任意の風量に対応する消費電力を算出する. 次に, 得られた消費電力と吹出し風量より送風機全圧を決定した. このとき, 送風機効率を 0.7 と仮定した.

CAV 方式, 及び換気においてはダクト経路を想定して算出されるダクトの圧力損失に基づいて送風機の定格時電力消費を決定した. 送風機における全圧は動圧と静圧に分けられ, 動圧は吹き出し速度を 5 m/s と想定して算出した¹⁰⁾. 静圧は, 空調機内静圧と機外静圧に分けられる. 機内静圧は, メーカーのカatalog値から風量に拠らず機内静圧はほぼ一定であると判断し, 調査したサンプルの平均値 549 Pa を空調機の機内静圧とした. 機外静圧はダクト通過時, 吹き出し口, 吸込み口, 外気取入口, 排気口での圧力損失に分けられる. 一般に, ダクトは直管部の単位長さあたりの圧力損失が 1 Pa/m になるように計画されるため¹¹⁾, この値にダクト長を掛け合わせることで圧力

損失を算出する。吹出し口、吸込み口、外気取入口、排気口の仕様は A 社カタログより与えた。吹出し口については事務所で一般に用いられる丸型アネモのカタログを調査した。ネック風速 5 m/s を想定し、風量別の垂直方向での静圧損失を調査したところ、30~40 Pa 程度となるように設計されていた。そのため、参考にしたカタログ値を平均して得られた約 35.7 Pa を吹出し口の圧力損失とし、吸い込み口も同様とした。外気取入口及び排気口については、ルーバによる圧力損失を考慮する。面風速を 5 m/s と想定して、カタログ調査より得られた 27.4 Pa を外気取入口、排気口の圧力損失とした。

Fig. 5 に空調方式別に送風機の風量と消費電力をプロットした結果を示す。各プロットは Table.2 に示した事務所ビルの代表建物モデルにおけるフロアごとの風量と消費電力を散布図により示したものである。CAV 方式ではダクトを考慮するため、FCU、MUL 方式と比較して全圧が高く、風量あたりの消費電力が大きい。また、換気用送風機ではコイルを通過しないため、その他の空調機よりも圧力損失が小さく、消費電力も小さくなった。

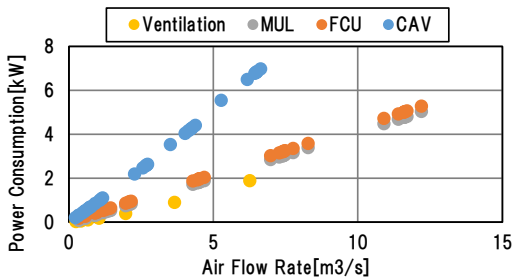


Fig. 5 Decision Result of Fan by HVAC Systems

4.3 ポンプの仕様

本研究では密閉回路・複式ポンプ方式を想定し、一次ポンプ、二次ポンプ、冷却水ポンプを定義する。ポンプ動力は流量と揚程により決定されるが、流量は 4.1 で算出された値を用いる。ポンプ揚程は主に配管、ヘッダー、熱源、冷却塔、熱交換器によって損失される水頭が含まれる。Table. 8 に各ポンプが分担する水頭損失の想定を示す。本研究では文献¹³⁾とカタログにより引用した配管以外の機器における水頭損失の概略値を用いた (Table. 9)。ただし、ボイラの水頭損失については調査が困難であったため他の熱源の平均とした。配管の水頭損失については配管の長さが空調方式や配管種別により異なるため水頭損失が異なる。一般に、配管の単位長さあたりの直管部の水頭損失は 250 Pa/m になるように計画される¹⁴⁾ため、Table. 7 に示した直管相当の理論配管長に掛け合わせて水頭損失を算出した。

Fig. 6 に CAV 方式におけるポンプの全圧推計結果を示す。横軸は代表建物モデルの床面積を示す。ポンプ別に見ると冷却塔ポンプの全揚程が最も大きい結果となった。これは配管の距離を長く設定していること、凝縮器、冷却塔における圧力損失が大きいことに起因する。

Table. 8 Items Charged of Each Pump Type

Type	Circuit Type	Items
Primary Pump	Closed	Heat Source (Evaporator), Supply Header
Secondary Pump	Closed	CW/HW Pipe, Coil, Return Header
Condenser Pump	Opened	Heat Source (Condenser), Cooling Tower, Condenser Water Pipe

Table. 9 Rough Order of Pump Head of Equipment

Items	Pump Head [mAq]	Items	Pump Head [mAq]
Turbo Evaporator	3~8	Cooling Tower	2~8
Chiller Condenser	5~8	Coil	2~5
Absorption Evaporator	4~10	Header	2~3
Chiller Condenser	5~14	Valve	3~5
AHP	7.6		

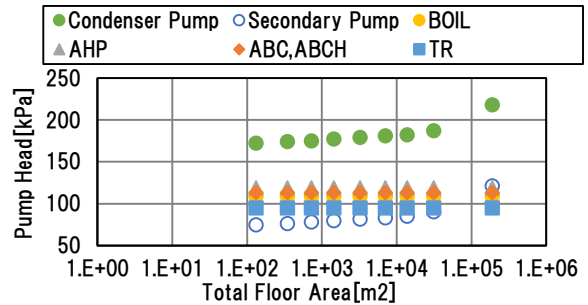


Fig. 6 Decision Result of Pump Head

4.まとめ

代表建物モデルにおいて、熱源台数の類型区分の追加及び、体系的な実態調査がなされていない送風機やポンプなどの詳細な空調設備仕様について、空調システム別に実際の建築設計に基づいて整備した。空調システム別に空調設備仕様を設定することによって、より精度の高いエネルギー需要推計が可能になる。

参考文献

- Swan LG., Ugursal VI. 2009. Modeling of end-use energy consumption in the residential sector: A review of modeling techniques. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol 13, pp. 1819-1835.
- 山口容平, 下田吉之, 水野稔. 建築・設備ストックの集積状況を考慮した大阪市の民生業務部門エネルギー需要モデルの開発と温暖化対策の評価, 日本建築学会環境系論文集第 74 巻第 641 号, pp.853-862, 2009 年 7 月
- 山口容平, 鈴木雄介, 山崎政人ら. 非住宅建築物の環境関連データベースに基づく小売業態分類別商業施設一次エネルギー消費原単位の比較, 日本建築学会環境系論文集第 77 巻第 681 号, pp.889-897, 2012 年 11 月
- 山口容平, 下田吉之, 水野稔. 居住者の行動を基準としたオフィスビルの熱・電力需要シミュレーションモデルの開発, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 93, pp. 37-47, 2004 年 4 月
- 空気調和・衛生工学会: 空気調和衛生工学 2008. Vol.82~2010. Vol.84 竣工設備概要データシート
- 空気調和・衛生工学会: 空気調和衛生工学便覧第 12 版 3 空気調和設備設計篇 p85
- 岡本大河, 山口容平, 宮地優介. 熱源機器の採用比率, 機器効率の変化が近畿圏業務部門エネルギー需要に及ぼす影響の評価, 第 31 回エネルギーシステム・経済・環境コンファレンス, 33-2, 2015 年 2 月
- 空気調和・衛生工学会: 竣工設備調査用紙一覧 (1984~2012)
- 山口容平. 都市レベルのエネルギーマネジメントに基づく民生業務部門の二酸化炭素排出量削減シナリオの評価, 大阪大学大学院工学研究科博士後期過程, 博士課程学位論文, 2006 年 1 月
- 土井嶺: 空調設備実務パーフェクトマニュアル第 2 版 p251
- 空気調和・衛生工学会: 空気調和計画設計の実務の知識 p242
- 同上 p261
- 同上 p253
- 空気調和・衛生工学会: 工学便覧 (前掲) p365

近畿圏業務部門ボトムアップ型エネルギー需要モデルの開発(その2)－ 標準的仕様を持つ事務所ビルを想定した EnergyPlus による空調システムシミュレーション

Development of Energy Demand Simulation Model of Kinki Region's Commercial Sector: A Simulation of Air-conditioning Systems using EnergyPlus

○金 範 俊 (大阪大学) 山 口 容 平 (大阪大学, 科学技術振興機構 CREST) 宮 地 優 介 (大阪大学)
黄 雄 明 (大阪大学) 木 村 舜 (大阪大学) 下 田 吉 之 (大阪大学, 科学技術振興機構 CREST)

Bumjoon KIM*¹ Yohei YAMAGUCHI*^{1*2} Yusuke MIYACHI*¹

Yumei KOU*¹ Shun KIMURA*¹ Yoshiyuki SHIMODA*^{1*2}

*¹ Osaka University *² CREST, Japan Science and Technology Agency (JST)

The authors developed an archetype engineering model for the office building stock located in Kinki region, Japan. In the model, EnergyPlus is used as the simulation engine to determine energy demand of building archetypes. This paper describes the developed archetypes for distributed and central air-conditioning systems. This paper also evaluates how system alternatives influences energy consumption of office buildings.

はじめに

地球温暖化対策の実施計画策定、電力需給運用における能動的なエネルギー管理などの領域において、エネルギー需要を国家、都市圏の単位で模擬するエネルギー需要モデルが用いられている。モデルでは技術や運用の変化がもたらす効果・影響を定量化するため、エネルギー需要が決定される構造を再現するボトムアップ型のモデル化手法が用いられている。この手法のうち、最も一般的に用いられているものに Archetype Engineering Model がある。Archetype Engineering Model では最初に業務建築ストックを類型化し、類型のストックを代表するパラメータ集である代表建物モデル (Archetype) を設計し、代表建物モデルを入力条件としてエネルギー需要シミュレーションを行い、ストック 1 単位 (業務施設であれば延床面積 1 m²) でのエネルギー需要原単位を定量化する。最後に、ストックのユニット数と原単位を積和し、ストック全体でのエネルギー需要を定量化する。

前報¹⁾では近畿圏の事務所建築ストックを対象とする Archetype Engineering Model を提案し、ストックの類型化と代表建物モデルの設計を行った結果を報告した。また、代表建物モデルを入力としてエネルギー需要を推計するモデルエンジンとして EnergyPlus を用いることを述べた。本報では、空気調和設備を対象として代表建物モデルによるエネルギー需要推計結果を示す。対象とする空気調和設備を Table 1 に示す。

以下では 2 節において EnergyPlus におけるシステムの

モデル化手法とシステム動作の想定を説明する。3 節では EnergyPlus を用いて 3 つの空気調和設備の構成の違いによって生じるエネルギー消費の差異を分析した結果を報告する。4 節では事務所ビルの規模が各システムのエネルギー性能に及ぼす影響を明らかにするため、前報に説明した複数の規模の事務所ビルを想定して 3 つのシステム構成のエネルギー需要推計を行い、システムのエネルギー性能と事務所ビルの規模の関係を明らかにする。

Table.1 3 Cases of Air Supply Type as Evaluation Targets

Case Model	Heat Source	Air Supply System
CAV	Absorption Chiller-Heater	AHU (CAV)
FCU	Absorption Chiller-Heater	Fan Coil Unit
MUL	Variable Refrigerant Flow	Multi Split

1. EnergyPlus による空気調和設備のモデル化

Table 1 に示したように、本研究では中央熱源方式の AHU と FCU、個別熱源方式の MUL を想定する。以下ではそれぞれのシステムにおける想定と EnergyPlus での表現を説明する。また、入力したシステムの仕様や規模区分などは全て、第 1 報で説明した仕様を用いる¹⁾。

1.1. エアハンドリングユニット (AHU)

本報で想定した CAV のケースは AHU の CAV システムを採用している。Fig.1 に示すように AHU には加熱・冷却コイルがあり、各コイルに熱源機器から送られた冷温水が通過する。各コイルを通った加熱・冷却された空気がダクトより各ゾーンに送られる。EnergyPlus ではこの

オブジェクトとして `AirTerminal:SingleDuct:Uncontrolled` が用意されている。ゾーンに給気された空気はAHUに還り、一部は放出され、残りは `Mixing Box` で外気温度と混合された後、AHUのコイルを通してゾーンに供給される。`Mixing Box` は `OutdoorAir:Mixer` オブジェクトにより考慮ができ、`Mixing Box`・加熱冷却コイル・ファンを合わせて `Branch` にリスト化することによってAHUが表現される。また、AHUは空調機が外気導入を直接しており、換気用オブジェクトは設定しない。

本研究では、どのような入力条件の変動に応じても `EnergyPlus` 上で自動的に制御できるように `Table.2` に示す自動制御オブジェクトを用いる。`Thermostat` は各ゾーンの気温を感知する機能を持ち、`Setpoint Manager` は空気搬送系、水搬送系のノードを通過する空気・水の `Thermostat` 計測値を入力とし、それぞれの流体の状態や流量を変更することができる。本報で考慮する定風量システムではゾーンの気温を制御するように空調機の給気温度を変化させる制御とした。また、`AvailabilityManager` はシステムを構成する設備機器の稼働状況を決定するオブジェクトであり、本モデルでは熱源機器の運転可否をコントロールするために使用する。`AvailabilityManager:LowTemperatureTurnOff` は暖房時に、`AvailabilityManager:HighTemperatureTurnOff` は冷房時にそれぞれの設定温度に至ると機器の稼働が停止するように設定できる。これらのオブジェクトを用いて、本モデルでは暖房時 22.5℃、冷房時は 25.5℃ で空調機の運転を停止させる設定とした。`Table.3` に本研究で用いた空調システムの制御条件を示す。

Table.2 EnergyPlus Objects for Auto-Control

Category	Objects	Function
Thermostat	<code>ZoneControl:Thermostat</code>	Sensing Indoor Air Temperature
	<code>ThermostatSetpoint: DualSetpoint</code>	
Setpoint Manager	<code>SetpointManager: SingleZone:Heating</code>	Controlling Supply Air Temperature
	<code>SetpointManager: SingleZone:Cooling</code>	
Availability Manager	<code>AvailabilityManager: HighTemperatureTurnOff</code>	Controlling Operation of Heat Source
	<code>AvailabilityManager: LowTemperatureTurnOff</code>	

Table.3 Setpoint Temperature for Air Supply System

Zone Setpoint Temperature (°C)	Cooling	26
	Heating	22
Air Supply Temperature (°C)	Cooling	16
	Heating	28
Coil Water Temperature (°C)	Cooling	7
	Heating	60

2.2. ファンコイルユニット (FCU)

FCU では加熱・冷却コイルを通過した空気がダクトを通らず直接ゾーンに供給されるため、ダクトの設置は必要ない。`Mixing Box`、コイル、ファンの組み合わせを

`ZoneHVAC:FourPipeFanCoil` に入力することで FCU が表現できる。FCU では外気の処理を行わないものとし、別途換気用オブジェクトとして `ZoneVentilation:DesignFlowRate` を設定した。自動制御手法は `Thermostat` と `Availability Manager` を用いる。

2.3. 個別式空調方式 (VRF)

個別式空調方式は VRF システムの設定方法を用いた。`Fig.3` に想定したシステム構成と `EnergyPlus` のオブジェクトを示す。VRF システムは室外機と室内機で構成されており、`EnergyPlus` ではファン・各コイル・OA Mixer のオブ

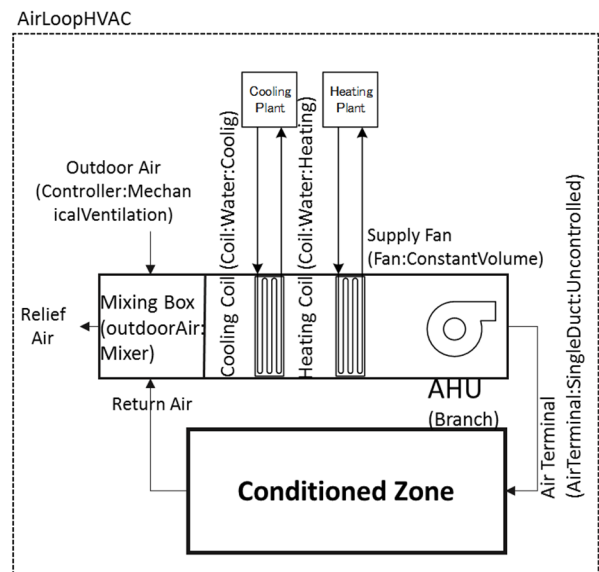


Fig.1 Schematic System of AHU in EP

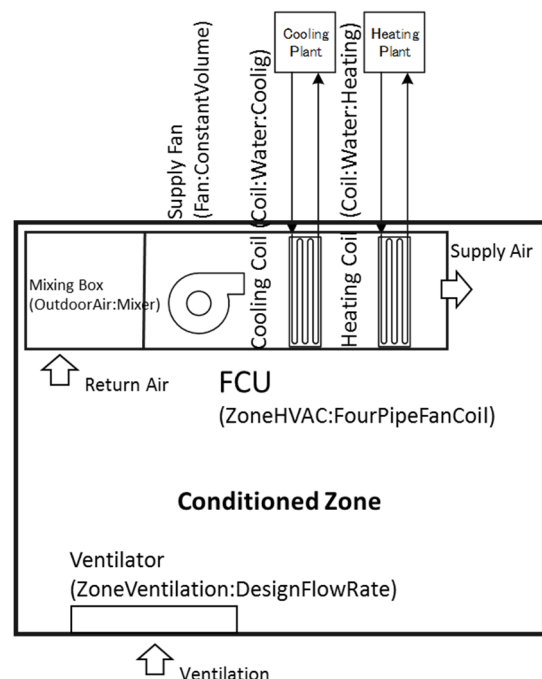


Fig.2 Schematic System of FCU in EP

ジェクトを作成し、これらのオブジェクト情報を ZoneHVAC:TerminalUnit:VariableRefrigerantFlow に入力すること室内機の設定ができる。ここで設定できた室内機を AirConditioner:VariableRefrigerantFlow により入力された室外機に連結することによって VRF のシステムループを作成する。換気は FCU の場合と同じようにループとは別に設定している。自動制御方法は Thermostat のみを採用した。

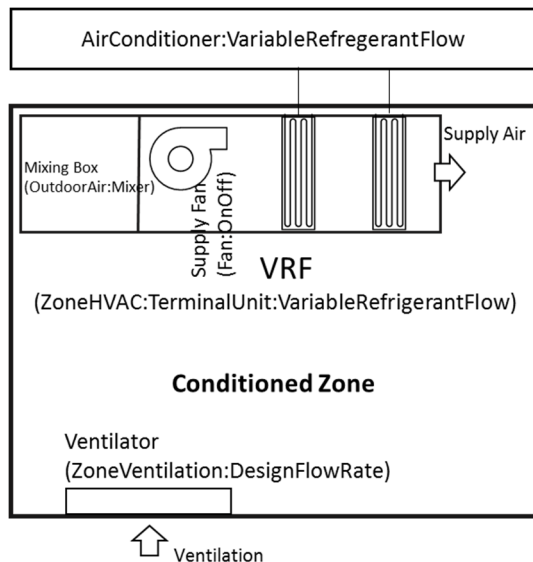


Fig.3 Schematic System of VRF in EP

3. 空調設備のエネルギー性能評価

3.1. 空調機の年間稼働状態

システムの稼働・制御状態の把握のため、各ケースの空調システムのコイル処理熱量を比較した。Fig.4 に延床面積 10,000m²~20,000m² の区分の事務所ビル代表建物モデルを対象として得られた結果を示す。Fig.4 は各システムの処理熱量と室内の空調負荷 (Thermal load) を示す。図を見ると CAV は比較的 Thermal load と近い値となり、FCU・MUL は特に夏期において差異が大きい。このようになった理由は、CAV の場合、エアハンドリングユニットが外気を導入して室内空気と混合した空気を調節して給気しているためである。

Fig.5 に夏期空調機(CAV、FCU)の代表日(8月4日)における時系列給気状態と室内温度を示す。本報では定風量での空調を想定したため、SetpointManager の動作により給気温度を変更することで室温を制御している。CAV の場合、還気と外気を Mixing Box で混合するため、夏期では冷却コイルに入ってくる気温が FCU より高くなる。この結果、冷却コイルが処理する熱量はその分多くなり、Fig.4 のような夏期処理熱量に違いが表れたと考えられる。

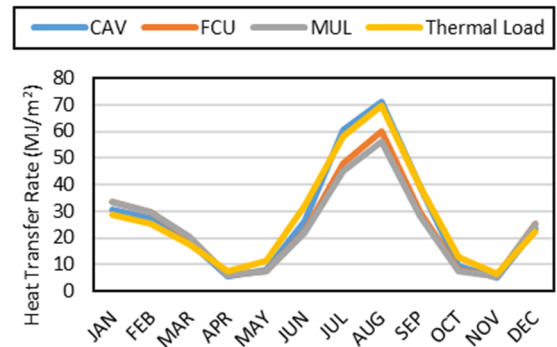


Fig.4 Heat Transfer Rate and Thermal Load for each Case

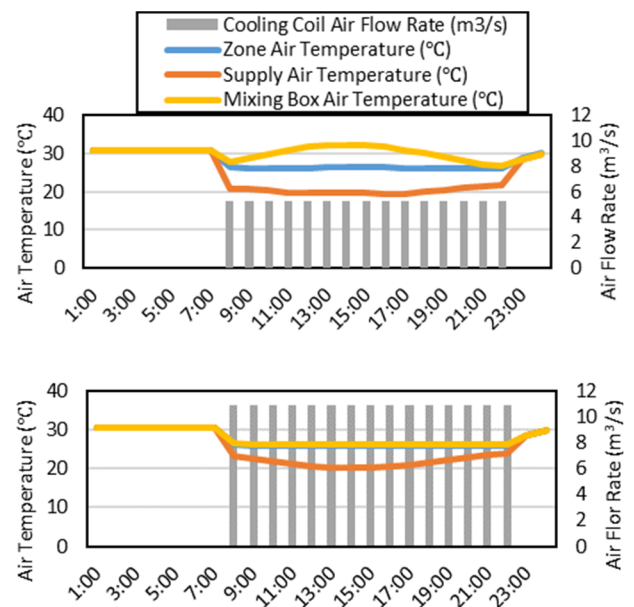


Fig.5 Operation of Air Supply Unit: CAV(Above), FCU(Below)

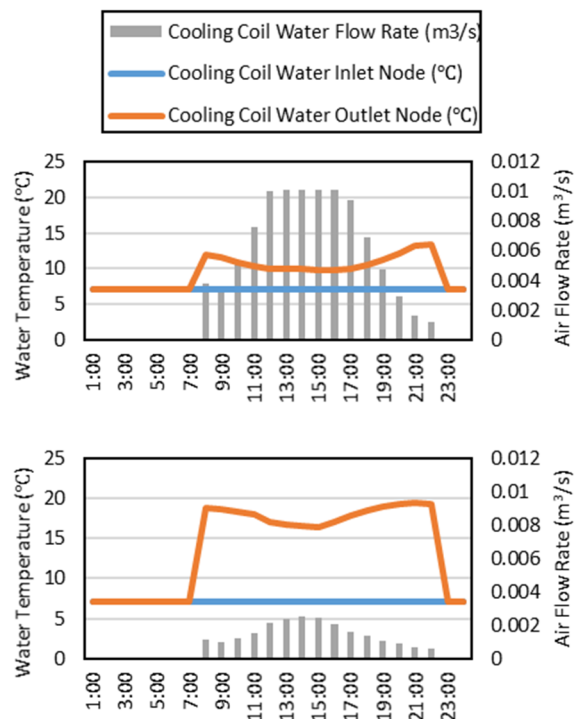


Fig.6 The Operation of Water Coil: CAV(Above), FCU(Below)

Fig.6 に空調機のコイル側の挙動を示す。Fig.6 で示した給気温度の変化は空調機コイルの冷水流量の制御により実現される。コイルの冷水入口温度は 7℃で運転されており、棒グラフで示す流量が制御され、コイル出口空気温度が適切に制御されている。

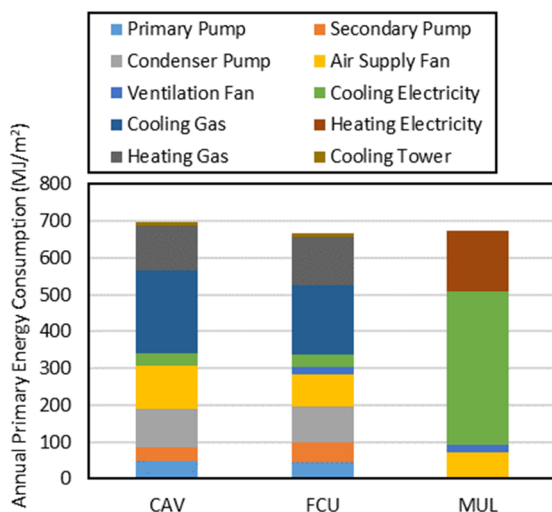


Fig.7 Annual Primary Energy Consumption from HVAC by Case

3.2. 年間一次エネルギー消費量

Fig.7 に空調システム稼働による年間一次エネルギー消費量を示す。図からわかるように中央熱源方式（CAV、FCU）と個別熱源方式(MUL)のエネルギー消費量の内訳が大きく異なる。

中央熱源方式である CAV では熱源機器の一次エネルギー消費量はおよそ 55%を占める。それ以外は空気、水搬送系設備、冷却塔の稼働によるエネルギー消費である。このように、中央熱源方式では熱源以外の動力が大きい。

これに対して、個別熱源方式である MUL では熱源であるヒートポンプの熱処理に伴うエネルギー消費がおよそ 86%を占める。このように、熱源以外のエネルギー消費量の大きさが中央熱源方式、個別熱源方式の最大の特徴であると考えられる。

次に CAV と FCU の違いに注目する。両者の差異は空気搬送系、水搬送系の両方にみられる。CAV は FCU よりも空気側搬送系電力消費が大きく、逆に水搬送系では FCU のほうが大きい。この差異は空調機の外気導入による熱処理処理の方法、搬送系機器の損失水頭に起因する。本研究で用いたファンとポンプの仕様を前報で説明した方法より算出した結果を Table.4 に示す。CAV はダクトよりゾーンに給気をするためダクト損失が生じる。また、FCU は冷温水の搬送距離が CAV よりも長く、配管損失が CAV よりも大きい。そのため、表のようにファン全圧は CAV が、2 次ポンプ揚程は FCU が大きい。このように搬送系設備のエネルギー消費量は、流量よりシステムの差

異による各仕様から強く影響を受ける結果となった。

Table.4 Pressure Rise of Pumps and Fans for Each Case (Pa)

	CAV	FCU	MUL
Primary Pump	113000	113000	・
Secondary Pump	85000	127000	・
Fan	737	303	297

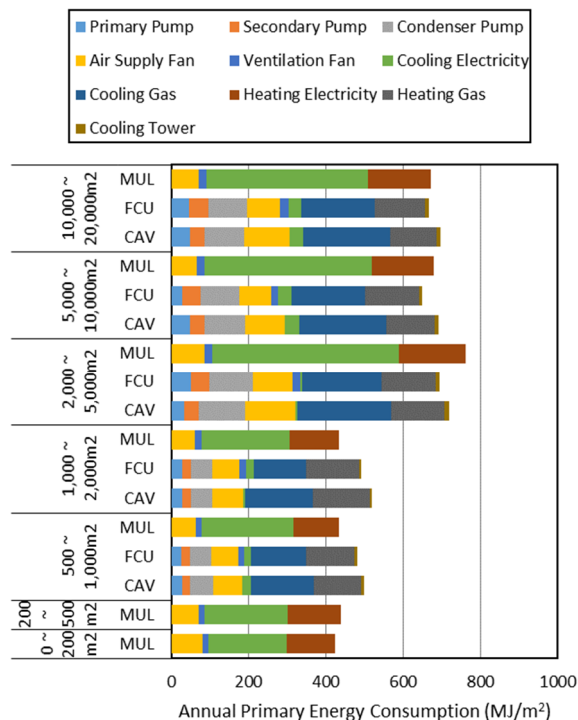


Fig.8 Annual Primary Energy Consumption by Building Scale

4. 規模別エネルギー消費原単位

建物の規模が全体のエネルギー消費にどのような影響を与えるかを Fig.8 に示す。図を見ると、空調システムごとにエネルギー消費特性である搬送系機器からのエネルギー消費量は維持しつつ、全体的エネルギー消費量は規模の増加に伴い増加している。

5. まとめ

本報のシミュレーションにより、空気調和設備の構成の違いによるエネルギー消費傾向の差異の原因を把握できた。中央熱源方式と個別熱源方式では搬送系統におけるエネルギー消費が大きく異なる。中央熱源方式では、外気処理によって室内の負荷、コイルでの処理熱量に差異が生じる。このほか、搬送系統における動力にもシステムによる違いがみられた。

参考文献

- 1) 宮地優介ら：近畿圏業務部門ボトムアップ型エネルギー需要推計モデルの開発(その1)―業務建築における空調設備仕様に関する調査と代表的な仕様の決定―，平成27年度空気調和・衛生工学会近畿支部第45回研究発表会講演論文集（2016）

近畿圏業務部門ボトムアップ型エネルギー需要推計モデルの開発
 —空調設備の多様性を考慮した近畿圏事務所ビルのエネルギー需要推計—
Development of Energy Demand Simulation Model of Kinki Region's Commercial Sector
- Energy Demand Estimates of Kinki Area Office Building
Considering the Diversity of the Air Conditioning -

○木村 舜 (大阪大学) 山口 容平 (大阪大学) 宮地 優介 (大阪大学)
 金 範 俊 (大阪大学) 黄 雄 明 (大阪大学) 下 田 吉 之 (大阪大学)
 Shun KIMURA*¹ Yohei YAMAGUCHI*² Yusuke MIYACHI*¹
 Bumjoon KIM*¹ Yumei KOU*¹ Yoshiyuki SHIMODA*²

*¹ Osaka University *² Osaka University, CREST, Japan Science and Technology Agency

This paper shows that the energy demand estimates by EnergyPlus considering the diversity of the air conditioning system. For this aim, according to database of business facility, we survey the adoption ratio of heat source system and air conditioning system, and we divided HVAC system into some typical patterns. And we developed the archetypes models each represents an air conditioning system category. Finally, we calculated the energy consumption of each HVAC system. And we estimated the energy demand of the office buildings and reproduced the operation of the HVAC system.

はじめに

地球温暖化対策の実施計画策定、電力需給運用における能動的なエネルギー管理などの領域において、エネルギー需要を国家、都市圏の単位で模擬するエネルギー需要モデルが用いられている。エネルギー需要モデルではエネルギー需要が決定される構造を再現するボトムアップ型の手法が用いられている。この手法のうち、最も一般的に用いられているものに **Archetype Engineering Model** がある。**Archetype Engineering Model** では最初に業務建築ストックを類型化し、類型のストックを代表するパラメータ集である代表建物モデル (Archetype) を設計し、代表建物モデルを入力条件としてエネルギー需要シミュレーションを行い、ストック 1 単位 (業務施設であれば延床面積 1 m²) でのエネルギー需要原単位を定量化する。最後に、ストックのユニット数と原単位を積和し、ストック全体でのエネルギー需要を定量化する。第 1 報では近畿圏の事務所建築ストックを対象とする **Archetype Engineering Model** を提案し、ストックの類型化と代表建物モデルの設計を行った結果を報告した。また、代表建物モデルを入力としてエネルギー需要を推計するモデルエンジンとして **EnergyPlus** を用いることを述べた。第 2 報では、**EnergyPlus** における空気調和設備のモデル化手法とシステムの動作を示すとともに、空気調和設備の構成の違いによって生じるエネルギー消費の差異を明らかにした。本報では、空調熱源システムを対象として、**EnergyPlus** における空気調和設備のモ

デル化手法とシステムの動作を説明する。Table 1 に本報で検討の対象とした熱源システムを示す。

以下では、1 章では、個別空調と中央熱源方式について、動力源の違う熱源を想定し、**EnergyPlus** における熱源システムモデルの設定と計算手法について説明する。2 章では、**Energy Plus** を用いて時刻別のエネルギー需要推計を行い、対象とした熱源システム構成の違いによって生じるエネルギー消費の差異を明らかにする。

1. 建物モデルの設計

建物モデルの設定を Table 1 に示す。

Table 1 Building Model

	Building A	Building B
Floor Area	349[m ²]	13873 [m ²]
Level	3	8
Heat Source	MutiUnit /GHP	TurboChiller /AbsorptionChiller
Heat Source Capacity	41200 [W]	1590000 [W]
Zoning	North Core	
Climent	Osaka	
Conditioning Ratio	70%	
Ventilation	5 [m ³ /m ² ・h]	
Light	15[W/m ²]	
Electric Equipment	5.4[W/m ²], Base 3[W/m ²]	
People	0.1[person/m ²]	

本稿では、小規模事務所ビルを想定し、個別空調システムについての比較を行う。動力源が電気とガスの比較ができるようビル用マルチエアコン（以下、ビル用マルチ）とガスエンジン駆動ヒートポンプ（以下、GHP）を選定した。同様に中央方式熱源について、中規模オフィスビルを想定し、ターボ冷凍機と吸収式冷温水機について比較を行う。熱源システムについて、本モデルで用いるオブジェクトについて個別空調の概念図を Fig. 1 に、中央方式の概念図を Fig. 2 に示す。なお、中央熱源方式に関して、温熱源については共通してガスボイラを想定し、図上では省略している。

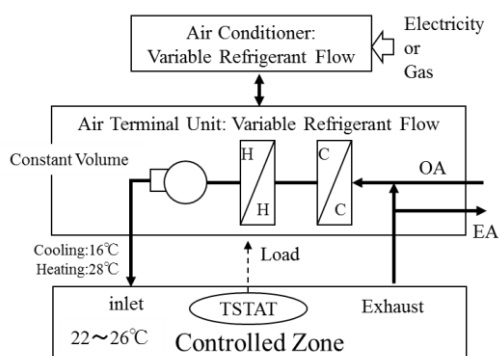


Fig. 1 Discrete Heat Source Model

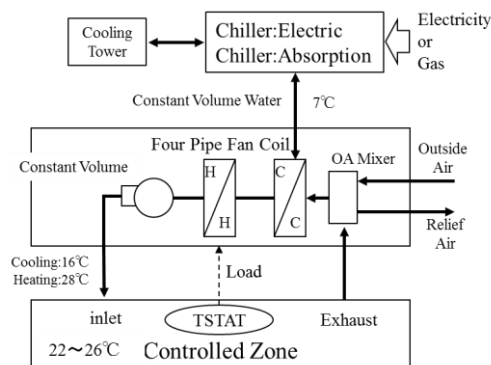


Fig. 2 Central Heat Source Model

また、本モデルで使用した定格 COP を Table 2 に示す。なお、吸収式冷凍機は COP を入力値としない。

Table 2 COP

	COP	
	Cooling	Heating
MutiUnit	2.77	3.41
GHP	0.95	1.19
TurboChiller	5.5	

1) ビル用マルチと GHP の設定と計算手法

個別空調の設定は VRF システムを利用する。AirTerminalUnit オブジェクトで室内機を設定し、熱源にあたる室外機は AirConditioner:VariableRefrigerantFlow で設定し、室外機オブジェクトで熱生成の計算が行われる。

EP におけるビル用マルチエアコン及び GHP の部分負

荷特性を Fig. 3 と Fig. 4 に示す。

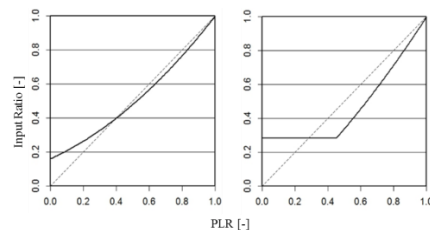


Fig. 3 Part Load Ratio Modifying function (Cooling)

(left:MultiUnit right:GHP)

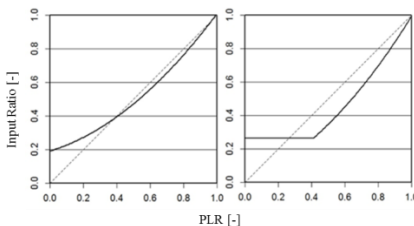


Fig. 4 Part Load Ratio Modifying function (Heating)

(left:MultiUnit right:GHP)

ビル用マルチと GHP では動力源の違いから、エネルギー需要計算に違いが生じる。なお、それぞれの特性値について、山崎ら¹⁾より引用した。

2) ターボ冷凍機と吸収式冷凍機の計算方法

ターボ冷凍機は Chiller:Electric のオブジェクトで設定する。このオブジェクトでは定格容量、COP、冷水・冷却水流量、各種特性方程式を入力する。

部分負荷特性は日本熱供給事業協会より出版されている環境性評価報告書²⁾より引用した。

吸収式冷凍機は Chiller:Absorption オブジェクトを用いる。このオブジェクトには定格容量、冷水・冷却水流量、部分負荷特性方程式を入力する。

吸収式冷凍機の冷凍サイクルは、蒸発器で熱負荷が発生し、再生器に熱エネルギーが投入される。EP では、蒸発器で発生した部分負荷を再生器の熱エネルギー需要(入力値)に変換して計算している。また、熱源内のポンプ動力について、定格能力と二次の部分負荷特性方程式を入力することができるが、本稿では明確な文献が入手できなかったため考慮しない。ガス消費量の部分負荷特性については、ターボ冷凍機同様、環境性評価報告書²⁾より引用した。ターボ冷凍機と吸収式冷凍機の部分負荷特性を Fig. 5 に示す。

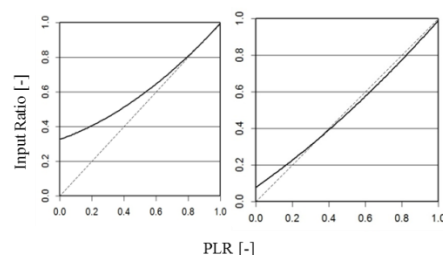


Fig. 5 Part Load Ratio Modifying function

(left: TurboChiller right: AbsorptionChiller)

2. エネルギー需要推計結果

2. 1 ビル用マルチと GHP の計算結果

個別空調の一次エネルギー需要推計結果を示す。月別の推計結果を Fig. 6 に、冬期代表日 1 月 10 日の結果を Fig. 7 に、中間期代表日 5 月 10 日の結果を Fig. 8 に、夏期代表日 8 月 10 日の結果を Fig. 9 に示す。

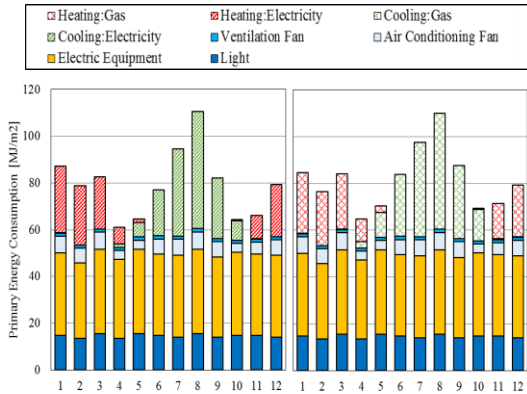


Fig. 6 Monthly Energy Consumption
(left: MultiUnit right: GHP)

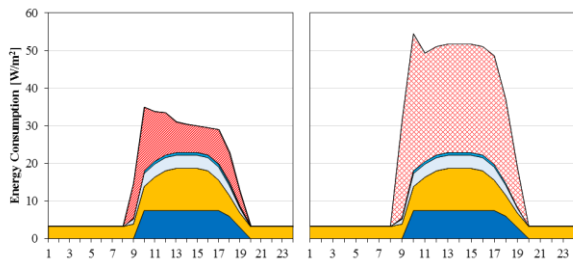


Fig. 7 January 10 Energy Consumption
(left: MultiUnit right: GHP)

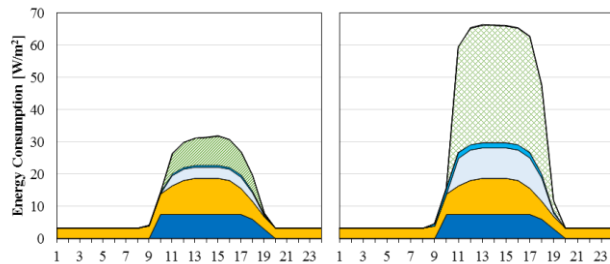


Fig. 8 May 10 Energy Consumption
(left: MultiUnit right: GHP)

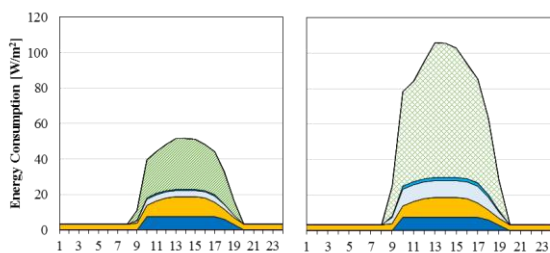


Fig. 9 August 10 Energy Consumption
(left: MultiUnit right: GHP)

各結果より得られた、システム別の特徴をまとめる。

- 1) 暖房において、ビル用マルチは立ち上がりの消費エネルギーが GHP より大きく出たが、昼間の低負荷運転の間は GHP の方が大きくなった
- 2) 中間期の冷房運転時は GHP の方が大きくなった
- 3) 夏期の冷房運転時の消費エネルギーはビル用マルチと GHP に明確な違いは見られなかった

以上より、ビル用マルチと GHP は、暖房運転と、冷房の低負荷運転において動作に違いがあることがわかった。

これらのエネルギー消費の違いについて、二つの熱源の特性の違いがエネルギー消費の差として現れたと考えられる。特に部分負荷特性による挙動の差を見るため、1 月 10 日の暖房時における負荷率と COP の関係を Fig. 10 に、負荷率と消費エネルギーの関係を Fig. 11 に示す。COP 立ち上がりについて、やや GHP の方が高くなっているが、昼間の低負荷運転の際には GHP の COP が小さくなっていることがわかる。したがって、熱源効率の違いがエネルギー消費に影響を与えていると考えられる。

また、負荷率とエネルギー消費量の関係について、ビル用マルチと GHP に違いがあり、ビル用マルチは負荷率 40% 付近でエネルギー消費が大きくなるほか、低負荷での運転時は GHP のエネルギー消費が一定となっている。また、低負荷運転のとき、GHP のエネルギー消費に変化はないが室内の温度は調整されている。

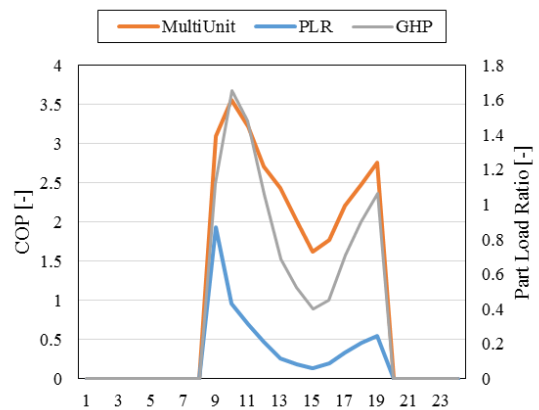


Fig. 10 COP and PLR

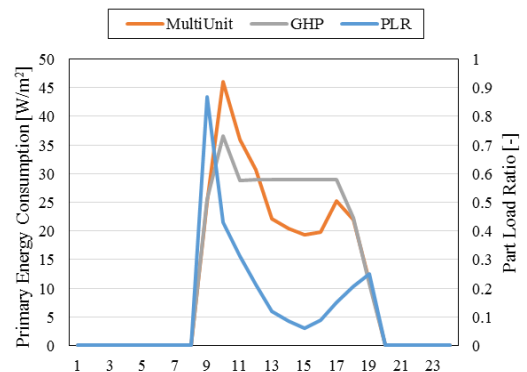


Fig. 11 Energy Consumption and PLR

2. 2ターボ冷凍機と吸収式冷凍機の計算結果

中央熱源方式の推計結果について、月別の結果を Fig. 12 に、5月10日の結果を Fig. 13 に、8月10日の結果を Fig. 14 に示す。

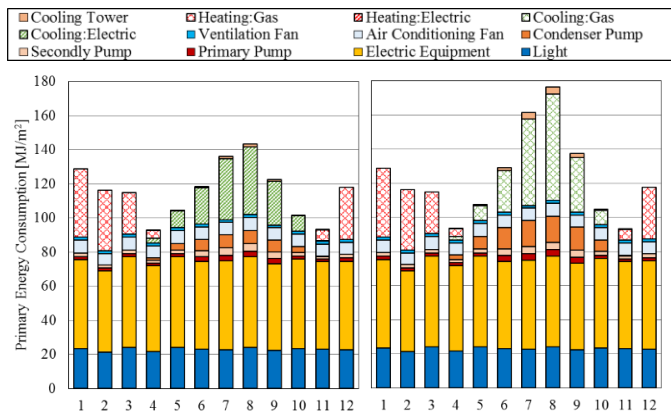


Fig. 12 Monthly Energy Consumption
(left: TurboChiller right: AbsorptionChiller)

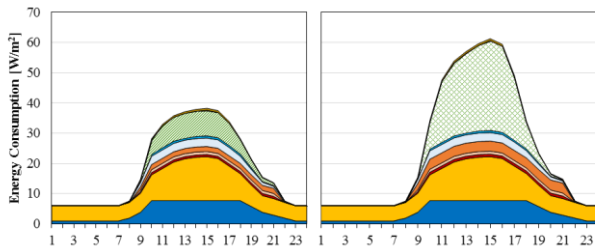


Fig. 13 May 10 Energy Consumption
(left: TurboChiller right: AbsorptionChiller)

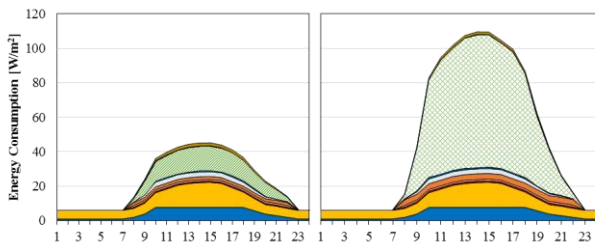


Fig. 14 August 10 Energy Consumption
(left: TurboChiller right: AbsorptionChiller)

これらの結果から得られた二つのシステムの違いの特徴をまとめる。

- 1) 冷却水塔や冷却水ポンプのエネルギー消費量が吸収式冷凍機の方が大きい
- 2) 夏期の熱負荷が大きい時期の冷房のエネルギー消費量の差が顕著である
- 3) 時間帯による大きな挙動の違いは見られなかった
冷却水については、ターボ冷凍機より吸収式冷凍機の方が、冷却水流量が多く必要であるという特徴が反映された結果である。

夏期のコイル内冷水流量と負荷率の関係を Fig. 15 に、示す。定風量制御の中央方式では、負荷率に応じてコイル内の冷水流量を変化させて、送風温度を調整している。

コイル内冷水流量が変化することにより、コイル内の熱負荷が変動し、熱源の負荷率が変動する。この流量の変化について、ターボ冷凍機と吸収式冷凍機に差は見られなかった。そこで夏期と中間期の COP の時刻別変動を Fig. 16 に示す。

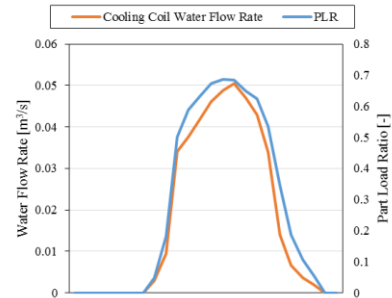


Fig. 15 Cooling Coil Water Flow Rate and PLR

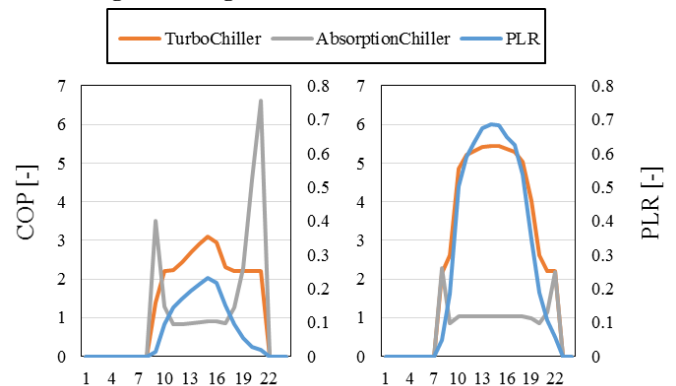


Fig. 16 COP Fluctuation (left: May 10 right: August 10)

Fig. 16 より、夏期と中間期を比較したとき、ターボ冷凍機は中間期の COP が大きく落ちているのに対し、吸収式冷凍機は変化が小さい。したがって中間期は、ターボ冷凍機と吸収式冷凍機の消費エネルギーの差が小さくなっている。なお、朝と夜の時間帯に見られる極端な COP 変動は消費エネルギーが小さいため影響は小さい。

3. まとめ

本稿では、EP を使った熱源システム別の建物エネルギー需要推計により以下の知見を得た。

- 1) ビル用マルチと GHP のシステムの違いを再現できた
- 2) ターボ冷凍機と吸収式冷凍機についてシステムの違いを再現できた

参考文献

- 1) 山崎政人, 下田吉之, 江草恒則, 水野稔: 小規模建物における個別熱源システムのエネルギー消費特性に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, 2002 年 1 月
- 2) 大阪大学大学院工学研究科環境工学専攻水野研究室: (社) 日本熱供給事業協会共同研究, 地域冷暖房システムの省エネルギー性・環境性評価報告書, 2005 年 3 月

事務所ビルを対象とするフロア稼働状況変動とエネルギー需要への影響

Influence of occupancy rate on the energy demand of office buildings

○黄 雄 明 (大阪大学) 山 口 容 平 (大阪大学, JST CREST) 岡 本 大 河 (大阪大学)

宮 地 優 介 (大阪大学) 金 範 俊 (大阪大学) 木 村 舜 (大阪大学)

下 田 吉 之 (大阪大学, JST CREST)

Yumei KOU *¹ Yohei YAMAGUCHI*^{1*2} Taiga OKAMOTO*¹Yusuke MIYACHI*¹ Bumjoon KIM *¹ Shun KIMURA*¹ Yoshiyuki SHIMODA*^{1*2}*¹ Osaka University *² CREST, Japan Science and Technology Agency (JST)

This paper analyzed the influence of occupancy on the energy demand of office buildings. We use the 5th Keihanshin Metropolitan Area Person Trip Survey to reproduce occupancy of office workers and resulting building operation in a building performance simulation software, EnergyPlus. We assumed three building archetypes with different building size that accommodate 1000 office workers randomly chosen from the trip survey sample. This analysis revealed that building size increases buildings' energy consumption as per capita operation space increases especially during night and holidays.

はじめに

近年デマンドレスポンスなどエネルギー需要の時間的な特性を変更する手法が注目されている。このような手法の設計や評価において、都市圏の単位でエネルギー需要を再現するシミュレーションモデルの確立が望まれている。モデルに求められる機能は技術的な変化や機器・設備の運用の変更がもたらす影響・効果を検討の対象とする空間スケールで精度高く定量化することであり、このような機能を有するモデルに *Archetype Engineering Model*¹⁾ がある。本手法を用いて開発されたモデルでは建築仕様や建築設備仕様がエネルギー需要に及ぼす影響は体系的に分析され明らかにされているものの、時刻別電力需要を大きく特徴づけるエネルギー消費機器・設備の稼働条件に関する知見は十分に蓄積されていない。

エネルギー消費機器・設備の稼働は建物利用者に対して何らかのサービスを提供するために行われる。従って、都市圏などの空間スケールで時系列のエネルギー需要を模擬する場合、都市圏の単位での人の流動を考慮し、モデルで生成される多数の建物の稼働状況を模擬する必要がある。個々の事務所ビルで見た場合、執務者が執務室に滞在している間は執務者が個人で執務に使用する PC などの機器が稼働する。加えて、執務者が使用する空間において調光、空気調和サービスが提供される。調光、空気調和サービスは照明器具、空気調和設備により提供されるが、照明器具、空気調和設備はその仕様に応じて部屋やゾーニングされた一区画、あるいはフロアを単位として稼働する。また、そこでの熱需要に応じて熱源の稼働・性能が決定し、最終的なエネルギー消費が決定する。

このように、事務所ビルにおける執務者の滞在状況とエネルギー消費の関係は一人当たりのエネルギー消費で与えられるように単純ではなく、滞在者の密度、部屋やゾーニングの区画、設備の仕様、建物規模によって決まる複雑な構造を持つ。従って、一人の執務者の利用に伴って提供されるサービスに使用されるエネルギー消費は時刻別にも建物規模によっても異なることとなる。

このような背景から、都市圏の単位での人の流動データに基づいて事務所ビルの執務者の滞在状況を想定し、事務所ビルのエネルギー消費に及ぼす影響を評価することを目的とする。特に、事務所ビルの規模によるその影響の差異を明らかにする。

1. 評価の方法

評価では約 1000 人の執務者が規模の異なる 3 つのモデル事務所ビルを使用することを想定する。3 つの事務所ビルは同じ利用者密度を持つものとし、具体的な建築仕様、設備仕様を持つ。今回想定した仕様を Table. 1 に示す。大規模ビルは 31,240 m² の延床面積を持ち、一つの建物で想定したすべての執務者に執務空間を提供することができる。一方、348 m²、3,258 m² の延床面積を持つ事務所ビルではそれぞれ 76 棟、9 棟の事務所ビルによって執務空間を提供するものとする。具体的な建築仕様については 1.1 節に説明する。これらの事務所ビルを使用する 1,000 人の執務室利用時刻は 1.2 節に後述するように事務所ビル利用時間の統計情報に基づいてランダムに設定する。この設定を 1.3 節に説明する。

このように 3 つの規模の事務所ビルを同じ時間特性を

持つ利用者が使ったときに想定した事務所で生じるエネルギー消費量の違いを明らかにし、差異が生じた原因を考察する。具体的には建物内の区画稼働面積率、空調熱需要、空調熱源システムのシステム COP を示し、規模による差異を考察する。区画稼働面積率とは事務所ビルの区画のうち、稼働している床面積を全執務室床面積で除したものの、システム COP とは稼働している区画で生じる冷温熱需要をその提供のために消費された一次エネルギー消費量で除したものである。

Table. 1 Setup condition of this analysis

	Small-scale	Mid-scale	Large-scale
Total floor area [m ²]	348	3258	31240
Floor area per room[m ²]	29	93.7	328
Number of rooms	3	4	6
Number of people	998	1018	990
Zoning	North core		Center core
Plant system	2 types	3 types	

1.1.設定条件

今回の解析に使用した3つの事務所ビルの想定は Table. 1 に示すとおりである。3つの事務所ビルは全フロアが人員密度 0.05 人/m²の事務室であると想定する。また、建物各フロアは表に示す区画数で均等に空間分割されているものとする。また、規模が大きくなるにつれて、一つの区画内の利用人員の数は大きくなる想定としている。

空調熱源システムとして小規模建物では個別式であるパッケージエアコンとビル用マルチエアコンの2種類、中規模と大規模では上記に加えて冷熱源にターボ式冷凍機、温熱源にガスボイラーを使用した中央熱源方式の3種類を想定した。また、パッケージエアコンは1区画につき一つの室外機、ビルマルチは1フロアに一つの室外機、中央熱源は建物に一つの熱源を想定している。なお、空調熱源システムのエネルギー性能は熱源機器の特性に影響を受ける。本研究では熱源機器の部分負荷特性のほか、パッケージエアコン、ビル用マルチエアコンでは室外機の外気条件特性、ターボ冷凍機では冷却水温度特性を考慮する。例として今回採用したパッケージエアコンの部分負荷特性を示す。なお今回の分析では、空気調和設備は定風量とした。また、中央熱源方式の水搬送系においても定流量方式を採用している。

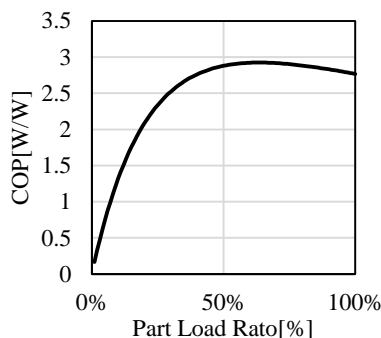


Fig. 1 Part load performance curve

1.2.事務所ビル執務者の滞在時間に関する実態把握

第5回近畿圏パーソントリップ調査²⁾の個票データを用いて事務所ビルの利用者の事務所ビル到着時刻、出発時刻データを収集した。また、到着してから出発するまでの時間を利用者の事務所ビル滞在時間と設定し、時刻別で事務所ビル滞在者数を集計した。なお、本調査にはトリップの到着地、出発地の郵便番号コードが付与されており、どの地域に立地する事務所ビルを利用したかを把握することができる。このデータに基づいて地域別の事務所利用者数を把握する。まず、大阪市内に立地する建物の用途を保有している土地利用現況調査データ³⁾に基づいて郵便番号コード別に区画内の事務所ビル延床面積を算出した。次に、事務所ビル面積当たりの事務所ビル利用者数(利用者密度)を算出した。対象とした区画には大阪市中心部のように高層ビルが立地する地域から延床面積数百m²程度の低層小型事務所が立地する地域まで様々なものがあるが、区画の規模別(区画内の事務所ビルの延床面積平均値を規模の指標とした)に時刻別滞在人員の差異の検定を行った結果、区画の規模の間に有意な差異は見られなかった。この結果より、事務所ビルの建物利用時刻は事務所ビルの規模によって大きな差異はないことが分かった。

この結果に基づいて、本研究ではパーソントリップ調査に記載されている事務所ビルの利用者からランダムに約1,000人をサンプリングし、各規模の事務所ビルの利用者として想定するものとした。

1.3.事務所ビルの執務者滞在状況がエネルギー消費に及ぼす影響の評価

今回の検討では約1,000人のサンプルが事務所ビル内の区画にランダムに配置されることを想定する。この想定に従うと、事務所ビル内の利用者密度がどの区画においても一様であり、空間的な偏りがないことになる。一方、実際の事務所ビルでは、フレックスタイム制を採用しているテナントのように、部署や区画等によってある程度滞在人員の偏りが形成されていると考えられる。そこで、ランダムに利用区画を想定するケースをケース1とし、夜間に活動している人員を一部の区画に集約したケースをケース2とし、両者の想定の下で算出したエネルギー消費量を比較した。以下3章ではケース1の結果を示し、4章ではケース1とケース2の比較を示す。

2. 事務所ビル執務者の滞在時間に関する実態把握

パーソントリップ調査よりサンプリングされた約1,000人の事務所ビル出発時刻、到着時刻、利用時間数の分布を累積頻度分布として Fig. 2 に示す。この図に示す建物利用者を想定し、事務所ビルモデルの滞在者数を算出したを Fig. 3 に示す。サンプル数による差は若干あるものの、1.2節に述べたように規模によって全体の人の挙動に差はない。

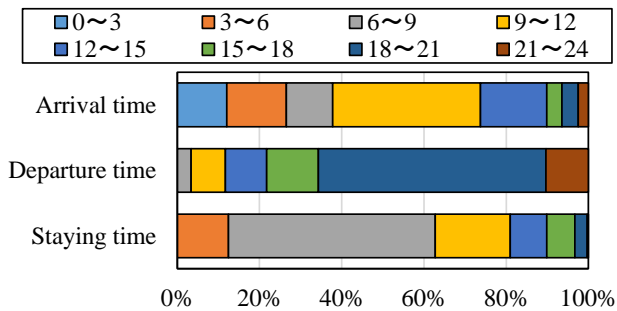


Fig. 2 Cumulative frequency distribution of person trip data

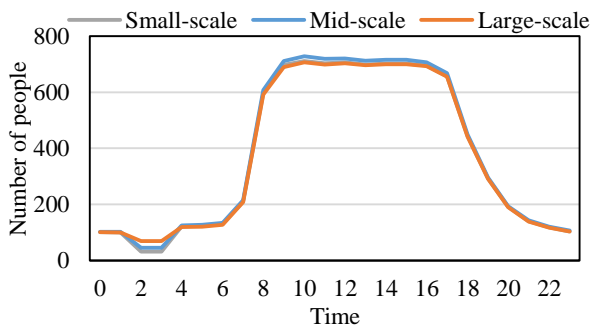


Fig. 3 Number of people in the buildings

3. 執務者滞在状況がエネルギー消費に及ぼす影響の評価

3.1. 稼働面積率

Fig. 4 に時刻別の区画の稼働面積率を示す。Fig. 4 は規模が大きくなるにつれて稼働面積率が高くなることを示している。ピーク時で比べると、小規模は 100% に達していない。これは区画当たりの利用人数に起因する。1.1 節で述べたとおり、規模が大きい場合、区画当たりの利用人数は大きく、区画内に人がいなくなる時間が短くなる。これに対して、規模が小さい場合、一人一人の在室状況と稼働面積率が比例に近い状況となる。このため、昼間においても画内の執務者数がゼロとなる時間帯が発生する。

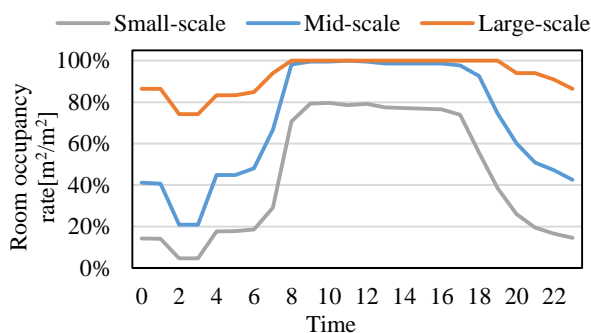


Fig. 4 Room occupancy rate

3.2. 照明稼働状況、冷温熱需要

本解析において、照明稼働状況は Fig. 4 とまったく同じである。Fig. 5 にパッケージエアコンの利用を想定した場合の夏期平日代表日の稼働区画の面積あたりの時刻別熱需要を示す。Fig. 5 から規模が大きくなるほど熱需要が小さくなっていることがわかる。これは規模が大きくな

るほど、外皮との接する面積が少なくなること、夜間時は人員の密度が小さくなることに起因する。

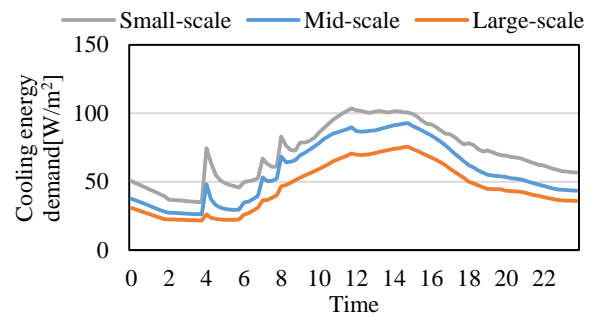


Fig. 5 Cooling demand of Packaged-unit

3.3. 一次エネルギー消費量

Fig. 6 に推計された一次エネルギー消費原単位を示す。左から小規模 (S)、中規模 (M)、大規模 (L)、パッケージ (Packaged)、ビルマルチ (VRF)、ターボ式冷凍機 (Turbo chiller) を示す。どの空調熱源システムにおいても、規模が大きくなるにつれて一次エネルギー消費原単位が大きくなっている。Fig. 7 に小規模事務所においてパッケージエアコンの利用を想定した場合、Fig. 8 に大規模事務所において中央熱源方式の利用を想定した場合の夏期平日代表日の時刻別電力消費内訳と熱需要、システム COP を示す。熱需要をその提供のために消費した一次エネルギーで除いたものがシステム COP になっているので、熱需要に伴ってシステム COP が変動していることが見て取れる。Fig. 7 からは夜間における冷房のシステム COP が昼間に比べて低くなっていることがわかる。しかし、パッケージ方式では各区画ごとに稼働が決まるため、エネルギー消費が抑えられている。これに対して、中央熱源方式の場合、Fig. 8 に示す通り、夜間での電力消費が大きい。中央式では、少数の区画でもその熱需要に対して熱源が稼働しなければならない。また、ファンやポンプ・冷却塔もそれに付随して稼働するため、少ない熱需要であってもピーク時と同程度の電力を消費している。このように、低負荷運転時間帯が長いことによりエネルギー効率の低下が生じていると言える。

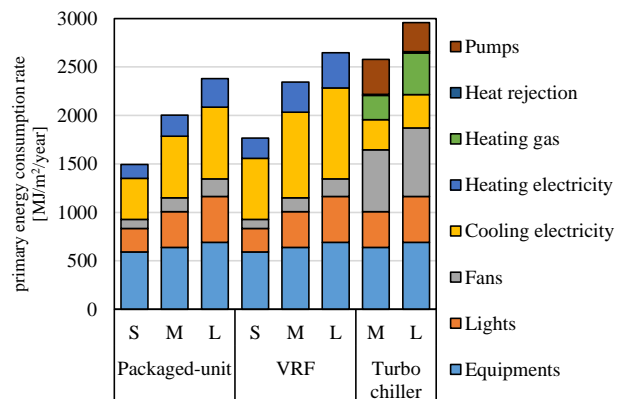


Fig. 6 Primary energy consumption rate

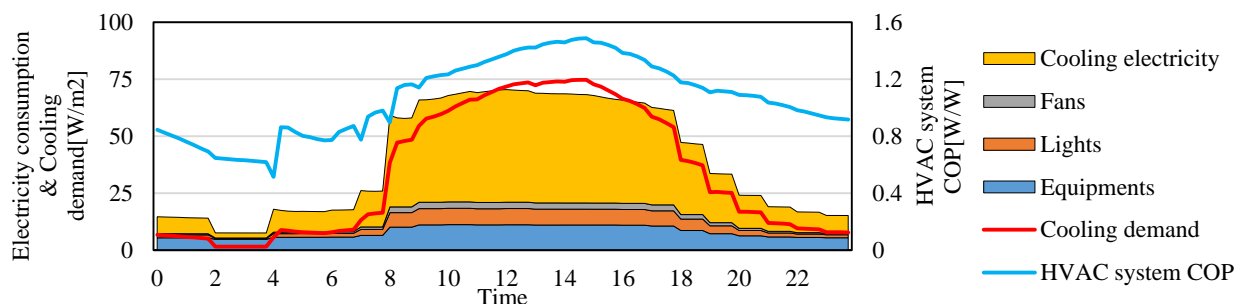


Fig. 7 Electricity consumption and Cooling demand and HVAC system COP of Packaged-unit in Small-scale

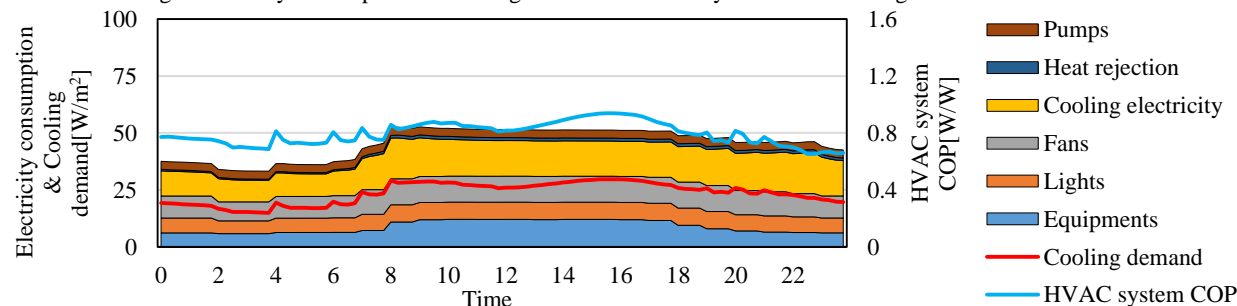


Fig. 8 Electricity consumption and Cooling demand and HVAC system COP of Turbo chiller in Large-scale

4. 執務者の建物利用方法がエネルギー消費に及ぼす影響の評価

Fig. 9 にケース 2 での規模別での区画の稼働率を示す。Fig. 4 と比較すると、Fig. 9 ではケース 2 の稼働面積率が大幅に低下している。この結果、Fig. 10 に示すようにどの空調熱源システムにおいてもケース 2 の一次エネルギー消費原単位はケース 1 よりも小さい。パッケージエアコン、ビル用マルチエアコンでは冷房用、暖房用の電力消費の減少、中央熱源方式では空調用ファン、暖房用熱源の減少が大きい。暖房時の夜間熱負荷は人員が多いほうが少なくなるためエネルギー消費も少なくなったと考えられる。

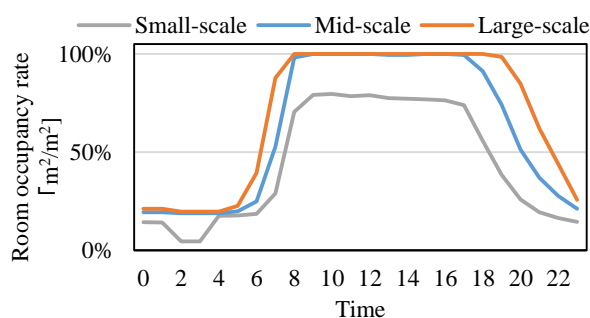


Fig. 9 Room occupancy rate of Case2

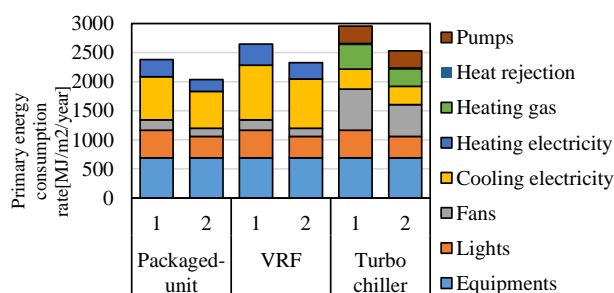


Fig. 10 Primary energy consumption rate of Case2

5. 結論

事務所ビルにおける執務者の利用状況と事務所ビルのエネルギー消費の関係を考察し、規模の異なる事務所ビルを想定して 1000 人の利用によるエネルギー消費の違いを定量化した。以下に、得られた知見についてまとめる。

- 1) 建物内の利用者が少ない夜間や休日においては、執務室の面積によって建物の執務室面積における稼働面積の比率が異なることになる。このような構造から、規模が大きいほど区画稼働率は大きくなる。
- 2) 照明や個別分散型空調システムを採用している建物における空調用のエネルギー消費は区画の稼働によって決まるが、中央熱源システムを採用している建物では、建物内の一つの区画でも稼働していればシステムが稼働する。この結果、利用者が少ない時間帯においてシステムの負荷率が低下し、システム COP が大幅に低下する。
- 3) 同じスケジュールを持つ人が使用する場合、規模が大きい建物ほど一次エネルギー消費は大きくなる。
- 4) 夜間の利用人員を一部の区画に集めるとエネルギー消費は大幅に削減される。ただし、冷房でその効果は小さく、暖房でその効果は大きい。

参考文献

- 1) 山口容平, 下田吉之, 水野稔: 建築・設備ストックの集積状況を考慮した都市スケールの民生業務部門エネルギー需要モデルの開発と温暖化対策の評価, 日本建築学会環境系論文集, No.74, pp.853-862, 2009 年
- 2) 京阪神都市圏交通協議会; 近畿圏パーソントリップ調査, 2010
- 3) 大阪市計画調整局; 平成 12 年土地利用現況調査, 2000

環境共生を目指したオフィスビルの省エネ計画と運用実績

The Outline of an Energy-saving Project and Evaluation of Energy Performance in the Small and Medium-Sized Office Building with Environmentally-Friendly Technologies.

○岩井 良真（関西電力）

井野 邦子（関西電力）

谷口 勝則（昭和設計）

西村 鉄平（昭和設計）

松下 直幹（アレフネット）

藤村 昌弘（アレフネット）

Yoshimasa IWAI*¹ Kuniko INO*¹ Katsunori TANIGUCHI*² Teppei NISHIMURA*²Naomiki MATSUSHITA*³ Masahiro FUJIMURA*³*¹The Kansai Electric Power Co.,Inc.*²Showa Sekkei, Inc.*³Aleph Networks Co.

The office building has been completed in August in 2014 as environmentally-friendly building which saves energy and ensure pleasant working environment. This paper describes the outline of energy-saving project and the result of one year's performance.

はじめに

本建物は、環境との関わりが深いエネルギー事業者である弊社が、持続可能な社会の構築に向けた「環境共生のモデルビル」として、また、低炭素都市『クールシティ・堺』の実現を目指す大阪府堺市のシンボルロード沿いに位置することから、地域における低炭素社会をリードする「次世代型オフィス」にふさわしい外観を目指して計画し、2014年8月に竣工した。本報では、環境共生を目指した建物の省エネ計画と本格運用開始（2014年11月）以降、1年間の運用実績について報告する。

1. 建物概要

本建物の概要を Table.1 に、基準階平面図を Fig.1 に示す。本建物は、延床面積が約 7,400 m² の中小規模のオフィスビルであり、約 280 人が勤務している。『環境・人にやさしい次世代型事業所』をコンセプトに、以下の 3 つの観点から計画した。

(1) 環境と共生する事業所

様々な環境配慮技術を導入するとともに、建物での消費エネルギーを「見える化」し、運用後も事業所における省エネルギー・省 CO₂ を推進できる仕組みを構築する。

(2) 防災の砦となる事業所

南海トラフの巨大地震を見据えて、耐震性の高い建物構造とし、津波浸水時にも建物機能を維持できるように、非常用発電機などの設備を導入する。

(3) 快適に利用できる事業所

執務室は、柱のないフレキシブルな空間構成とし、自然採光を最大限に取り入れた開放的で明るい空間を目指す。また、ユニバーサルデザインを積極的に組み込

み、誰もが利用しやすい施設を目指す。

Table.1 Building outline

建築概要	建築地	・大阪府堺市堺区熊野町
	建物用途	・事務所
概要	敷地面積	・3,245 m ²
	建築面積	・1,029 m ²
概要	延床面積	・7,338 m ²
	構造	・S造
概要	階数	・地上8階
	竣工	・2014年8月
概要	人員	・281人（※平成27年7月調査時点）
設備概要	電気設備	・高圧2回線受電/3相3線式6,600V ・非常用発電機 300kVA ・太陽光発電設備、電力計測設備
	空調設備	・電気式空気熱源ヒートポンプビル用マルチエアコン(EHP) ・外部指令制御による空調高効率運転制御手法の導入
概要	衛生設備	・上水：受水槽＋ポンプ圧送方式 ・給湯：エコユートによる中央給湯方式＋個別給湯方式 ・自動散水設備（一部、雨水利用）

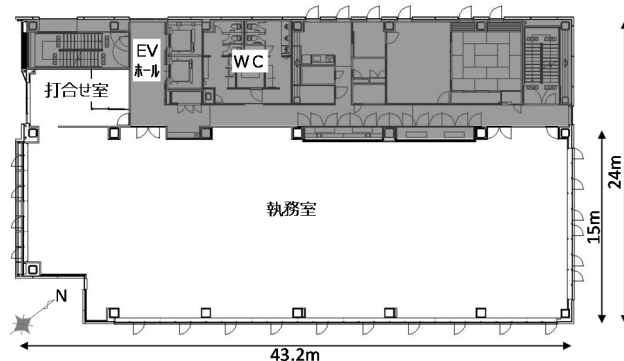


Fig.1 Typical floor plan

2. 省エネ計画の概要

本建物は、一般事務所ビル¹⁾よりも 30%以上の一次エネルギー消費量削減を目標とした。省エネルギー技術の導入計画においては、各省エネルギー技術のコストと一次

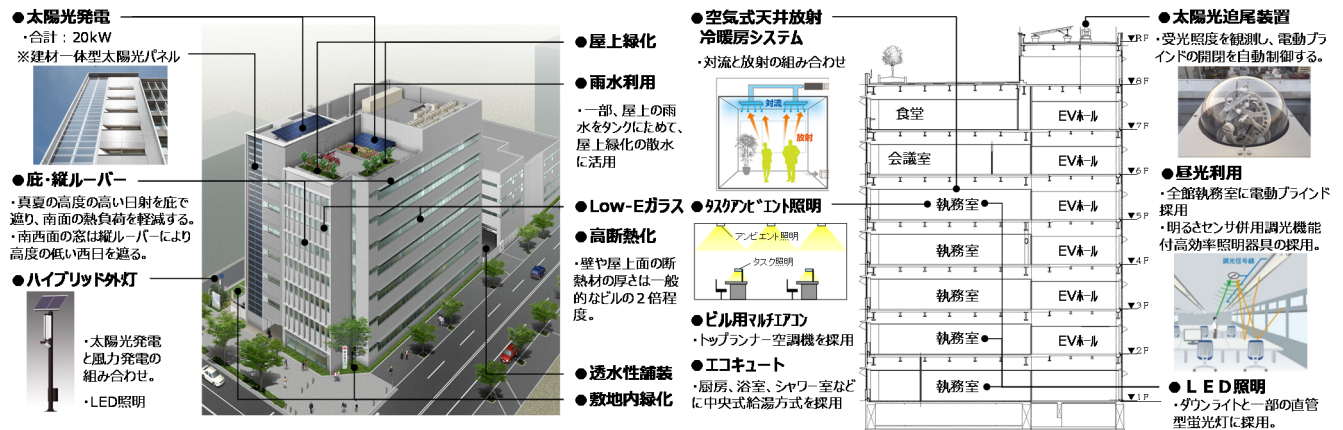


Fig.2 Outline of environmentally-friendly technologies

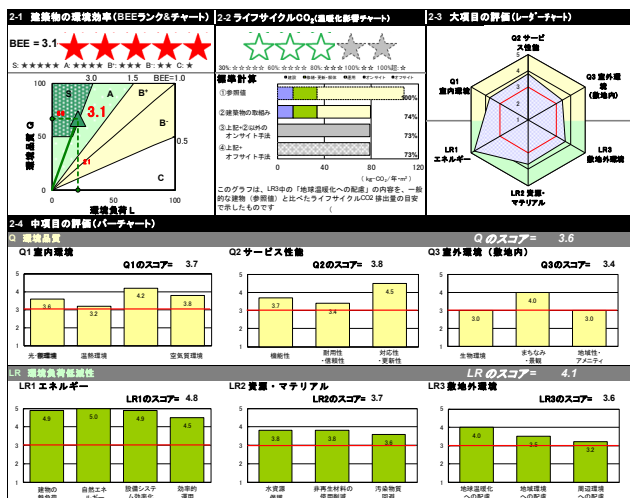


Fig.3 Assessment result by CASBEE-New Construction (Brief version)

エネルギー消費量の削減量から費用対効果を試算し、その効果が高い順に、導入を決定した (Fig.2)。なお、本建物は、大阪府堺市より CASBEE 認証の S ランクを取得している (Fig.3)。

1) 外観

南東・南西面の底・ルーバーにより、真夏の厳しい日射と高度の低い西日を遮ることで、熱負荷を軽減した。また、大空間の執務室には、積極的に日射遮蔽型 Low-E 複層ガラスを採用し、外壁・屋上面の断熱材に厚さ 50mm (一般的なビルの 2 倍程度) を確保して、断熱性を高めた。

2) 熱源・空調設備

換気設備も含めて、ゾーン毎での温度調節・運転切替が容易な EHP を全館に採用した。また、空調運転状態を「見える化」して、空調の最適な運転制御を達成するための取り組みを行っている (詳細は 3.1(1) 参照)。一部の執務室には、空気式天井放射冷暖房システムを採用した。

3) 照明設備

執務室には明るさセンサと連動した調光機能付きの高効率照明器具を、一部の執務室には LED 照明器具を採用し、電力消費量を軽減した。また、天空光を積極的に取り込むため、電動ブラインドを採用し、太陽光追尾装置と連

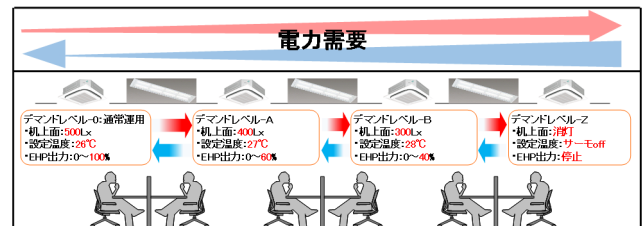


Fig.4 Conceptual diagram of Continuous Demand Control Method

Table.2 Summary of demand-level's setting in cooling

対象			デマンドレベル										
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
空調	執務室	室外機	100%	100%	70%	70%	70%	70%	40%	40%	40%	40%	OFF
		室内機 (半分)	22.0℃	22.0℃	22.0℃	21.5℃	21.5℃	21.0℃	21.0℃	21.0℃	20.5℃	20.5℃	停止
		室内機 (半分)	22.0℃	21.5℃	21.5℃	21.5℃	21.0℃	21.0℃	21.0℃	20.5℃	20.5℃	停止	停止
	外気処理機	室外機	100%	70%	70%	70%	70%	40%	40%	40%	40%	40%	OFF
		室内機	-	-	-	-	-	-	1/2停止	1/2停止	1/2停止	1/2停止	1/2停止
	食堂	室外機	100%	100%	70%	70%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	OFF
		室内機	22.0℃	22.0℃	21.5℃	21.5℃	21.0℃	21.0℃	20.5℃	20.5℃	20.5℃	20.5℃	停止
	照明	執務室	500lx	480lx	460lx	440lx	420lx	400lx	380lx	360lx	340lx	320lx	300lx
会議室		ON	1/3開引き	1/3開引き	1/3開引き	2/3開引き	2/3開引き	2/3開引き	2/3開引き	2/3開引き	2/3開引き	2/3開引き	
廊下		ON	ON	ON	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	

* %: 室外機出力, °C: 設定温度

動して、ブラインドの開閉を自動制御している。一部の執務室には、タスクアンビエント照明を採用し、全般照明の照度を 300lx (一般執務室 500lx) で運用している。

4) デマンド制御システム

EHP と点消灯・調光機能を備えた照明設備に対して、室外機出力や設定温度、照明照度を段階的に制御する連続デマンド制御システムを開発し²⁾、本建物で実運用に向けた実証試験を継続している (Fig.4, Table.2)。

5) 見える化設備

各設備用途別・機器別に多数の計測装置を設置し、計測データの自動収集システムを構築した。自動分析結果は、各所のモニタに表示して、リアルタイムで状況を把握できるようにし、執務者の省エネ意識を高める工夫を施した (Fig.5)。

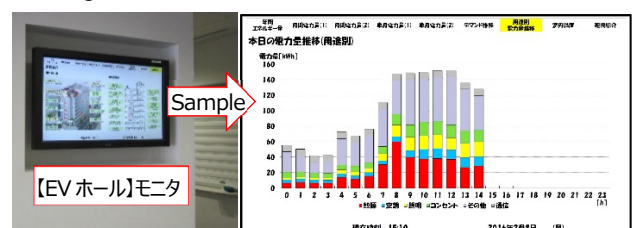


Fig.5 Energy consumption's visualization

3. 性能検証

本建物は、2014年11月に運用開始し、それと同時に、設計性能を評価することを目的として、建物性能検証WGを立ち上げ、検証と運用改善を継続的に推進している。本項では、運用開始から1年間の実績について報告する。

3.1 熱源・空調設備

(1) 空調最適運転制御概要

EHPはその制御内容が機器メーカー独自の方式となっており、処理熱量や運転挙動の把握が困難であることが、設計者が意図する制御の実現を難しくしている。そこで、本建物には、メーカーの協力により、外部から運転データを取得することでその制御状況を把握し、かつ、外部からEHPに対して運転指令を行う外部制御システムを開発した³⁾(Fig.6)。開発した制御システムを用いて、室温に応じてEHPを高効率な負荷率帯で運転させる高効率運転制御や、室内温湿度に応じて外気処理用EHPを適正に運転させる制御、CO₂濃度に応じた台数制御などの新たな制御手法を開発し、本建物にて検証を実施継続している。本制御システムの対象も含めた建物全体でのEHP容量をTable.3に示す。

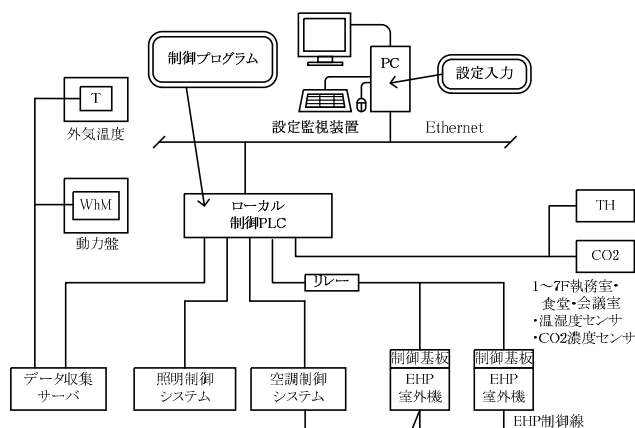


Fig.6 Outline of external controller system which unifies air-conditioning and lighting

Table.3 Summary of EHP (Electric air-source Heat Pump)

対象	階数	機器記号	系統	能力[kW]			
				冷房		暖房	
制御 対象	1階	ACP1-1	北側系統	69	103	78	115
		ACP1-3	外気処理機	34		38	
	2階	ACP2-1	南側系統	45	135	50	151
		ACP2-2	北側系統	56		63	
		ACP2-5	外気処理機	34		38	
	3階	ACP3-1	南側系統	56	84	63	91
		ACP3-3	外気処理機	28		28	
	4階	ACP4-1	南側系統	56	118	63	132
		ACP4-2	北側系統	34		38	
		ACP4-3	外気処理機	28		32	
	5階	ACP5-1	南側系統	45	73	50	82
		ACP5-5	外気処理機	28		32	
	6,7階	ACP7-1	食堂系統	56	-	63	-
		ACP-NW-3	外気処理機	45	-	50	-
	合計			613		683	
制御 対象外		合計		321		367	

(2) 熱源電力消費量

月別の熱源(EHP)電力消費量の推移をFig.7に示す。室温、外気温度は、空調運転時間8:00~18:00の平均温度を示す。8月に最大の約22,000 kWh/月を計測している。中間期(4, 5, 10, 11月)は、外気を取り込み、積極的に送風運転を実施したため、電力消費量が少ない。

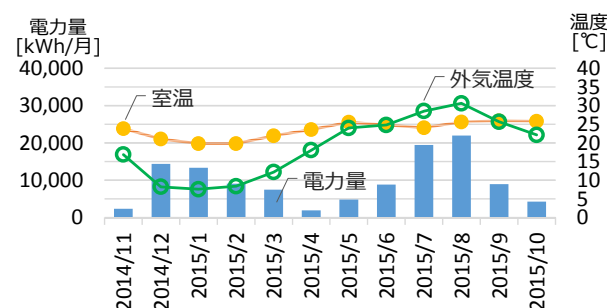
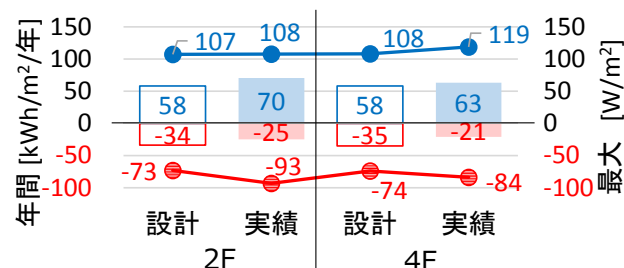


Fig.7 Monthly Power consumption classified by EHP

(3) 冷温熱量

Fig.8に基準階執務室の冷温熱量(年間と最大、床面積あたり)を、Fig.9に最大冷温熱発生日(冷房:2015/7/27, 暖房:2014/12/14)の時間別推移を示す。実績は、年間冷熱63~70kWh/m²(設計と比較し8~20%増)、年間温熱21~25kWh/m²(同27~40%減)、最大冷熱108~119W/m²(同1~10%増)、最大温熱84~93W/m²(同13~28%増)であった。設計想定よりも人員が多く、冷暖房時のピーク負荷が若干増加した。また、建物の断熱性が高いことから、年間温熱が減少し、年間冷熱が増加したと考えられる。平均室温は、最大冷熱発生日で25°C(設定26°C)程度、最大温熱発生日で21°C(設定20°C)程度であった。



(棒: 年間, 線: 最大, 正: 冷熱, 負: 温熱)
Fig.8 Annual and Peak cooling and heating load of office room

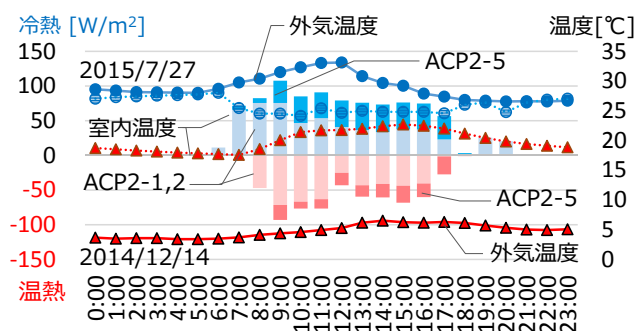


Fig.9 Cooling and heating load on Peak cooling and heating day of office room

(4) EHP の運転実績

Fig.10 左図に基準階の EHP 出力比率を示しており、月平均で 40%以下で推移していた。Fig.10 右図は年間の EHP 出力比率の時間数を示している。夏季・冬季のピーク時は出力も高くなるが、年間でみると、サーモ OFF(出力 0%)の時間帯が半数以上を占めている。建物全館での断熱性能の高さ、中間期の送風運転実施、EHP の最適運転制御、などの効果により電力消費量を削減できている。

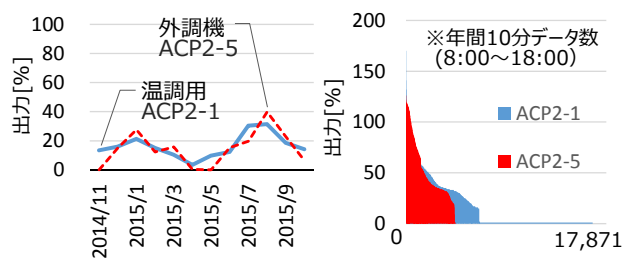


Fig.10 Rated power ratio of EHP
(Left) Monthly average (Right) Annual times of number

3.2 照明

Fig.11 に執務室の照明電力消費量と日照時間の推移を示す。年間を通して約 3,000kWh/月で、日照時間が多い月の消費量が少ない傾向にある。Fig.12 に基準階執務室の代表日(2015/9/1:晴, 2015/9/3:雨)の照明電力消費量の推移を示す。9/1 と 9/3 を比較すると、日射強度の大きい 9/1 の方が昼間の電力消費量が少なく、日光利用により、照明出力が絞られていることが分かる。また、Fig.12 の基準階は LED 照明を採用しており、照度 500lx 設定で、照明消費電力が 3.4W/m² と小さく、電力消費量の削減と、それによる冷房熱負荷の削減に寄与している。

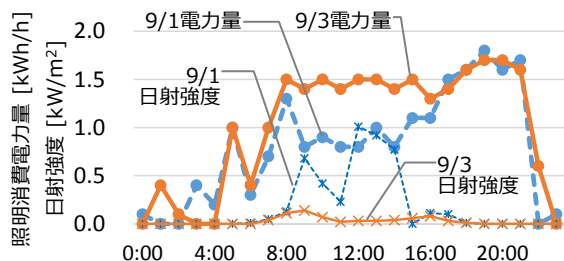
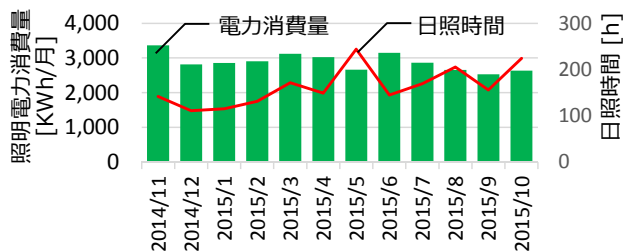


Fig.12 Lighting's power consumption on the based day

3.3 建物全館電力使用量の推移

Fig.13 に建物全体の用途別電力消費量を、Fig.14 に年間の用途別電力消費量の比率を示す。空調負荷が大きい夏、冬に熱源電力消費量が多く、建物全体では 8 月にピーク

が発生している。特殊用途である通信機器室を除いた用途別電力消費量比率では、年間を通して電力を消費している「電灯コンセント」の比率が 26%と最も多く、次に「熱源」が 24%、「空調」「厨房」が 12%を占めている。

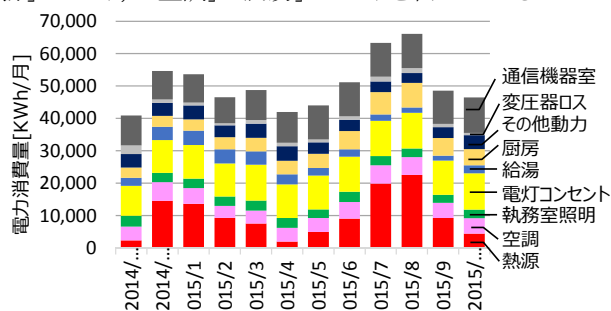


Fig.13 Monthly power consumption classified by use

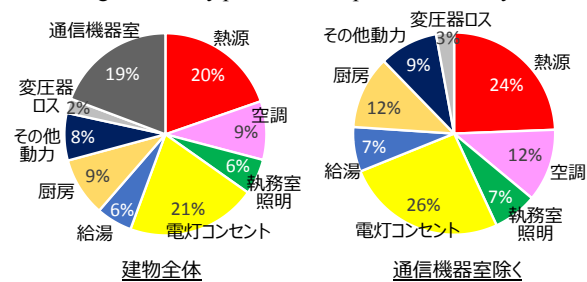


Fig.14 Monthly power consumption ratio classified by use

3.4 一次エネルギー消費量原単位

Fig.15 に年間の一次エネルギー消費量原単位を示す。年間の一次エネルギー消費量原単位は 806 MJ/m²/年であった。導入した省エネルギー技術に加え、不使用室・廊下の空調停止・消灯の徹底、冬期の室温 20℃設定などの影響もあることから、今後、原単位が小さい要因について検証を進めていく。

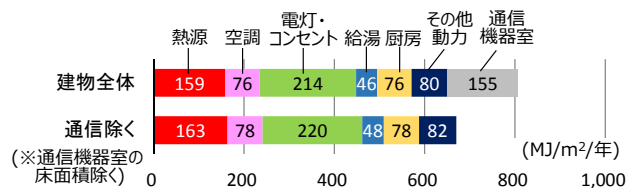


Fig.15 Annual primary energy consumption

4. おわりに

本報では、『環境・人にやさしい次世代型事業所』を目標に竣工した建物の省エネ計画と 1 年目の運用実績について報告した。今後は、削減効果の検証と運用改善の取組みを継続実施していく予定である。

参考文献

- 1) 「日本ビルエネルギー総合管理技術者協会」建築物エネルギー消費量調査報告書、1990 年度 事務所一次エネルギー消費量原単位数値 参照
- 2) 藤村昌宏他：個別分散空調システムの適正設計及び制御法に関する研究(第 1 報～第 5 報)、空気調和・衛生工学会学術講演論文集、2012. 9～2015. 9
- 3) 岩井良真他：個別分散空調システム・照明統合制御手法に関する研究(第 1 報～第 3 報)、空気調和・衛生工学会学術講演論文集、2013. 9～2015. 9

大阪大学レーザーエネルギー学研究センターESCO 事業における 計画と性能検証

Planning and Commissioning on ESCO Project by Institute of Laser Engineering ,Osaka University

正 会 員 〇千原 崇（三機工業） 正 会 員 平岡 英明（三機工業）

正 会 員 横田 和久（三機工業） 正 会 員 土肥 健司（三機工業）

Takashi Chihara*¹ Hideaki Hiraoka*¹ Kazuhisa Yokota*¹ Takeshi Dohi*¹

*¹ Sanki Engineering Co Ltd.

Institute of Laser Engineering ,Osaka University introduced the energy-saving system mainly based on repair of the air-conditioning heat source in its ESCO project ,and succeeded in 45.8% reduction in energy consumption. This document reports outline of the project and the commissioning result at the first year.

1. はじめに

大阪大学レーザーエネルギー学研究センターは、高出力レーザーを開発し、これを用いて高温高压状態を地上に実現することによって、新しいエネルギー・物質の創出を目指すとともにレーザー宇宙物理などの学術的な新領域を開拓することを目的として設立された。

高出力レーザーを運転するには、温湿度、清浄度を高いレベルで維持する必要がある。しかし、激光XII号レーザーなど世界最高性能の高出力レーザーが設置された慣性核融合実験棟は1982年の竣工より34年が経過し、建築設備の耐用年数を迎えており、光熱水費が年々高騰する中で、レーザー建設時に設置された空調設備はエネルギー利用効率の点で多くの課題を抱えていた。

2013年3月に熱源設備改修を主としたギャランティード・セイビングス契約型ESCO事業の公募があり、2013年度に工事を実施、2014年4月から2年間ESCOサービス期間として、性能検証を実施中である。

ESCOサービス期間1年目は省エネ率45.8%（装置電力除く）の高い省エネ効果が得られた。

本稿では、計画の概要、1年目の性能検証について報告する。

2. 建物概要とESCO公募概要

慣性核融合実験棟は述べ床面積15,627㎡、地上4階建である。大きく3つのエリアから構成され、大型の実験装置のある実験エリア、研究エリア、機械室・電気室などのバックヤードエリアに分かれる。

研究エリアは一般空調であるが、実験エリアは恒温室のクリーンルームであり、実験装置の発熱が大きく年間冷房である。

ESCOにおけるエネルギー消費のベースラインは2009年度から2011年度の平均値とし、一次エネルギー換算で4,676MJ/(年・㎡)、実験装置を除くと3,830MJ/(年・㎡)とエネルギー消費量が非常に大きい施設である。

空調負荷は年間を通じて24時間、冷水と温水が必要である。改修前の熱源フロー図を図-1に示す。熱源機はガス焚吸収式冷温水発生機(275USRt)3台で構成されており、そのうち1台は冷水・温水同時取出型である。空調搬送ポンプはツーポンプ方式である。

公募ではガス焚吸収式冷温水発生機2台及び補機類の撤去をレーザー装置の運転を休止することなく実施することが必須条件であった。

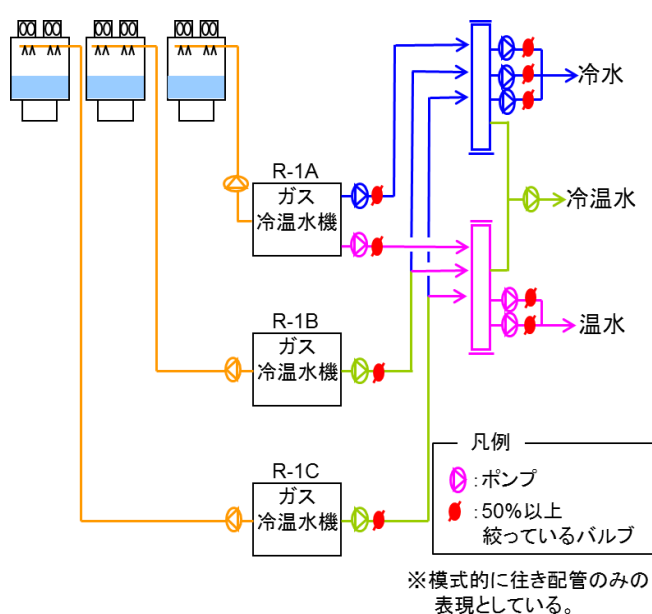


図-1 改修前熱源フロー図

3. 省エネ提案の着眼点

省エネ提案にあたり、以下の着眼点をもとに提案項目を抽出し、主に表-1 に示す省エネシステムを導入した。

- 1) 熱回収システムの導入（年間冷水・温水必要）
- 2) 電力デマンド対策を考慮したベストミックス熱源
- 3) 搬送動力（特に 24 時間運転機器）の削減
- 4) 電気ヒーターの中止（エアコン用電気ヒーター等）
- 5) 除湿方式の改善

表-1 省エネシステム概要

項目	概 要		エネルギー削減量 (GJ/年)	
	改善前	改善後	保証値	2014年度実績
熱源	ガス吸収式冷水機	熱回収チラーを主とするベストミックス熱源	9,272	14,255
空調	大空間実験室の大風量空調機はダンパーで風量を調整	ダンパーを全開とし、インバーター導入により風量調整	5,693	7,030
空調	水冷パッケージ+再熱用電気ヒーター (竣工当時は電算室)	空冷パッケージ (現在は研究室用途、過冷却・再熱を取り止め)	2,174	2,653
搬送	送水圧力一定制御	夜間用の小流量ポンプの設置と末端差圧制御の導入	1,897	2,219
その他		除湿制御の改善など	1,072	1,479
合計			20,108	27,635

4. ESCO 改修計画と性能検証(1 年目)

4.1 熱源の高効率化

(1) 改修概要

改修後の熱源フロー図を図-2 に示す。ガス燃吸収式冷水温水発生機を 2 台撤去し、熱回収チラー、ガス燃吸収式冷水温水発生機を設置、冷却塔を撤去して空冷モジュールヒートポンプチラーを新設した。

熱回収チラーと空冷ヒートポンプチラーを 24 時間運転し、夏の平日昼間のみ電力ピークカットでガス燃吸収式冷水温水発生機を運転する。

(2) 熱源エネルギー削減効果

a 電力量

図-3 に改修前後の熱源機と補機類の電力量を示す。改修前は運転時間に各機器の電力を乗じた。改修後は実測値である。

ガスの熱源から電気中心の熱源に改修したにも関わらず、電力量は 9% の増加であった。改修後と比較して改修前の熱源は補機類の電力が大きかった為と考えられる。

b ガス量

図-4 に改修前後のガス量を示す。改修前・後共に実測値である。改修後は 7・8 月以外、メンテナンス運転の他はほとんど使用されていない。

c 冷却塔補給水量

図-5 に改修前後の冷却塔補給水量を示す。改修前・後共に実測値である。改修前には水冷パッケージエアコンの補給水量も含まれている。

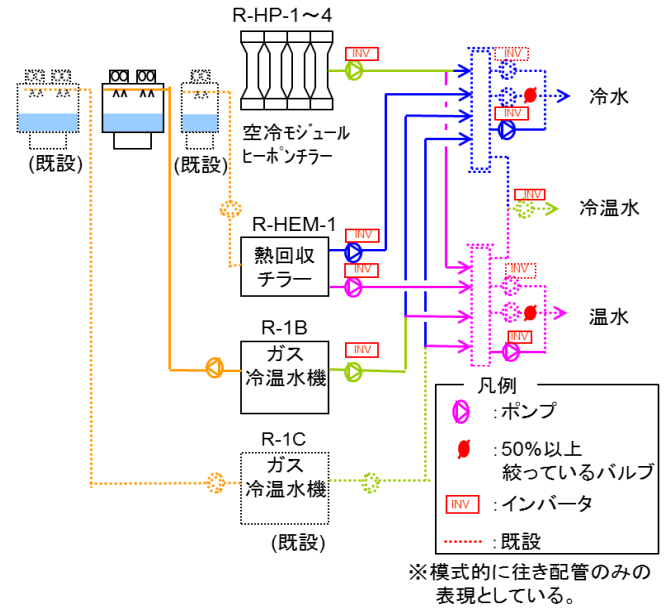


図-2 改修後熱源フロー図

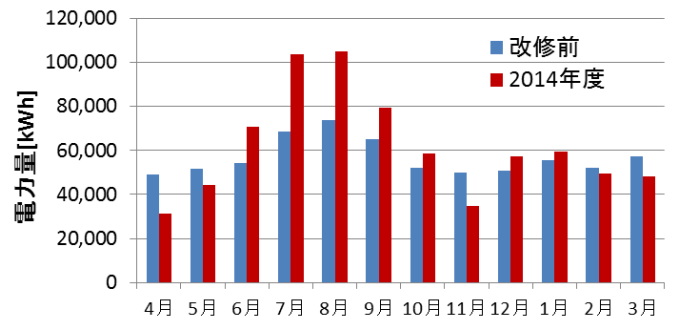


図-3 熱源機と補機類の電力量

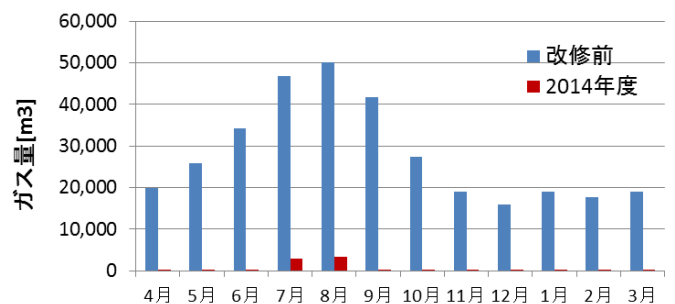


図-4 熱源機のガス消費量

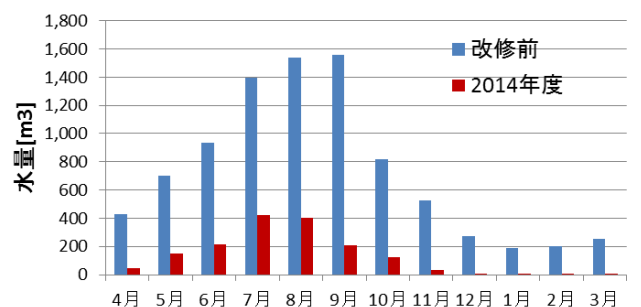


図-5 冷却塔の補給水量

暖房負荷が十分にあると考えていた冬期も熱回収チラーの放熱冷却塔が運転したことは想定外であったが、年間で82%削減できた。

d 一次エネルギー消費量

電力量が9%増加したが、ガス量が98%減少し、一次エネルギー消費量は65%削減できた。

4.2 2次側搬送ポンプ電力の削減

(1) 改修概要

図-6に2012年8月2日から8月11日の冷水負荷流量を示す。昼間と夜間・休日に流量の大きな差異があり、夜間は比較的安定している。そこで、夜間・休日用に小流量ポンプを設置した。

また、バルブが50%以上絞られており、一定圧力制御であった。そこで、バルブを全開にし、インバータによる末端差圧制御を導入した。

(2) 2次側搬送ポンプ電力量

図-7に改修前後の2次側搬送ポンプ電力量を示す。空調機で除湿制御が入った際の再熱用の温水負荷流量が想定より大きく、温水側の小流量ポンプはほとんど運転できなかったが、年間で83%の大幅な削減ができた。

4.3 空調機ファン動力の削減

(1) 改修概要

表-2に示すように、改修前はダンパが大きく絞られていた。そこで、インバータを導入し、ダンパを全開にして周波数調整により風量調整した。

また、夜間は実験がなく室内発熱が少ないのと、発塵源の人間もいないことから夜間小風量運転(30Hz運転)切替制御を導入した。

計画では冷房負荷の多い6月～9月を除く8ヶ月間、夜間小風量運転の予定であったが、研究者の方の室内温度変動への懸念から1年目は空調負荷の少ない時期(暖房負荷も含めて)として5・10・11・3月の4ヶ月のみとなった。

表-2 各空調機の改修前ダンパ開度と改修後電力

機番	改修前		電力	改修後			
				通常		小風量	
	給気	還気	[kW]	周波数 [Hz]	電力 [kW]	周波数 [Hz]	電力 [kW]
AC-5	80%	100%	37.6	53	24.6	30	7.5
AC-6	50%	50%	30.4	39	11.7	30	5.9
AC-7	50%	50%	30.4	35	8.8	30	6.1
AC-8	80%	50%	32.4	35	10.0	30	6.7
AC-10	50%	100%	4.4	42	1.5	30	0.8
AC-11	70%	50%	1.9	30	0.4	30	0.4
AC-12	50%	40%	1.0	30	0.2	30	0.2
AC-14	90%	50%	2.1	43	0.8	30	0.4

(2) 空調機電力量

図-9に改修前後のインバータを導入した空調機の電力量を示す。改修前は各空調機の電力測定値に運転時間を

乗じた。改修後は実測値である。改修前の電力量は1,185MWhであり改修後の熱源全電力量の790MWhと比較しても大きな電力を消費していたことがわかる。

本改修により年間で61%の大幅な削減ができ、特に夜間小風量運転を実施した月は約70%の大幅な電力削減ができた。

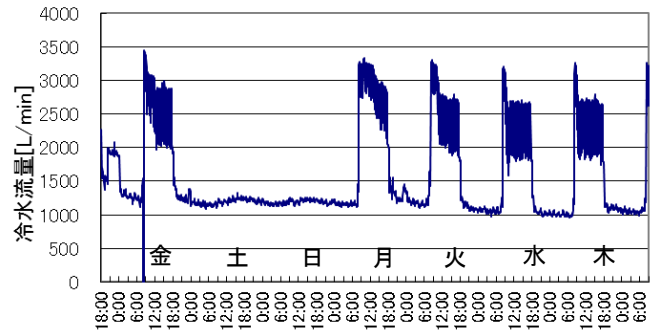


図-6 冷水負荷流量(8/2～8/11)

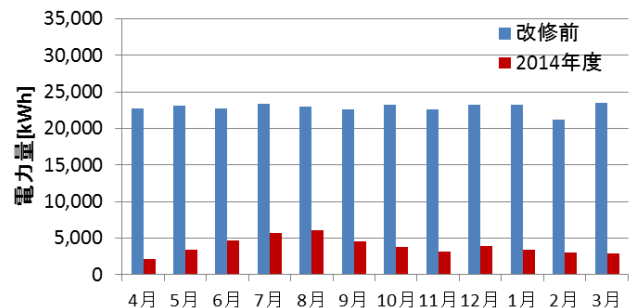


図-7 2次側搬送ポンプ電力

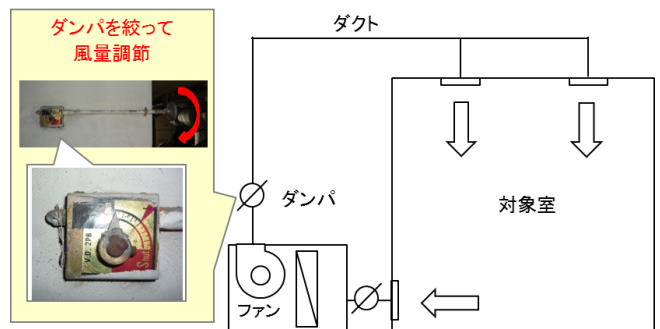


図-8 ダンパによる風量調整 (改修前)

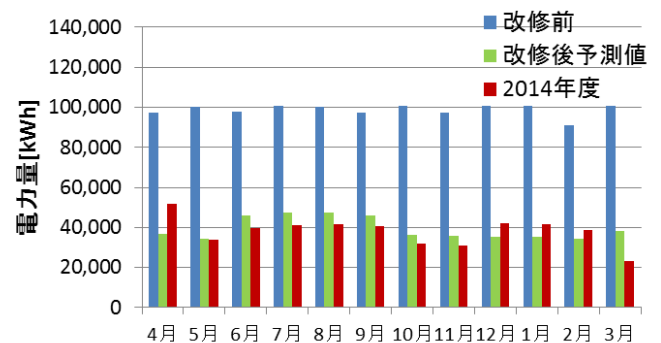


図-8 空調機ファン電力

4.4 電算用エアコン（水冷パッケージエアコン＋電気ヒーター方式）を空冷パッケージエアコンに改修

(1) 改修概要

竣工時は電算室であった4室は水冷パッケージエアコン＋電気ヒーター方式であった。しかし、現状は使用状況が変化し、研究室となっていた。

図-9にA室の電力測定結果を示す。エアコンで過冷却し、電気ヒーターで再熱することで室温を調整しているが、冷房負荷が少ない為に、冷却した分をほぼそのまま電気ヒーターで加熱する無駄の大きい運転となっていた。

そこで、用途にあわせて一般の空冷パッケージエアコンに改修し、測定結果から適正容量のエアコン（改修前の50%以下の冷房能力）を選定した。

(2) エアコン電力量

図-10に改修前後のエアコンの電力量を示す。改修前は夏期実測値と日報を基にした計算値、改修後は実測値である。85%の大幅な電力削減ができた。

4.5 熱源負荷

図-11に改修前後の冷房負荷を、図-12に暖房負荷を示す。改修前は熱量データがなかった為、冷房は熱源機の効率測定、暖房は竣工時の効率から16%ダウンしているとして、ガス消費量月報より計算した。改修後は熱量計による実測値である。

冷房負荷の減少要因は、除湿制御見直し等による負荷減少もあるが、空調機のダンパやポンプで弁を絞っていた摩擦熱が大きいと考えられる。搬送設備の電力の削減は冷水熱負荷の削減にも寄与し、省エネルギー効果に相乗効果が得られた事がわかる。

5. まとめ

図-13に改修前後の一次エネルギー消費量の比較を示す。熱回収チラーの放熱が冬期でも必要だったこと、除湿の際の再熱用温水や夜間小風量の運用において計画通りに行かなかった点もあったが、熱源改修その他の省エネルギーシステム導入により45.8%の大幅なエネルギー削減ができた。

大きな削減効果が得られた要因としては、熱源の高効率化のほかに、2次側搬送ポンプや空調機ファンなどの搬送設備の電力削減と、電算用エアコンを使用状況に合わせた設備への改修によるものが大きい。

1年目性能検証結果を基に2年目は更なる省エネルギーへの調整を実施中であり、次報での報告を予定している。

謝辞

本ESCO事業にあたり大阪大学様、株式会社 大阪ガスファシリティーズ様の多大なご支援を頂き、ここに深くお礼を申し上げます。

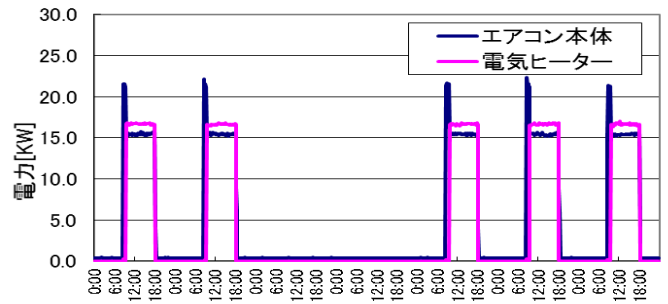


図-9 A室のエアコン電力(6/6～6/12)

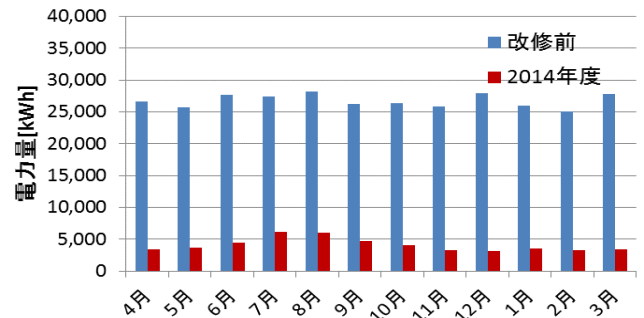


図-10 エアコン電力

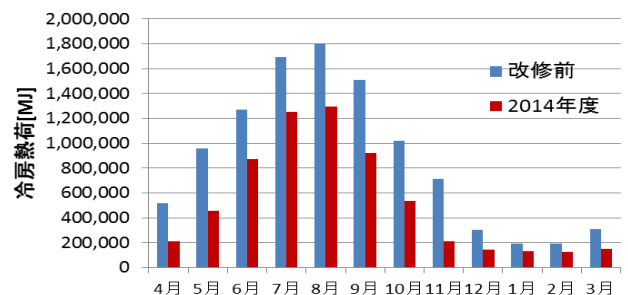


図-11 冷房負荷

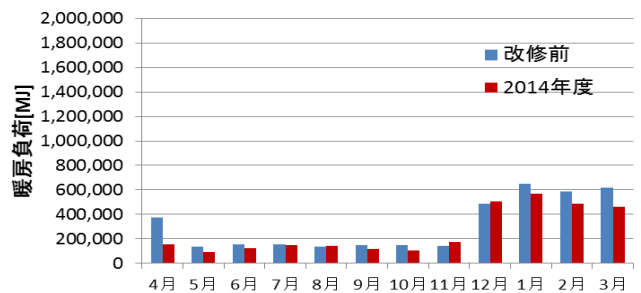


図-12 暖房負荷

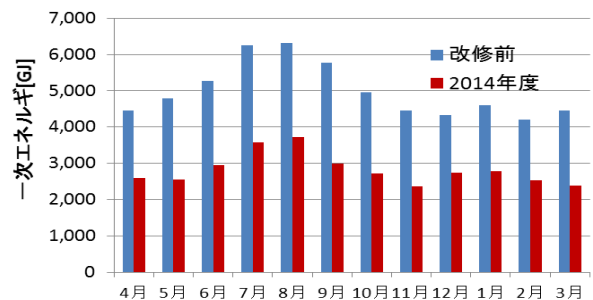


図-13 一次エネルギー消費量

新 PR 拠点施設の設備計画について

(第 2 報) 在館者検知を利用した空調省エネルギー制御の効果検証

About Facilities Planning of a New Center for Public Relation

(Part2) Verification of Effect on Energy Saving Air-Conditioning Control by Using Human Detection Sensors

○相馬 真子 (竹中工務店)

粕谷 敦 (竹中工務店)

中川 浩明 (竹中工務店)

榎本 丈二 (安井建築設計事務所)

三宅 弘祥 (安井建築設計事務所)

清水 拓哉 (大阪ガス)

Masako SOMA*¹ Atsushi KASUYA*¹ Hiroaki NAKAGAWA*¹

George ENOMOTO*² Koyo MIYAKE*² Takuya SHIMIZU*³

*¹Takenaka Co.Ltd *²Yasui Architects & Engineers, Inc. *³Osaka GAS Co.Ltd.

In exhibition buildings, it is important to save the energy by providing with the air conditioning operation to meet the needs in all the cases that the occupants vary in a large range. In a new exhibition building are involved in, human detection sensors were installed in an attempt to save energy. This paper shows the results of energy saving effect and indoor thermal environment using sensors in exhibition area.

はじめに

近年、環境負荷低減に向け、省エネルギー技術を導入し、デザインの的にも優れた施設が増えてきている。本研究では、新しい情報発信拠点として完成した環境配慮技術を取り入れた展示施設において、建物の性能を検証し、継続的な運用改善を図ることを目的としている。既報²⁾では、施設竣工後2か月間の運用段階におけるエネルギー消費実績について分析結果を報告した。

本報では、在館者の変動が大きい展示エリアにおいて、快適性、省エネルギー性に配慮し、試験的に導入された在館者検知空調制御を対象とし、室内温熱環境の把握、省エネルギー効果の検証を行った結果について報告する。

1. 実測計画

1.1 建物概要

建物概要を Table.1 に示す。大阪府内に立地する実物大のスマートハウス、調理実演可能なホール等を備えた5階建ての施設で、4階には料理講習室や最新厨房機器等を備えた展示エリアがある。今回の実測対象場所は、在館者検知空調制御エリアの4階展示エリアである。

1.2 システム概要

4階展示エリアの天井には人感センサーが設置されており、センサーの感知個数に応じて混雑度を判定し、FCU、外気処理空調機の風量制御(強・中・弱)を行っている(Fig.1,2,Table.2)。人感センサー配置図を Fig.3 に、人感センサーの感知個数を Table.3 に示す。展示エリアを4ゾーンに分割し配置された人感センサー毎に制御が行われており、エリア毎にFCU2台と外気処理空調機用のVAV

が1台設置されている。外気処理空調機は本建物に2台設置されており、東と西の2ゾーンで全フロアに供給しており、対象の展示エリアについては東エリアの外気処理空調機で供給している。現在、FCU及び外気処理空調機の風量制御は5分間隔設定となっている。

実測評価については、4階展示エリアの在館者制御の有無で実測比較を行い、在館者制御ありが制御なしの場合と比較して温熱環境が同等であること、FCU及び外気処理空調機ファン動力の削減、外気導入熱量削減、電力量削減による省エネルギー効果について検証を行った。

2. 測定概要

測定は、2015年8月24日～2015年8月28日に、室内温湿度、グローブ温度、FCUの給気温度について1分間隔で行った。風速は、事前にFCU吹出口の下部においてFCUを強・中・弱に切替え、30秒間測定した値の平均値をとり、PMV算出時の参考値とした。測定条件を Table.4 に、測定項目と測定機器を Table.5 に、平面図及び測定点を Fig.3 に示す。室内温湿度、外気処理空調機の給気温度、冷水温度、冷水流量、混雑度レベル出力値は中央監視データより収集した。

3. 測定結果及び考察

3.1 室内温熱環境

FL+1100、FL+1700の室内温度変動を Fig.4,5 に示す。測定期間中、室内の設定温度は27℃固定であった。室内温度(昼間)は、約24℃～26℃の変動をしており、エリア1～4で大きな差はみられなかった。また、制御なしと

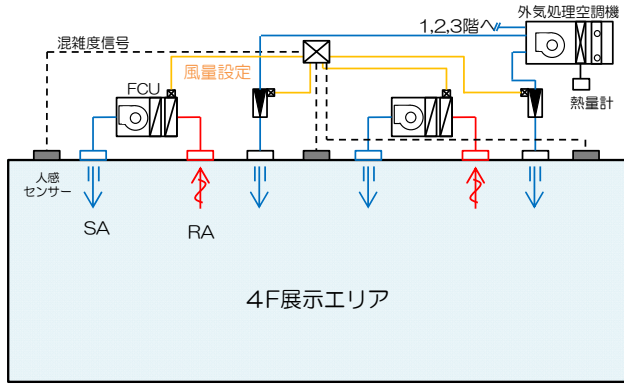


Figure.1 Conceptual diagram of human detection sensors

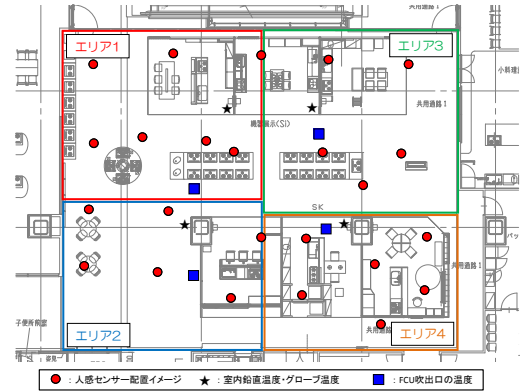


Figure.3 Plan and measurement points

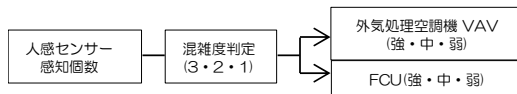


Figure.2 Flow of human detection sensors

用途	集会所(展示施設)
敷地面積	3,867m ²
延床面積	10,149m ²
構造・階数	鉄骨造・地上5階
空調方式	外気処理空調機+FCU

風量[m ³ /h]	強	中	弱
FCU(定格)	2040	1632	1224
VAV(制御値)	1250	1000	700

センサーの反応個数	FCU風量	VAV風量
0-3個	弱	弱
3-4個	中	中
5-6個	強	強

case	在館者検知制御	制御エリア	測定対象日
制御なし	なし	エリア1-4	2015.8.24-8.25
制御あり	あり	エリア1-4	2015.8.27-8.28

測定項目	計測箇所	使用機器
室内垂直温湿度	7点 (FL+100, 600, 1100, 1700, 2200, 2700)	温湿度データロガー(おんどり)
グローブ温度	FL+1100×4箇所	グローブ温度計
風速	FCU(強・中・弱) FL+1100	熱線風速計
FCU給気温度	吹出口温度×4箇所	温湿度データロガー(おんどり)

ありの場合で概ね温度に差がみられなかった。温度変動は、制御なしより制御ありの方がばらつきは大きく、細かく温度変動を繰り返していることがうかがえる。各条件の測定期間中、外気条件が近い日を各条件の代表日(8月25日、8月27日)とし、エリア3における結果を用いて制御なしとありの場合の比較検討を行う。

制御なしと制御ありの室内温湿度・FCU風量・VAV風量の測定結果及びPMV算出結果をFig.6,7に示す。PMVは、Table.5の測定結果及びclo値(0.56clo)、MET(1.4Met)、事前にFCU吹出し口下部で測定した風速(強:0.1m/s, 中:0.03m/s, 弱:0.02m/s)より算出した。測定期間中、制御なしではFCUとVAVは強運転をしており、センサーは混雑度3で固定、風量も一定とした。一方、制御あり

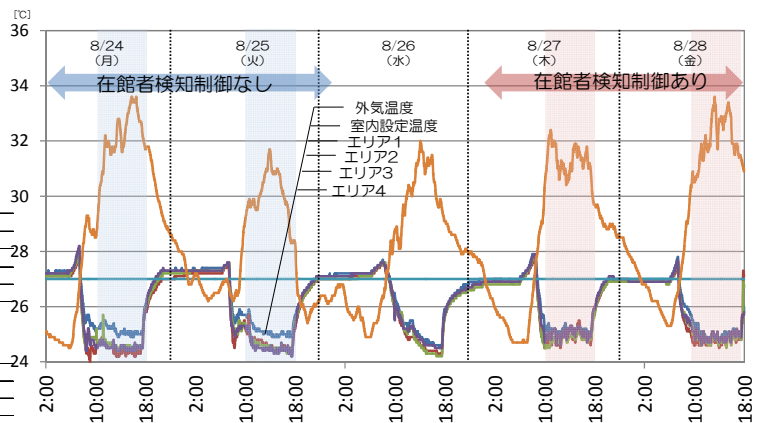


Figure.4 Temperature fluctuation (FL+1100)

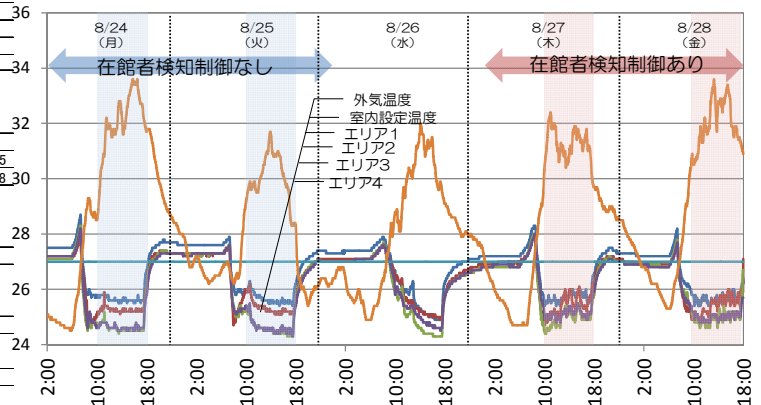


Figure.5 Temperature fluctuation (FL+1700)

について、FCU、VAVの風量はセンサーの混雑度判定に応じて強～弱運転の変動を繰り返している。PMVは、制御なし、制御ありでほとんど差がなく、0～+1以内の値を示した。制御ありの場合、混雑度に応じて風量も変化しても、PMVに大きな変動はみられなかった。

以上より、在館者検知制御ありの場合において、室内の温熱環境は、在館者検知制御なしの場合とほぼ同等であると考えられる。

3. 2 鉛直温度分布

Fig.8に日中の室内の鉛直温度分布を示す。制御ありでの強運転、弱運転の傾向を見るため、Fig.8-2,8-3は、それぞれ強運転、弱運転の時刻での値のみを抽出している。各測定高さで約24℃～27℃以内の温度を示しており、居

住域のFL+1100、FL+1700 では約 24℃～26℃以内の温度を示している。制御なしと制御ありを比較すると、居住域ではほぼ同じ温度であることがわかる。また、制御ありの強運転・弱運転を比較すると、居住域の温度差はほぼ同じ温度域を示しており、鉛直温度分布として問題ないことがうかがえる。

3. 3 在館者検知制御による混雑度の比率

Fig.9 に在館者検知の混雑度比率を示す。混雑度 3 の強運転の割合は、エリア 1、2 で約 50%、エリア 3 は 46% であり、強運転の割合が高かった。エリア 4 はエリア 1-3 に比べて混雑度 1 の弱運転の割合が高く、強運転は 10% であった。これは、エリア 4 はエスカレーターから最も遠いエリアであり、人の滞在が他のエリアに比べて少ないと考えられる。4 階展示エリア全体としては、強、弱の混雑度比率は同程度であった。

混雑度 2 の中運転の割合がどのエリアでも強・弱に比べて小さく、全体では約 14% であった。今後、混雑度 2 について、センサーの反応個数を強運転よりも幅を持たせ、中運転での制御を多くすることで、より省エネルギー効果が期待できると考えられる。

3. 4 FCU ファン動力

中央監視データの電力量より収集した展示エリアの FCU 電力量を Fig.10 に示す。制御ありは、測定期間の 2 日共、制御なしに比べ電力量が小さい。2 日間の合計で比較すると、制御ありの FCU 電力量は制御なしに比べ約 30%削減できている。

3. 5 VAV 外気導入熱量

外気処理空調機の VAV 風量を積算し、制御ありと制御なしの積算風量比率を示したグラフを Fig.11 に示す。どのエリアについても制御なしに比べ、制御ありは風量が小さく、エリア 1～エリア 3 は制御なしに比べ制御ありが約 20%小さいことがわかる。エリア 4 では約 40%風量比率が小さくなっている。3.3 で述べたとおり、エリア 4 は他エリアより混雑度が小さく、風量比率も小さい結果となっている。

外気風量から外気導入熱量を算出した結果を Fig.12 に示す。エリア 1～エリア 3 は制御なしに比べ制御ありが約 20%小さいことがわかる。エリア 4 では約 40%外気導入熱量が小さくなっている。展示エリア全体で外気導入熱量は約 20%削減されていることが示された。混雑度に応じて外気導入熱量を削減することにより室内への外気負荷を低減でき、空調負荷削減につながると考えられる。

3. 6 外気処理空調機ファン動力

東エリアの外気処理空調機の VAV 風量を Fig.13 に示す。展示エリアにおける外気処理空調機の定格風量(制御値)は、外気処理空調機全体定格風量の約 21%を占めている。在館者検知制御により空調制御を行った場合、外気処理空調機の風量は、全体定格風量の約 16%となり、全体と

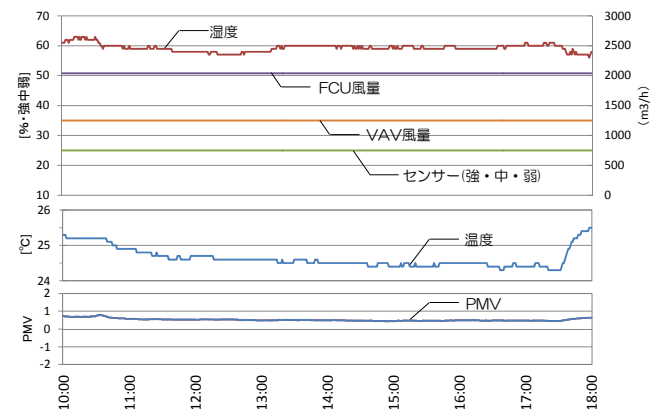


Figure.6 Temperature, FCU, VAV, PMV (no sensors)

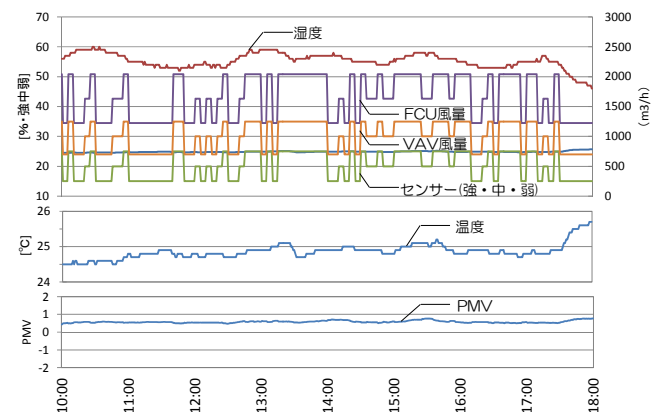


Figure.7 Temperature, FCU, VAV, PMV (sensors)

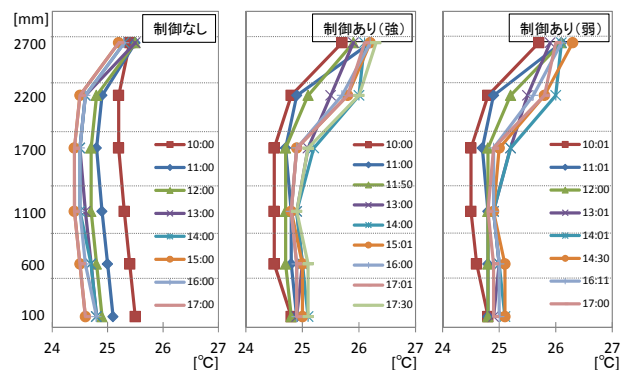


Figure.8 Vertical temperatures (Fig.8-1, 8-2, 8-3)

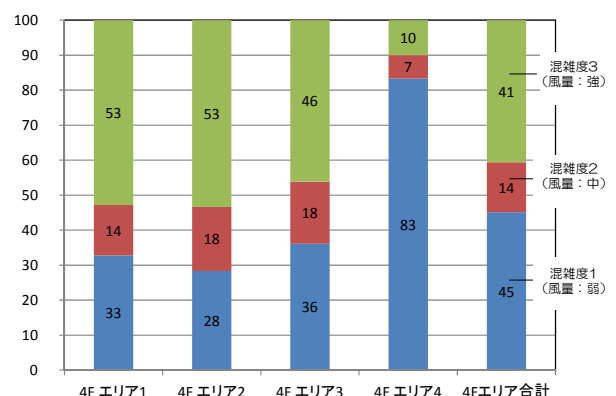


Figure.9 2015.08.27-28 human detection rate (10:00-17:30)

比較して、約 5%削減、4 階展示エリアのみでは約 23%削減されていることがわかる。

外気処理空調機のファン消費電力量を Fig.14 に示す。制御ありは制御なしに比べて全体で約 3%削減していることがわかる。外気処理空調機の VAV 風量の削減率に対し、消費電力の削減割合は小さい結果となったが、これは外気処理空調機の VAV 風量は、制御値から求めた算出値であり、実際の VAV 風量と多少異なる可能性があるためと考えられる。今後、実際の VAV 風量の詳細把握を行い、全体風量の調整を含めて VAV 風量の改善を行う余地があると考えられる。

本建物において在館者検知制御システムが導入されているのは 4 階展示エリアであるが、今後、4 階展示エリア以外も在館者検知制御を導入することにより、省エネルギー効果は大きくなると考えられる。

4. まとめ

展示エリアにおける在館者検知空調・換気制御の室内温熱環境の把握、省エネルギー効果の検証を行い、以下の知見を得た。

- 1) 室内の温熱環境は、在館者検知制御なしの場合の温熱環境と同等であることを示した。
- 2) FCU ファン動力は、制御なしの場合と比較し、約 30%削減された。
- 3) 外気導入熱量は、制御なしの場合と比較し約 23%削減された。
- 4) 外気処理空調機ファン動力は制御なしの場合と比較し約 3%削減された。

上記より、展示施設において、在館者検知制御を行うことが省エネルギー対策として有効であることを示せた。今後、FCU、VAV の中運転の範囲幅を大きくすること、全体の風量調整を含めて VAV 風量を改善することで、より省エネルギー効果を得られると考えられる。

参考文献

- 1) 三宅弘祥、榎本丈二：新 PR 拠点施設の設備計画について、（空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、pp. 117-120、2015）
- 2) 榎本丈二、三宅弘祥：展示施設に導入した省エネルギー設備の実測評価（第一報）施設概要と竣工後 2 か月間のエネルギー消費実績、（空気調和・衛生工学会学術研究講演論文集、pp. 313-316、2015）
- 3) 村上昌史：人感運動停止制御による照明・空調換気設備の消費エネルギー削減に関する実証的研究：その 2. 制御タイマー設定が省エネルギー効果に及ぼす影響、（日本建築学会学術講演論文集、pp. 945-946、2009）

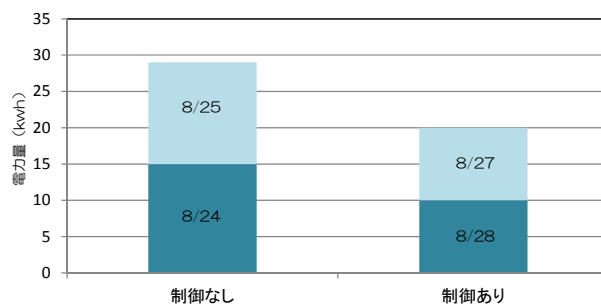


Figure.10 FCU Electric energy

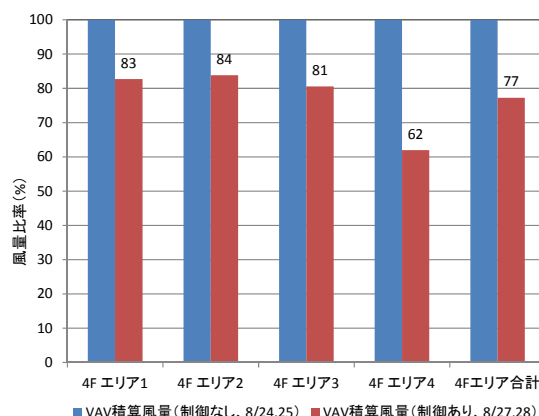


Figure.11 VAV Accumulated flow (10:00-17:30)

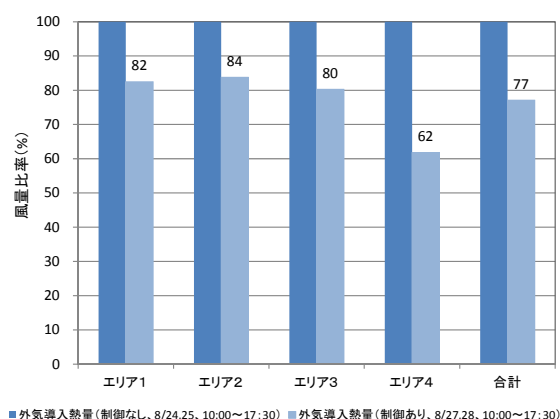


Figure.12 Heat flux rate (VAV)

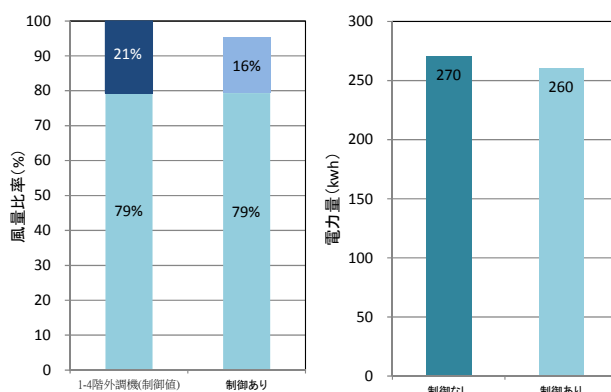
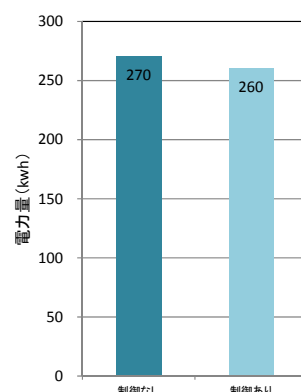


Figure.13 air volume rate

Figure.14 AHU Electric energy



新 PR 拠点施設の設備計画について

(第3報) 換気するファサードシステムおよび地中熱利用輻射冷房の効果検証

Verification of the Ventilation System using Facade Panel and the Radiant Cooling System using the Geothermal Heat Directly

○中 嶋 俊 介 (大阪ガス) 近 本 智 行 (立命館大学) 李 明 香 (立命館大学)
若 林 満 里 (立命館大学) 榎 本 丈 二 (安井建築設計事務所) 三 宅 弘 祥 (安井建築設計事務所)

Shunsuke NAKAJIMA*¹ Tomoyuki CHIKAMOTO*² Myonghyang LEE*²

Mari WAKABAYASHI*² Joji ENOMOTO*³ Koyo MIYAKE*³

*¹ Osaka Gas Co, Ltd. *² Ritsumeikan University *³ Yasui Architects & Engineers, Inc

The showroom was built in Osaka, has many kinds of the facilities for environment-friendliness. This building introduced the ventilation system using façade panel (Wall-duct) and the radiant cooling system in consideration of the direct use of the geothermal heat. In this study, the effects of the energy-saving performance of the systems are clarified by measurement and CFD analysis.

はじめに

近年、建築分野においては環境配慮設備の導入が求められており、意匠一体型の環境配慮設備もみられる。大阪市西区にある展示施設 H ミュージアムも、意匠と一体となった設備や自然の力のみを用いた設備を導入することで、環境配慮を目指している。そこで本研究では、H ミュージアムに設置されているファサードと一体化した換気設備(以下、ウォールダクト)とヒートポンプを用いない地中熱利用輻射冷房(以下、地中熱利用輻射冷房)の2点について実運用下での省エネルギー効果を明らかにする。

1. 対象建物

Table.1 に建物概要を示す。H ミュージアムにはウォールダクトと地中熱利用輻射冷房が導入されている(Fig.1)。本建物には数多くの環境配慮技術が導入されている。例えば、太陽光を集熱して温度により給湯利用と空調利用に自動制御して用いる設備がある。また、在室者検知センサーを用いて、エリアごとの人員密度から積極的に空調をするエリアとしないエリアにわけて制御する設備などもある。



Fig. 1 Outside view of H-museum

Table.1 Outline of H-museum

用途	集会所 (展示施設)
地域地区	商業地域
敷地面積	3,867m ²
延床面積	10,149m ²
構造・階数	鉄骨造・地上5階

2. ウォールダクト

2.1 システム概要

ウォールダクトのシステム概要を Fig.2、Fig.3 に示す。ウォールダクトとは Fig.1 のようなアルミパネルと建物の間の空気層で換気する設備のことである。本システムは建物外壁と外装アルミパネルの間に空調された室内空気を排気することで、外気よりも室内温度に近い空気層を形成し、空調負荷を低減することを試みた仕組みである。室内からの排気は機械換気により定風量で供給されており、ウォールダクト頂部の排気は自然流出となっている。なお、このアルミパネルは北側に設置されている。

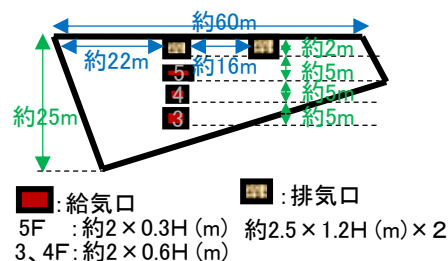


Fig. 2 Elevation of wall duct

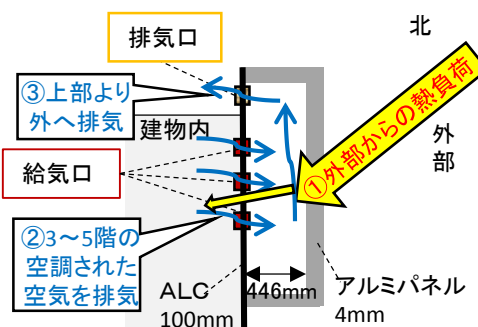


Fig. 3 System of wall duct

2.2 実測概要

実測は2015年8月5日から26日にかけて行った。建物内壁の壁温度をサーモクロン(ボタン型温度ロガー、7ヵ所)で測定し、ダクトへ流入する空気温度を把握するために室内の換気口の温度をおんどりで測定した。さらに、1時間ごとにサーモカメラでアルミパネルの熱画像を撮影し、時間による変化を確認した。

2.3 実測による断熱効果検証

ウォールダクトの有無によって比較し、熱貫流率を(1)式で算出した。ウォールダクトのない建物は、壁がALCの一般的な建物を想定した。ALCのみの場合は $1.3 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ でウォールダクトがある場合は $1.1 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ であった。そして、断熱による流入・流出熱量を式(2)により算出した。夏期の流入熱量をFig.4、冬期の流出熱量をFig.5に示す。

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{23}} \dots (1)$$

$$q_1 = K \times (\theta_o - \theta_i) \times S \dots (2)$$

夏期に最大の差がみられたのは12:20で、室内に流入する熱量差は 5.4 kW となった。 $\text{COP}(2.1)^{\text{注1})}$ で除することで、 2.6 kW の熱量がウォールダクトの断熱性により削減でき44%の省エネルギー効果がある。冬期に最大の差がみられたのは10:00で、外部へ流出する熱量差は 2.9 kW となり、20%の省エネルギー効果がある。

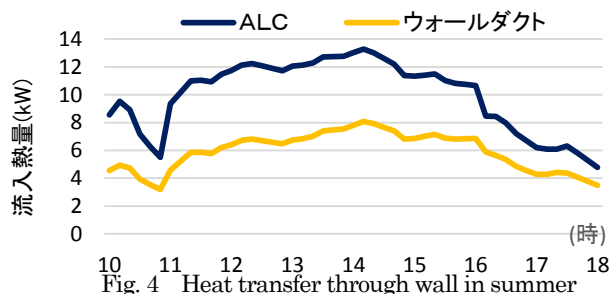


Fig. 4 Heat transfer through wall in summer

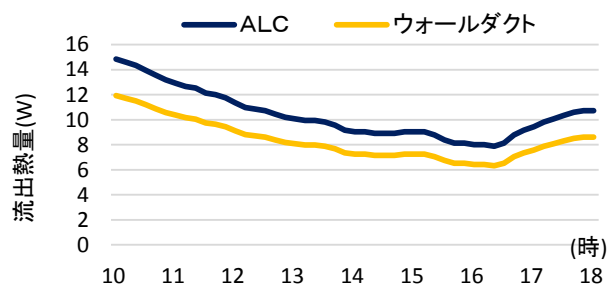


Fig. 5 Heat transfer through wall in winter

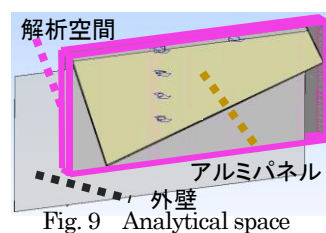


Fig. 9 Analytical space

Table.3 Cases analyzed

	給気口	排気口
Case1 (既存)	縦一列に配置	2ヵ所
Case2	パネル下辺に平行に配置	2ヵ所
Case3	縦一列に配置	3ヵ所

2.4 熱画像の経時変化

Fig.6 にアルミパネルの可視画像を示す。撮影日(8月26日)は外調機を常に稼働していた。11:00の熱画像をFig.7に、14:00の熱画像をFig.8に示す。11:00よりも14:00の熱画像の方では、アルミパネル全体の温度が高いことが確認でき、日射による影響を大きく受けている。しかし、どちらも給気口付近は 31°C 前後を示し、時間経過によって熱が増加しても給気口付近の温度は変わらないことがわかった。11:00では日射による熱でアルミパネルの上部が 40°C 近くになっているが、給気口付近は 31°C 前後を示している。次に14:00ではアルミパネルの上部が 43°C まで上昇し、給気口付近は風量の多い5階、3階の吹出空気の影響が大きく 31°C 前後を示している。

2.5 CFD 解析概要

CFD 解析により、ダクト内の温度を把握し、給・排気口の配置を変更した場合の排熱効果を検証した。境界条件には夏期の実測値を用いた(Table.2)。解析ケースをTable.3に、解析モデルをFig.9に示す。



Fig. 6 View of the wall duct

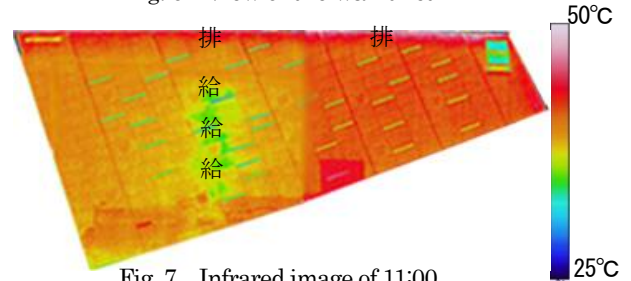


Fig. 7 Infrared image of 11:00

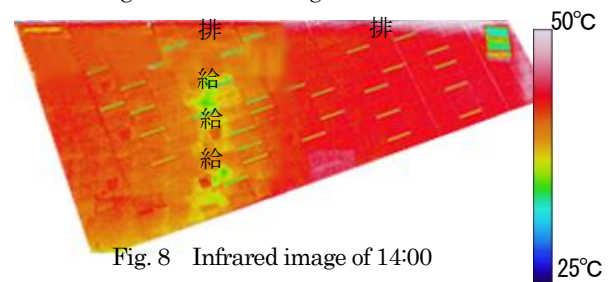


Fig. 8 Infrared image of 14:00

Table.2 Analysis condition

解析空間		62.5m(X) × 3.5m(Y) × 25.2m(Z)
要素数		約800万メッシュ
移流項		一次精度風上
乱流モデル		標準k-ε モデル(高レイノルズ)
熱境界	アルミパネル内側(熱流)	アルミパネル空気層側壁面23.25kW アルミパネル空気層側天井面0.80kW
	外壁(温度)	建物外壁26.3℃、熱伝達係数0.0017W/m²・K
流れ境界	壁境界	対数則
	吹出口	3F: 温度: 27.0℃、流量: 2410m³/h
		4F: 温度: 27.7℃、流量: 1100m³/h
		5F: 温度: 21.4℃、流量: 3950m³/h ^(注2)
吸込口	自然流出	

5F: 温度: 21.4°C 、流量: $3950 \text{ m}^3/\text{h}$ ^{注2)}

自然流出

2.6 CFD 解析結果

Case1 の断面の流速分布図を Fig.10 に示す。給気口付近(①)では空気が下降し、空気層が狭いために上昇は起こらないが、給気口から離れた位置(②)では空気の上昇がみられた。空気層中央地点(アルミパネルから 223mm)の Case1 の温度分布を Fig.11 に示す。ダクト内は下部の空気温度が上部の空気温度より低く、給気された冷たい空気が外部からの熱で暖められ上昇していることがわかる。また、外気温(32℃)よりも低い空気がダクト全体に充填している。空気層中央地点の Case2、Case3 の温度分布を Fig.12、Fig.13 に示す。Case2 ではダクト下部全体に 23℃前後の空気層が広がっており、Case1 よりも全体に冷気が拡散している。Case3 では各排気口付近の温度に偏りがなく、全ての排気口から均一に排熱されている。

また、空気層中央地点(アルミパネルから 223mm)の Case1～3 の流速ベクトルを Fig.14、Fig.15、Fig.16 で示す。いずれの Case も最も風量が多い5階吹出口の空気の影響が大きい。さらに、顕著に流速が大きいエリアを風速 1.0m/s 以上^{注3)}として面積を算出すると、Case1 では 29.9 m² (全体面積の 3.1%)で、Case2 では 62.1 m² (6.5%)、Case3 では 36.2 m² (3.8%) だった。風速が 1.0m/s 以上となる面積が最大となったのは Case2 で Case 1 の 2 倍以上となり最も空気が拡散した。

2.7 CFD 解析を用いた排熱効果

空気層に給気された空気が外部へ排気されるまでに得た熱量を CFD 解析の結果から (3) 式を用いて算出する。

$$q_2 = c_p \cdot \rho_a \cdot (Q_1 \cdot \theta_{out} - Q_2 \cdot \theta_{in}) / L \cdots (3)$$

Case1 では排熱量は 2.0kW、Case2 は 2.1kW、Case3 は 2.9kW となり(Fig.19)、排気口の数を増加した時が最大で、既存建物と比較して 825W 増加した。(3)式において、排気口増加によって Q_1 の値が大きくなり θ_{out} は変化がなかったためである。

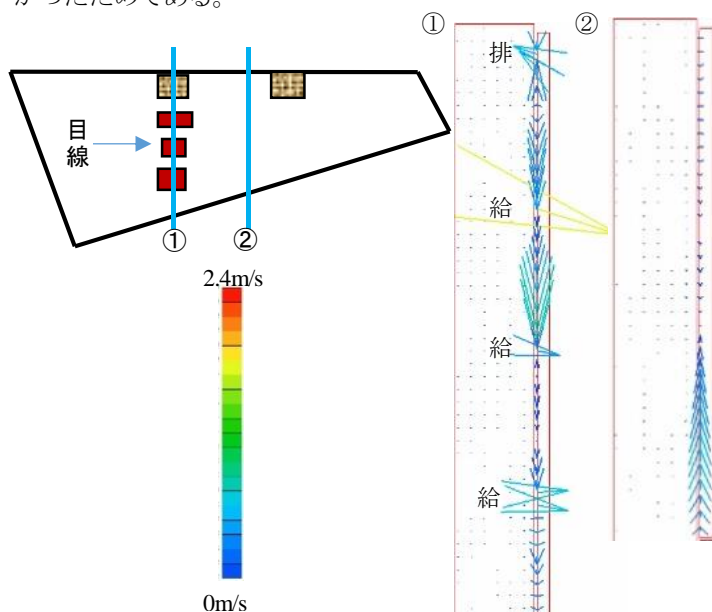


Fig. 10 Velocity distribution from the side (Case1)

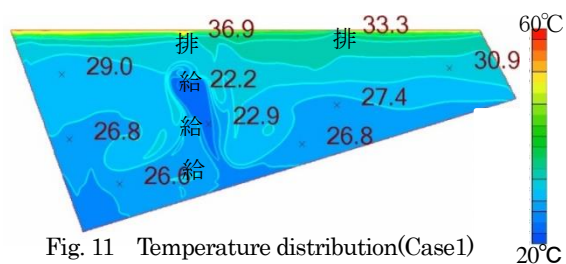


Fig. 11 Temperature distribution(Case1)

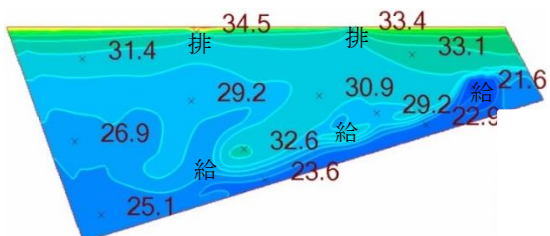


Fig. 12 Temperature distribution(Case2)

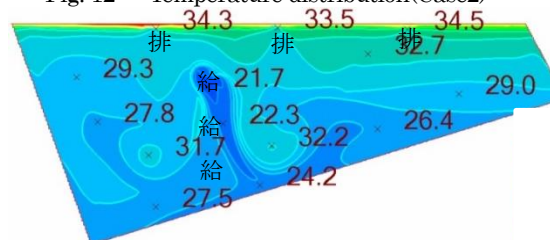


Fig. 13 Temperature distribution(Case3)

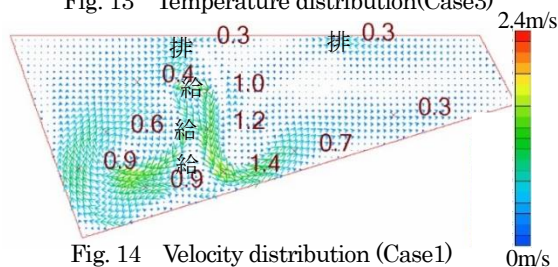


Fig. 14 Velocity distribution (Case1)

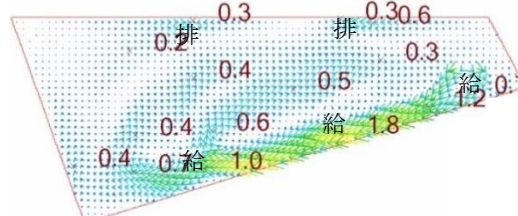


Fig. 15 Velocity distribution (Case2)

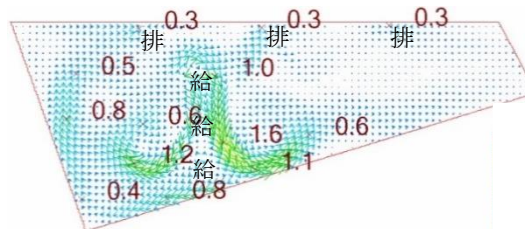


Fig. 16 Velocity distribution (Case3)

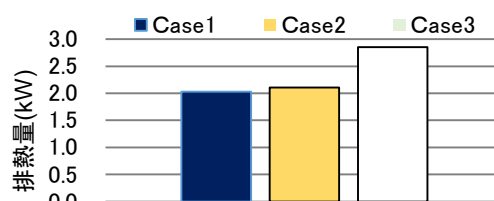


Fig. 17 Quantity of exhaust heat

3. 地中熱利用輻射冷房

3.1 システム概要

地中熱利用輻射冷房は、ヒートポンプを使用せず、仮設杭とともに埋設されたポリエチレン配管により採熱された熱のみを熱源として直接利用している。床冷房用配管が敷設されているのは2階東側のキッチンの性能を体験できる開放的なエリアで、24 台のシステムキッチンが設置されている (Fig.18)。配管は、Fig.19 のように敷設されている。

3.2 実測概要

実測で床温度と PMV を測定することによりシステムの性能評価を行った。床材の表裏の温度をサーモクロン (計 12 カ所) で測定し、PMV をアメニティメータ (PMV を測定・演算・表示するポータブルタイプの測定器、計 2 台) で測定した (Fig.19)。実測は 2015 年 8 月 5、19、26 日の 3 日間行った。外調機の ON/OFF と輻射空調の ON/OFF での比較検証を行うため、Table.4 の日程で測定した。なお、床冷房用配管の通水は全測定日ともに 11 時から開始した。

3.3 実測結果

外調機が OFF 時の床表面温度は輻射空調の有無により、床表は 0.5℃、床裏は 0.3℃の違いがみられた (Fig22)。また、平均 PMV を比較すると、輻射空調のないエリアは 0.41、輻射空調のあるエリアは 0.46 で差が 0.05 となった (Fig21)。

室内への一日平均供給熱量を (4) 式で算出した。平均往還温度差は中央監視データを用いると、熱量は 7.5kW、消費電力 (0.75kW) で除して平均 COP は 10 であった。

$$q_3 = \Delta T \cdot Q_3 \cdot c \cdot \rho_w \cdots (4)$$

さらに、夏期 (7~9 月) の供給熱量を外調機の ON/OFF で比較したものを Fig. 20 に示す。外調機 OFF 時が 1462GJ 増加し差が大きいことがわかった。これは、外調機 OFF 時の往還温度差が 2.5℃、外調機 ON 時は 1.8℃で、外調機 OFF 時の方がより室内へ放熱しているからである。

4. まとめ

実測より、ウォールダクトは、アルミパネルがない場合に比べて夏期には最大 44%の断熱による省エネルギー効果がみられた。また、CFD 解析により、排気口の数を増やすことで 825W の排熱量増加がみられた。

実測より、地中熱利用輻射冷房は、外調機が OFF 時の時、床表は 0.5℃の違いがみられた。また、平均 PMV は差が 0.05 となった。室内への一日平均供給熱量は 7.5kW で平均 COP は 10 となった。さらに、夏期の積算供給熱量は外調機 ON 時は OFF 時に比べて 1462[GJ] 増加した。



Fig. 18 Room analysed

Table.4 Schedule of measurement

	輻射空調	外調機
8月5日	OFF	OFF
8月19日	ON	OFF
8月26日	ON	ON

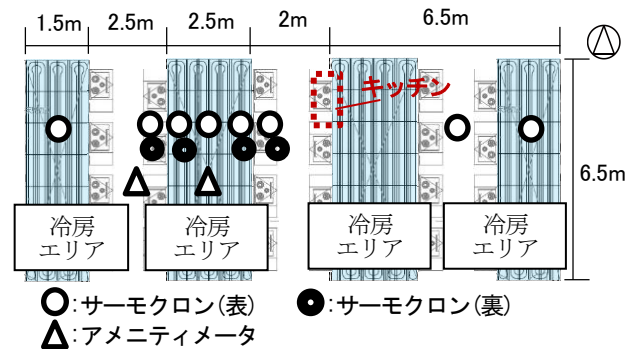


Fig. 19 Plan and apparatus setting position

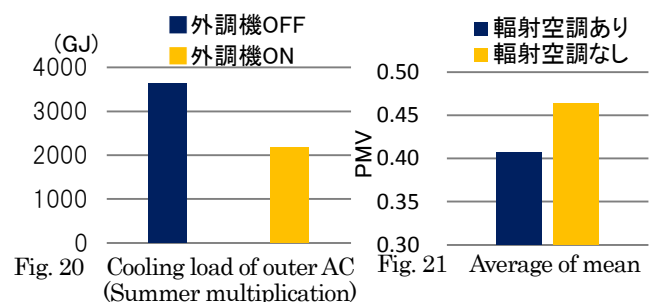


Fig. 20 Cooling load of outer AC (Summer multiplication)

Fig. 21 Average of mean

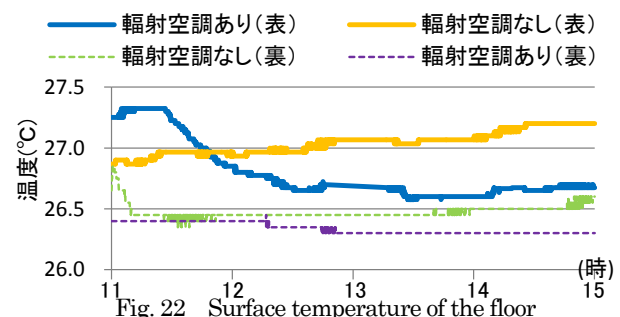


Fig. 22 Surface temperature of the floor

注 釈

- 注 1) 中央監視データによる
注 2) 5F の吹出口のみ縦 2×横 3 の 6 分割をして放射状に風を吹き出した。
注 3) 流速ベクトル図のカラーバーで緑以上の箇所が流速 1.0 m/s 以上を示す。

記 号

K :熱貫流率[W/m²·K]、 $\delta_{j,j}$ 番目の材料の厚さ[m]、 $\lambda_{j,j}$ 番目の材料の熱伝導率[W/m·K]、 q_1 :流入熱量[kW]、 θ_o :相当外気温度[℃]、 θ_i :室内温度[℃]、 S :面積 960[m²]、 q_2 :熱量[W]、 c_p :空気または気体一般の定圧比熱 1006[J/(kg·K)]、 ρ_a :空気の密度 1.2[kg/m³]、 Q_1 :排気される空気量[m³/s]、 Q_2 :給気される空気量 2.1[m³/s]、 L :通気層長さ 9[m]、 θ_{out} :排気口の空気温度[℃]、 θ_{in} :給気口の空気温度平均 24.2[℃]、 q_3 :供給熱量[kW]、 ΔT :往と還の温度差 2.2[K]、 Q_3 :流量 2.598[m³/h]、 c :比熱 4.217[kJ/kg·K]、 ρ_w :水の密度 1000[kg/m³]

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-

Energy-saving effect of the thermal grid system that has been introduced into the existing facilities
- Analysis of the air-conditioning heat source system operation characteristics using actual operating data-

○田中 政貴 (大阪市立大学)

鍋島 美奈子 (大阪市立大学)

Masaki TANAKA*¹

Minako NABESHIMA*¹

*¹ Osaka City University

中尾 正喜 (大阪市立大学)

小林 陽一 (安井建築設計事務所)

Masaki NAKAO*¹

Yoichi KOBAYASHI*²

*² Yasui Architects & Engineers, Inc.

In this study, the COP regression model from the partial load characteristic is proposed on the basis of the operating data of the heat source equipment networked by the system of heat interchange among buildings. The energy saving effect of the heat interchange is estimated by using the COP model. As a result, the maximum increase in the amount of the day was the the 3348 kgCO₂ and decrease the amount of 29648 kgCO₂. CO₂ emissions in August was 22.3% reduction compared to the CO₂ emissions of the case it is assumed that was separate operation in the existing heat source equipment.

1 はじめに

1.1 研究背景

国内エネルギー消費の約 20%を占める民生業務部門は 1973 年比で約 3 割増加しており¹⁾、更なる省エネルギー対策が求められている。一般空調用途では空調システム全体のエネルギー消費量のうち約 6 割が熱源機の運転による消費エネルギーとされており、改善の余地があると考えられる。この解決策の一つとして、建物間熱融通システムが挙げられる。

建物間熱融通システムは隣接する建物の空調システムを配管を介して接続し、冷房または暖房の負荷に応じて熱源水をお互いに融通することができるシステムである。自由に熱源を選ぶことができることから冷暖房設備の効率化や熱源設備の容量を小さくすることができるなどのメリットがある。また熱融通システムは計画時に熱源機の成績係数特性を活かした熱融通システムの計画を行うことで、更なる省エネルギー効果や省 CO₂ 効果が期待されている。そのためには熱融通システムの導入には既存建物に設置されている熱源機特性や性能の把握が必要である。しかし既存の建物に設置されている熱源機の性能特性は機器ごとに異なり、性能の把握には技術的にもコスト的にも困難である。特に、古い設備では測定個所が少ないために経年劣化した熱源設備のエネルギー性能を検証した例は少ない。本検討では、建物間熱融通が導入されている既存建物に設置されている複数の熱源機の運転データを用いて、運転特性の把握を行い、負荷率と成績係数 COP を用いた部分負荷特性を含むモデルの作成を行った。また作成したモデルを用いて熱融通に

よる省エネルギー効果の算出を行った。

1.2 サーマルグリッドシステム

サーマルグリッドとは隣接するいくつかの建物の空調設備を 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。このシステムによるメリットとして、ループ配管で接続された建物の個別熱源機を相互に共同利用できること、また各建物の負荷に応じて熱源機を選択し、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、個別建物と比較して搬送動力が大きくなるというデメリットがある。熱源機の効率化による消費エネルギーの軽減と搬送動力の増加による消費エネルギーの増加のバランスが、建物間の距離により変化するため事前の検討が重要になる。

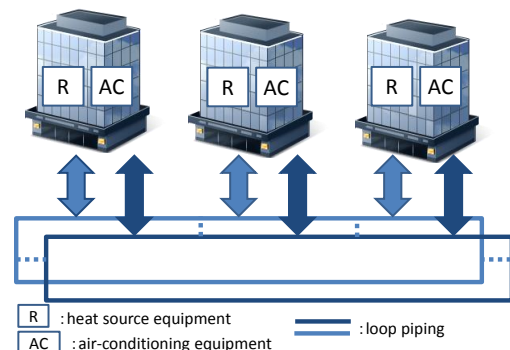


Figure 1 thermal grid system image

2 負荷率 COP を用いた運転特性モデル

2.1 対象施設の概要

本研究の対象施設は、1 から 6 号館の 6 つの規模の異なる展示館で構成されている。現在は竣工後 20 年以上が経過しており、熱源設備の老朽化及び低負荷運転という課題の発生に伴い、新設の高効率熱源設備を 1 機導入すると共に二本のループ配管を持つ熱融通システム(サーマルグリッドシステム)の構築が行われた。本検討に用いる測定データの概要と本施設において対象となる熱源設備をそれぞれ Table 1 と Table 2 に示す。

2.2 運転特性の算出

測定したデータを用いて各熱源機の負荷率と COP の算出を行った。測定データは 1 分間隔であるがデータが細かく変動しバラつきが大きかったため、1 時間で平均化した。また立上り時などの非定常データを取り除くため、1 時間前と 1 時間後の流量と温度の変化量に基準を設けた。流量の変化量は定格値の±1%以下、温度の変化量は±1℃以下のデータを用い、大幅に変動しているデータを取り除いた。このため本検討に用いたデータ量は熱源機運転データの 40%ほどである。

熱源機の製造熱量は式 1 より冷水温度差と流量を用いて算出を行う。冷水流量の測定が行われていない熱源機については定格流量を用いた式 2 より熱源機製造熱量を算出した。さらに、算出した製造熱量よりを式 3 を用いて負荷率を求めた。測定データには熱源機によって負荷率のデータ数が少ない部分があったため負荷率を 0-0.1、0.1-0.3、0.3-0.5、0.5-0.7、0.7-0.9、0.9-1.1、1.1-1.3、1.3-1.5 に分類し、分類したデータを合わせて COP の算出を行う。COP の算出は式 4、式 5 を用いて行い、データ区分ごとに平均値と標準偏差の算出を行った。例として R301 における結果を Figure 2 に示す。

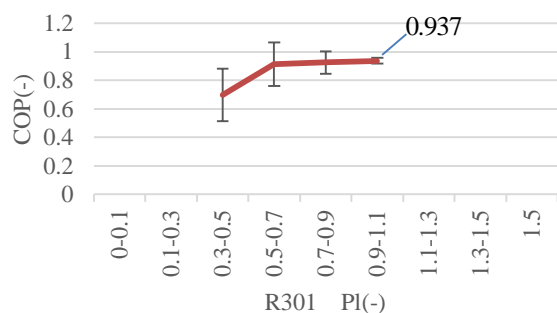


Figure 2 Related R301 partial load and COP

Table 1 Summary of measurement

Measurement period	2015.07.14-10.13
Measurement interval	Minute by minute
Measurement item	Heat source equipment condition
	Outlet and inlet water temperature of heat source equipment
	Water flow of heat source equipment
	Cooling water temperature
	Air in a room temperature and humidity
	Gas consumption
	Consumed power of pump

Table 2 heat source equipment of the facility

	equipment	freezing capacity	rated flow	gas consumption
		RT	L/min	Nm3/h
R-101	Gas absorption chiller	600	6,050	164
R-201	Gas absorption chiller	800	8,060	218
R-301	Gas absorption chiller	600	6,048	164
R-501	Gas absorption chiller	550	5,544	152
R-602	Gas absorption chiller	1,000	10,080	273
R-603	Gas absorption chiller	300	3,024	82
R-605	Gas absorption chiller	1,249	12,600	341
R-606	newly-built turbo refrigerator	500	5,023	284kW

$$Q = T \times m \times c \quad \text{式 1}$$

$$Q = T \times m_N \times c \quad \text{式 2}$$

$$Pl = Q/Q_N \quad \text{式 3}$$

$$COP_G = Q/(G \times H) \quad \text{式 4}$$

$$COP_E = Q/(E \times 3600/1000) \quad \text{式 5}$$

Q	: Manufacturing heat quantity (MJ/h)
T	: Child water difference in temperature (K)
m	: Flow volume (m3/h)
m _N	: Rated flow volume (m3/h)
c	: Specific heat (4.186MJ/m3K)
Q _N	: Rated Manufacturing heat quantity (MJ/h)
COP _G	: Gas absorption chiller COP (-)
COP _E	: Turbo refrigerator COP (-)
G	: Gas consumption (Nm3/h)
H	: Higher calorific power (45MJ/Nm3)
E	: Consumed power (kW)

2.3 負荷率 COP を用いた運転特性のモデルの作成

測定データから算出した負荷率-COP のグラフは低負荷または高負荷のデータが欠損しており、各熱源機において実測データから負荷率 0~1.0 までの運転特性を把握することができなかった。このため測定したデータを用いてデータの不足している負荷率を補うことができるモデル式の提案を行う。作成した負荷率 COP を用いたモデルを式 6 に示す。熱源機の運転特性は負荷率 0、COP0 の状態から負荷率が増加するごとに COP が増加し、ある一定の負荷率で COP は一定の値をとると考えられる。このため負荷率が 0 の時 COP が 0 となり、COP が最終的にある値に収束するモデル式とした。Figure 2 より R301 の負荷率 0.5 以上の COP の値がある程度安定しているため、測定データの中で負荷率のもっとも大きい 0.9-1.1 の時の COP(0.937)を定数 a の値とする。式 6 に負荷率を代入した時の COP の値と測定データより算出した COP の値との差の二乗和が最小となる定数 b をソルバーを用いて算出した。算出した R301 の負荷率 COP を用いた運転特性モデルの値と測定データとの比較を Figure 3 に示す。Figure 3 より測定値とモデル値の 4 点における最大誤差は 0.064、平均誤差は 0.037 であり、モデルと測定値のばらつきは少なく、再現できていると考えられる。また同様のモデル式を用いて他の熱源機における係数を算出し、Table 3 に示す。各熱源機において測定データとモデル式は概ね一致しており、負荷率-COP のグラフを再現することができた。

3 導入効果の検証方法と結果

対象施設での運転データを用いて、サーマルグリッドシステムの導入により生じる各効果別の CO₂ 削減効果を算出する。算出方法として現在測定されているデータはサーマルグリッド導入後の運転データであるため、測定データから負荷率 COP を用いた運転特性モデルを使ってサーマルグリッド導入前の CO₂ 排出量を算出し、比較することで導入効果を算出する。またサーマルグリッド導入後の既存施設の概要図を Figure 4 に示す。サーマルグリッドにより生じると考えられる CO₂ 削減効果と算出方法を以下に示す。本検討では測定データのうち 8 月 1 日~31 日のデータを用いる。

①サーマルグリッド全体の効果

サーマルグリッド全体の削減効果は測定した実運転時の CO₂ 排出量 $CO2_R$ と、各号館の負荷データをもとに既存の熱源機のみで運転した場合の CO₂ 排出量 $CO2_G, CO2_E$ を比較し算出する。①の効果を算出は式 7~式 13 を用いる。式 10 は Table 3 に示した負荷率 COP を用いた運転特性である。

$$COP = a \times (1 - e^{-Pl/b})$$

式 6

a : 熱源機ごとの定数(-)

b : データと相関が高くなる定数(-)

Pl : 負荷率(-)

Table 3 heat source equipment model

R-101	$COP = 1.03 \times (1 - e^{-x/0.420})$
R-201	$COP = 1.31 \times (1 - e^{-x/0.120})$
R-301	$COP = 0.94 \times (1 - e^{-x/0.238})$
R-501	$COP = 0.77 \times (1 - e^{-x/0.130})$
R-602	$COP = 0.49 \times (1 - e^{-x/0.200})$
R-603	$COP = 1.47 \times (1 - e^{-x/0.435})$
R-605	$COP = 0.84 \times (1 - e^{-x/0.199})$

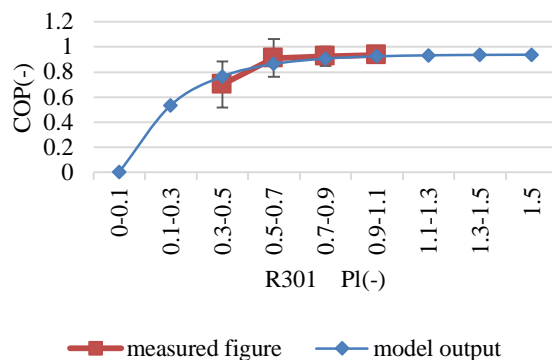


Figure 3 R301 measured figure and model output

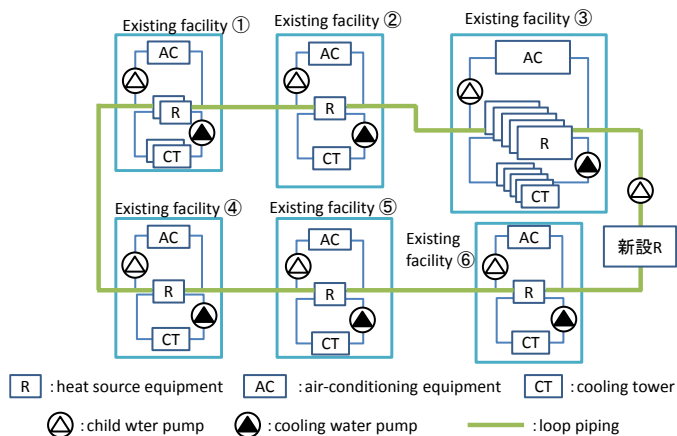


Figure 4 thermal grid system introduced into the existing facilities

②6号館高効率冷凍機の導入効果

対象施設の 6 号館内に新設されるターボ冷凍機により、6 号館では機器更新による省エネルギー効果を算出することができる。測定値を用いたターボ冷凍機導入後の CO₂ 排出量 $CO2_{Ts}$ と、既設のガス吸収式熱源機のみで測定熱量を製造した場合の CO₂ 排出量 $CO2_{G6}$ を比較し算出する。②の効果を算出は式 14~式 18 を用いる。

③サーマルグリッドによる他施設への高効率冷凍機導入効果

サーマルグリッドにより最も効率の良い新設ターボ冷凍機を6号館以外の各号館の負荷を処理することが可能となる。このため新設のターボ冷凍機が6号館以外の空調負荷を処理したことによる効果を算出する。一ボ冷凍機の製造熱量のうち6号館以外で消費された熱量を製造するためのCO₂排出量 $CO2_{TS\phi6}$ と、6号館以外で消費された熱量を既存の各熱源機で製造するためのCO₂排出量 $CO2_{GTM\phi6}$ を比較し算出する。

④2次ポンプのインバータ化による効果

2次ポンプがインバータ化したことで流量制御によりCO₂を削減することが可能となる。

⑤その他の効果

①～④の他にも削減効果又は増加効果が考えられるが算出することが困難であるため①のサーマルグリッド全体のCO₂削減効果より②～④の効果を引いたものをその他の削減効果とする。その他の削減効果に含まれる効果として

- ・サーマルグリッドによる運転台数削減効果
- ・サーマルグリッド導入による搬送動力の増加
- ・配管の放熱ロスの増加 等の効果が挙げられる。

算出結果をFigure 5に示す。一日の排出量の増加量が最大となったのは8月23日で3348kgCO₂増加し、排出量の減少量が最大となったのは8月30日で6169kgCO₂減少となった。8月のCO₂排出量は合計で29648kgCO₂が削減された。これは既存の熱源機で個別運転を行ったと仮定した場合のCO₂排出量の約22.4%にあたる。

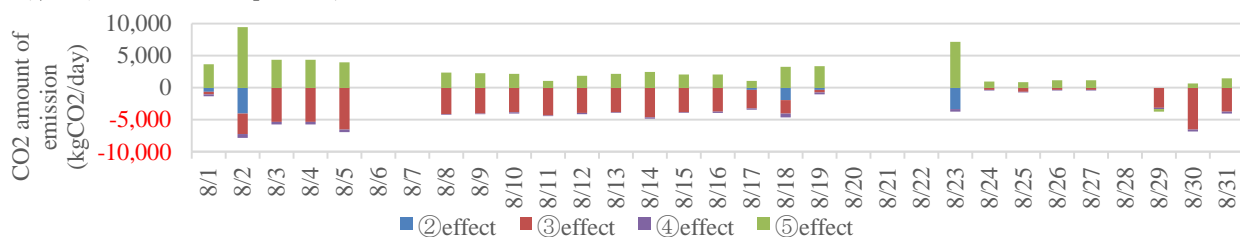
4 まとめ

本研究では熱融通が計画されている建物の熱源機運転データを用いて、負荷率とCOPを用いたモデルの作成を行い、そのモデルを用いて8月の熱融通による省エネルギー効果の算出を行った。

- ・一日の最大増加量は3348kgCO₂、減少量29648kgCO₂はとなった
- ・8月のCO₂排出量は既存の熱源機で個別運転を行ったと仮定した場合のCO₂排出量と比べて22.3%削減となった。

参考文献

- 1) 経済産業省資源エネルギー庁 「エネルギー白書 2014 第2部エネルギー動向」 2014年

Figure 5 CO₂ amount of emission in August

①サーマルグリッド全体の効果の算出

$$CO2_R = G_R \cdot CF_G + E_R \cdot CF_E \quad \text{式 7}$$

$$G_G = Q_G / (COP_G \cdot HV) \quad \text{式 8}$$

$$COP_G = f(PI) \quad \text{式 9}$$

$$E_E = E_{EN} \cdot Q_E / Q_{EN} \quad \text{式 10}$$

$$CO2_G = G_G \cdot CF_G + E_G \cdot CF_E \quad \text{式 11}$$

$$CO2_E = E_E \cdot CF_E \quad \text{式 12}$$

$$CO2_{①} = CO2_R - CO2_G - CO2_E \quad \text{式 13}$$

②6号館高効率冷凍機の導入効果

$$E_{TS} = E_T + E_{TC} + E_{TCD} + E_{TCT} \quad \text{式 14}$$

$$CO2_{TS} = E_{TS} \cdot CF_E \quad \text{式 15}$$

$$G_{G6} = Q_{M6} / (COP_G \cdot HV) \quad \text{式 16}$$

$$CO2_{G6} = G_G \cdot CF_G + E_G \cdot CF_E \quad \text{式 17}$$

$$CO2_{②} = CO2_{TS} - CO2_{G6} \quad \text{式 18}$$

③サーマルグリッドによる他施設への高効率冷凍機導入効果

$$P_{TM\phi U6} = (Q_{TM} - Q_{U6}) / Q_{TM} \quad \text{式 19}$$

$$E_{TS\phi6} = P_{TM\phi U6} \cdot E_{TS} \quad \text{式 20}$$

$$CO2_{T\phi6} = E_{TS\phi6} \cdot CF_E \quad \text{式 21}$$

$$Q_{TM\phi6} = Q_{TM} - Q_{U6} \quad \text{式 22}$$

$$G_{TM\phi6} = Q_{TM\phi6} / (COP_G \cdot HV) \quad \text{式 23}$$

$$CO2_{GTM\phi6} = G_{TM\phi6} \cdot CF_G + E_G \cdot CF_E \quad \text{式 24}$$

$$CO2_{③} = CO2_{TS\phi6} - CO2_G \quad \text{式 25}$$

④2次ポンプのインバータ化による効果

$$CO2_{④} = CO2_{RC} - CO2_{RCN} \quad \text{式 26}$$

$$CO2_{RC} = E_{RC} \cdot CF_E \quad \text{式 27}$$

$$CO2_{RCN} = E_{RCN} \cdot CF_E \quad \text{式 28}$$

⑤その他の効果

$$CO2_{⑤} = CO2_{①} - CO2_{②} - CO2_{③} - CO2_{④} \quad \text{式 29}$$

CF:CO₂emission factor

(gas 2.15 kgCO₂/Nm³ electricity 0.414kgCO₂/kWh)

CO₂:CO₂ amount of emission (kgCO₂)

HV:higher calorific power (45MJ/Nm³) PI:partial load(-)

Q: consumption quantity (MJ/h),COP: coefficient of performance (-)

G: gas quantity (Nm³/h),E: electric(al) energy (kWh),P: percentage

index:G: gas absorption,E: electrical heat source,R: running,N: rated

M: manufacture,U: consumption,T: turbo refrigerator

TS: turbo refrigerator and peripheral equipment,C: chilled water pump

CD: cooling water pump,CT: cooling tower φ6:6 building

φ6: 6 building except,φT: turbo refrigerator except

伝統的居住文化に配慮した断熱改修における省エネ効果定量化手法の提案

Development of Evaluation Criteria for Insulation Repair Inheriting Traditional Dwelling Culture

○原田 和幸 (立命館大学) 近本 智行 (立命館大学)
高田 光雄 (京都大学) 土井 脩史 (京都大学)
生川 慶一郎 (京都市住宅供給公社)

Kazuyuki HARADA^{*1} Tomoyuki CHIKAMOTO^{*1} Mitsuo TAKADA^{*2} Shushi DOI^{*2} Keiichiro NARUKAWA^{*3}

^{*1} Ritsumeikan University ^{*2} Kyoto University ^{*3} Kyoto City Housing Corporation

Recent years, the energy conservation standard was revised, so heat insulation repair is called for in the existing residence. In this study, we construct the heat loss reduction calculation system based on the temperature that we really measured. So, we measure the temperature and amount of ventilation on 3 Kyo-machiyas including the house which was repaired partially.

はじめに

地球環境問題の深刻化に伴い、省エネルギー基準が改正され、住宅の高気密・高断熱化が推奨されている。一方、地域居住文化配慮型の基準も検討され、単純な断熱気密強化が難しい状況も指摘されている。既存伝統住宅においても省エネルギー性能の向上が喫緊の課題となっているが、一般的な外皮全てを対象とした断熱改修は高コストで、かつ工期が長くになりがちである。また京町家などの地域居住文化の継承が重視される伝統住宅においては内部空間と外部空間とのつながりや、夏期の通風などが重視され、外皮のみでの断熱性能の確保は難しいといえる。そのような問題点に対応した断熱改修手法として部分断熱改修が挙げられる^{文1)}。部分断熱改修とは外皮の改修が難しい住宅ストックにおいて、居間など、居住者の滞在時間が長い居室（以下、主要居室）の建具、内壁、天井や床などにおいて断熱改修を行い、主要居室の空調負荷を優先的に削減するというものである。

岩前らの研究^{文2)}では解析による部分断熱改修の熱負荷予測を行っているが、部分断熱改修を行う住戸は気密性能が低い場合が多く、換気による影響を含めた熱損失は解析のみで正確に算出することが容易ではない。

そこで本研究では実測値をもとに主要居室での熱負荷削減量予測を行う手法の構築のため、実在する3軒の京町家において熱損失量、熱取得量を定量化する実験と換気量測定実験を行い、それらの値をもとにした断熱指標の算出手法の構築を行う。

1. 対象建築概要

京都市中京区に隣接して存在する3軒の京町家N邸、I邸、O邸を研究対象としている。3住戸の平面図をFig. 1に示す。3住戸とも木造2階建て住宅で実際に居住者が生活している。

2. ヒアリング調査、現地調査

2.1 調査概要

各住戸において主要居室と空調・採暖方法や換気方法などの把握のため、季節を通じた住み方に関する簡単なヒアリング調査、現地調査を行った。

2.2 調査結果

N邸における空調期間中の居住者の主な生活空間は1階座敷となっており、1階座敷周りの建具、床下、天井裏において部分断熱改修^{文1)}が行われている。O邸における主要居室は2階全体を1室として使用していた。小屋裏空間はない。居住者は断熱性能の低さを感じており、2階西側居室にルームエアコンが1台設置してあるが居住者は主に採暖によって冬の快適性を保っている。1階は全面土間空間となっており、天井カセット式空調機が1台設置してある。階段室には建具が設置してあり、1、2階での暖気と冷気の行き来を抑制している。I邸における主要居室は季節によって異なり、夏期は1階、冬期は2階を1室として利用していた。階段室に建具はなく、伝統的な建築計画として通り庭と、それに面する吹き抜けを有しており、上下階の空気は入れ替わりやすい状況が確認された。

3. 空調停止後の温度変化測定実験

断熱指標の算出にあたり、気密性能の低い住宅ストックにおいて実測から熱取得、損失量を算出するために、空調停止後の温度変化測定実験を夏期、冬期に行った。冬期実測においては初期温度差や空調時間の違いによる熱損失量への影響の定量化、熱損失量の内訳特性の把握を行った。

3.1 夏期実測

(1) 実測概要

実測は2015年8月23日（晴天、最高気温32℃）に行った。夏期実測では3住戸同時に空調停止後の温度変化を測定し、外気温の違いによる熱取得量の算出結果への影響を除外するよう試みた。3住戸の主要居室において空調機で90分程度温度を下げた後に空調機を停止し、そこから120分程度の温度変化を測定した。それぞれの住戸主要居室における温度の測定点をFig.1内に示す。

(2) 実験結果・考察

実測によって得た3住戸の温度変化をFig.2に示す。さらに、以下の算出式から全熱損失量を算出した。結果

をFig.3に示す。

$$q = \frac{cpV\Delta\theta_{in}}{60}$$

q : 全熱損失量[W]
 cpV : 室内熱容量[J/K]
 $\Delta\theta_{in}$: 室温変化[K]

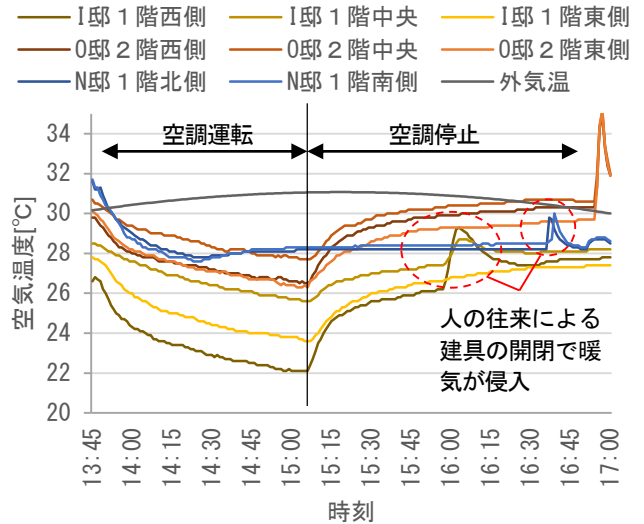
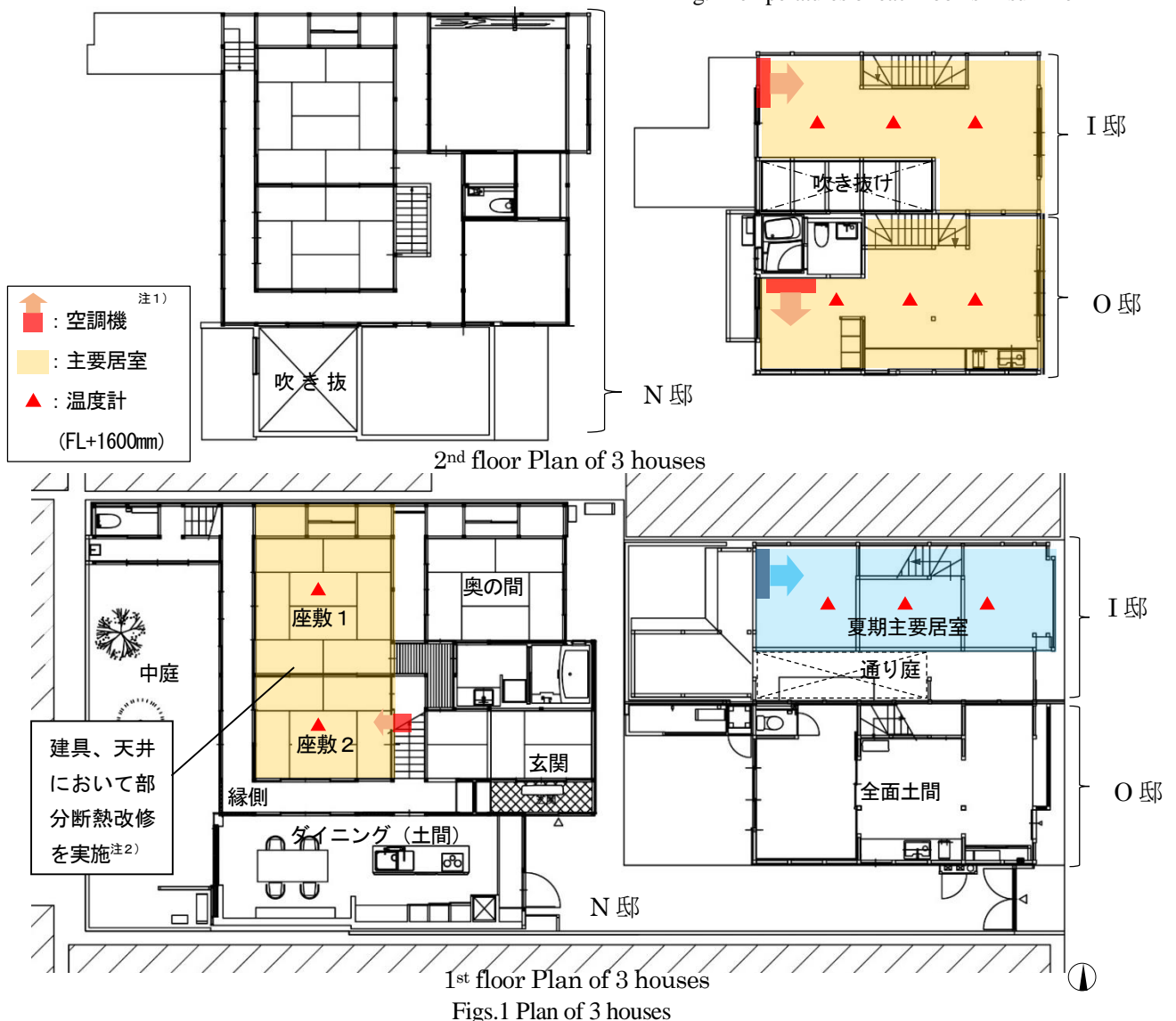


Fig.2 Temperatures of each rooms in summer



Figs.1 Plan of 3 houses

この結果よりN、I、O邸の順に熱取得量が大きくなることが確認できる。O邸の熱取得量が多いのは主要居室2階であり、空調機によって冷やした空気が階段室から1階に逃げていたことや、小屋裏空間がないため、日射の影響を受けたものではないかと考えられる。I邸においては主要居室が1階であり、冷気の逃げ場がなかったこと、日射の影響を受けにくかったこと、隣接する通り庭の土間における蓄冷効果などが影響したと考えられる。N邸での熱取得量が極端に小さいのは主要居室室容積が小さく、さらに部分断熱改修によって気密性能が向上していたことが影響したと考えられる。また、全熱損失量が空調停止後に非常に大きくなっているのは室内外の温度差が大きく、時間経過とともに小さくなっていくためである。

3.3 冬期実測

(1) 実測概要

冬期においては3住戸においてそれぞれ異なる日時に実験を行ったため、熱損失量を室内外温度差で除したものを総合熱損失率と定義し、それぞれの住戸で算出し比較した。空調停止までの空調時間や空調停止時の初期室内外温度差が総合熱損失率の算出にどれほど影響するかを確かめるため、複数の空調時間、初期温度差にて空調停止後の温度変化測定実験を行った。

(2) 実測結果・考察

N邸では部分断熱改修前後での実験を行った。以下の算出式から総合熱損失率を算出した。経時変化をFig. 4に示す。

$$\overline{K \cdot S} = \frac{cpV\Delta\theta_{in}}{60(\theta_{in} - \theta_{out})}$$

$\overline{K \cdot S}$: 総合熱損失率[W/K]
cpV	: 室内熱容量[J/K]
$\Delta\theta_{in}$: 室温変化[K]
θ_{in}	: 室温[°C]
θ_{out}	: 外気温[°C]

Fig. 4ではN邸改修後の総合熱損失率が改修前より大きい値となっており、断熱性能は低いことになっているが、換気による熱損失の影響で空調停止直後は総合熱損失率が大きい値となり、後にその成分が小さくなると一定の値に収束している。つまり、温度差の大小に依存しており、断熱性能が高く、温度差がついている場合において換気による熱損失が不利に影響していることが考えられる。そこで熱損失量と室内外温度差との相関をFig. 5に示す。Fig. 5においては同程度の熱損失量でもN、O、I邸の順に室内外の温度差が大きくなっていることが確認できる。

4. 換気量測定実験

4.1 実験概要

換気回数と温度差の関係性を導き出すために冬期主要居室において換気量測定を行った。実験手法はトレーサ

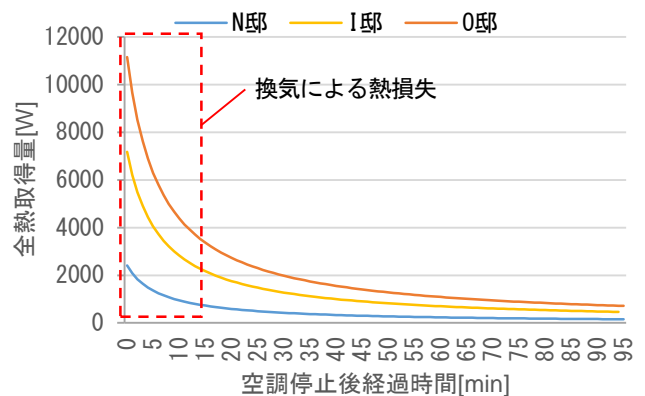


Fig.3 Heat gain change over time in summer

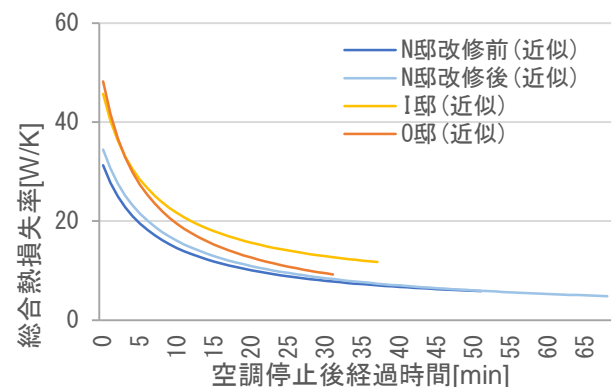


Fig.4 Heat transmission coefficient change over time in winter

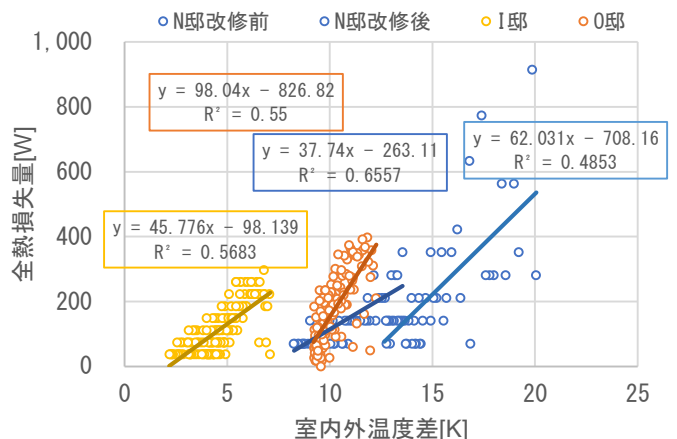


Fig.5 Scatter graph between heat loss and difference in temperature

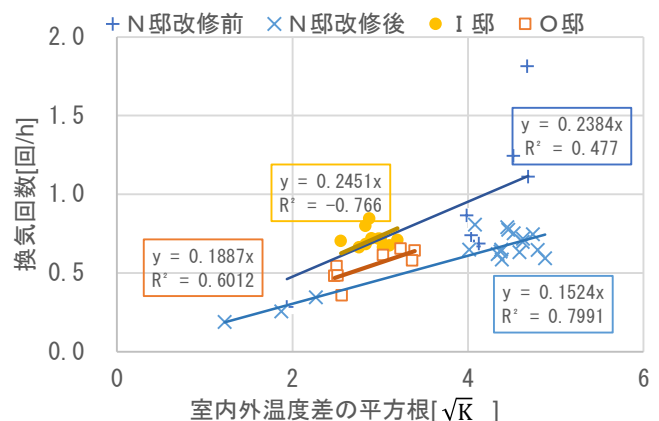


Fig.6 Scatter graph between air changes per hour and difference in temperature

一ガス減衰法を用いた。空調機によって主要居室の空気温度を外気より設定値まで上昇させ、二酸化炭素ガスを散布攪拌、二酸化炭素濃度の7000ppm～8000ppm程度までの上昇を確認して散布攪拌を停止し、その後の濃度減衰を二酸化炭素計によって記録した。実測は3住戸で行い、N邸においては改修前後に行っている。

4.2 実測結果

二酸化炭素濃度の減衰速度から換気回数を算出した。算出結果をFig. 6に示す。この結果より、N邸改修後、O邸、N邸改修前、I邸の順に単位温度差当たりの換気回数が小さく、気密性能が高いことが確認できる。

5. 総合熱損失率による評価

それぞれの住戸における主要居室の総合熱損失率と室内外温度差の相関関係と現行の省エネ基準を総合熱損失率に換算したものをFig. 9に示す。このグラフにおいて冬期空調期間中に室内気温を快適域に保つために最低限必要な温度差13K^{注3)}に着目してみるとI、O邸は基準値を満たしておらず、N邸は基準値を満たしている。

3、4章での全熱損失量と単位温度差あたりの換気回数の算出結果に加え、空調停止時の温度変化測定実験時に測定した主要居室室内側表面温度から以下の熱収支式を作成した。O邸における熱損失量内訳の経時変化をFig. 10に示す。

$$q = q_{\alpha in} + q_Q + q_K$$

$$q_{\alpha in} = \alpha_{in} \cdot S(\theta_{ins} - \theta_{out})$$

$$q_Q = cpQ(\theta_{in} - \theta_{out})$$

$$q_K = K_i \cdot S_i(\theta_{in} - \theta_{out})$$

$K_i \cdot S_i$: 総合熱損失率[W/K]
cpQ	: 換気熱容量[J/K]
θ_{ins}	: 室温表面温度[°C]
θ_{in}	: 室温[°C]
θ_{out}	: 外気温[°C]
α_{in}	: 対流熱伝達係数[W/(m ² ・K)]

この結果より、主要居室内の熱損失量は蓄熱による熱取得と換気による熱損失に大きく依存していることが確認できる。

6. まとめ

実既存住宅ストックでの空調期間中に居住者の主な生活スペースとなる主要居室において、空調停止後の温度変化測定実験の値をもとに、断熱指標を算出する手法を提案した。得られた知見を以下に示す。

- (1) 実測値をもとにした熱取得、熱損失量の算出式を構築した。
- (2) 総合熱損失率と室内外温度差の相関グラフから、主要居室における断熱性能を概ね評価した。
- (3) 熱損失量の内訳を実測値から算出し、総合熱損失率が蓄熱と換気の影響を大きく受けていることを確認した。

今後の展望として、総合熱損失率の算出に当たり、蓄熱成分の取り扱いを複数住戸での実測により定義していく必要があると考えられる。

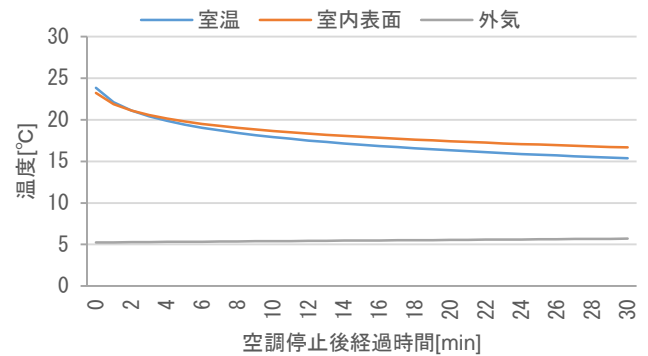


Fig.8 Mr.O's residence temperature change over time

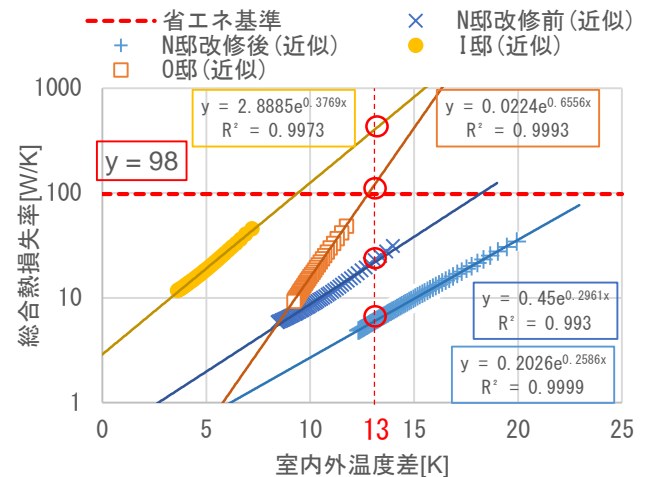


Fig.9 Scatter graph between heat transmission coefficient and difference in temperature

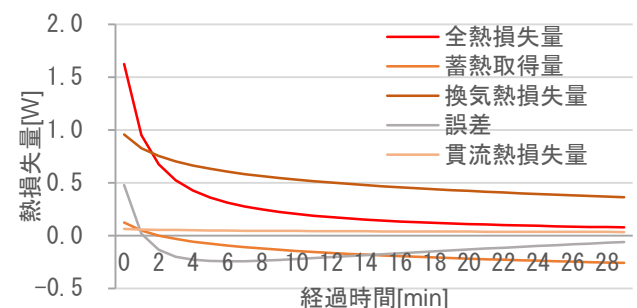


Fig.10 Heat loss change over time

注釈

注1) I邸においては夏期冬期で主要居室が異なったので、夏期の主要居室を青色網掛けで、使用空調機を藍色で表現した。

注2) 天井裏の気密断熱化は2階の床板を一度剥がし、そこから気密性を確保するようにポリエチレンフィルム、グラスウールの順に施工した。建具は気密断熱性能の高い建具に入れ替えた。

注3) 京都の1月の平均気温標準気象データ5°Cと室内快適温度18°Cとの差とした。

参考文献

- 文1) 齋藤宏昭ら：温暖地の木造住宅における部分断熱改修による熱性能改善効果の検証、日本建築学会環境系論文集 第73巻 第632号、pp.1163-1169、2008年10月
 文2) 岩前篤ら：戸建住宅の部分断熱改修による効果に関する研究、日本建築学会大会学術講演梗概集（関東）pp89-90 2006年9月

既存地下街における実績データを用いた省エネルギーの可能性評価に関する研究 Study on the potential assessment of energy conservation by using result data in existing underground shopping mall

○丹原 達 (神戸大学) 竹 林 英 樹 (神戸大学)

Itaru TAMBARA*¹ Hideki TAKEBAYASHI*¹

*¹ Kobe University

An opportunity of collecting result data is increasing with development and widespread of smart meter. Amount of collected result data is huge, so examining effective analysis method is needed to plan effective energy conservation. In this study, we calculate air-conditioning load by using result data. We examine the reduction of air-conditioning load in underground shopping malls by changing the ventilation and leakage load. And we examine the reduction of energy consumption when lighting is upgraded to LEDs and the amounts of air by the air conditioning systems and the exhaust fan are controlled according to the air-conditioning load.

1. はじめに

スマートメータの開発と普及に伴い、実績データを収集する機会が増加しつつある。しかし、収集された実績データは膨大な量になるため、効果的な省エネルギー方策に繋げるには、適切な分析方法を検討する必要がある。

本研究では、民間企業の協力を得て実績データを獲得し、設備図面（機器表、系統図）、点検記録（受電日誌、巡回日誌、計測電力量）などの実績データやヒアリング調査を基に、電力消費量や熱負荷の実態を把握する。さらに、算出した電力及び熱の負荷変動の特徴に基づいて、高効率機器の導入や運用の改善を行った場合の省エネルギーの可能性を検討する。また、従来の検討で用いられてきた原単位と用途別床面積データを用いた算出結果との比較を行い、相違点などを考察する。

2. 分析の概要

2.1 分析の対象

空調機別の空調範囲、空調面積、各空調機の系統、総冷暖房能力を Fig.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る。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。各空調エリアには、その下階にある機械室の熱源機器と空調機によって冷暖房が行われている。外気とレターン空気を混合するエリア（物販1, 2, 3, 物販・飲食、通路1）と全外気のエリア（飲食1, 2, 通路2）があり、それらを冷凍機により冷却し制気口より供給して冷房が行われる。全外気方式の飲食2エリアのみで、外気を電気ボイラーにより加熱し制気口より供給して暖房が行われる。

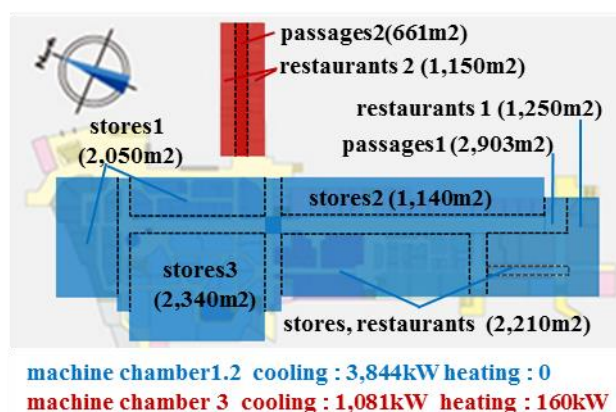


Fig.1 Air conditioning areas and their area use

2.2 電力消費量の内訳

対象施設における電力消費量の内訳（2013年1月～12月）を Fig.2 に示す。照明・コンセントの電力消費量は月変動が小さく、内訳の中で最も大きい。冷凍機・ボイラーの電力消費量は月変動が大きい（4月から11月は冷凍機、12月から3月はボイラー）。冷凍機と比べて、ボイラーの電力消費量は小さく、暖房需要より冷房需要が大きい。ファン動力の月変動は小さい。

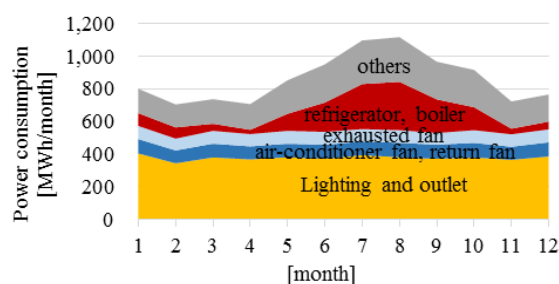


Fig.2 Breakdown of energy consumption

3. 実績データを用いた冷暖房負荷の分析

3.1 照明・コンセント負荷

照明機器の灯数調査やテナントの計測電力量、点灯時間より算出された物販及び飲食エリア、通路エリアの 1m^2 あたりの照明・コンセント負荷と点灯時間を Fig.3 に示す。飲食は照明機器の電力が物販より小さいが、点灯時間が長い同程度であり、通路はさらに小さい電力のため最も小さくなっている。

3.2 人員負荷

入場者数調査結果より算出された物販及び飲食エリア、通路エリアの平日、休日別の 1m^2 あたりの人員負荷を Fig.4 に示す。また、120 店舗ある対象地下街の従業員による人員負荷は、各店舗 3 人を想定して算出した。どちらのエリアでも平日より休日が多い。平日と休日で時刻変動が異なる。また、通路エリアは物販及び飲食エリアより大きい。なお、人員発熱（顕熱＋潜熱）は、空調調和・衛生工学便覧より、通路で $277[\text{W}/\text{人}]$ （歩行）、店舗で $121[\text{W}/\text{人}]$ （滞留）と設定した。

3.3 貫流熱負荷

貫流熱は天井面から侵入すると想定する。外気側の境界条件には相当外気温（神戸大学で測定されている外気温、日射量より算出）を与えた。なお、地表面から地下街までのコンクリートスラブ厚さは 1m 、地表面の日射吸収率はアスファルトを想定して 91% と設定した。

一次元非定常熱伝導方程式を用いてコンクリートスラブ内の温度分布を算出した。算出結果を Fig.5 に示す。深さ 1m の温度は地表面の影響をほとんど受けて、年間を通して約 24°C であり、貫流熱負荷の変動は小さい。

3.4 外気負荷、漏気負荷

1m^2 あたりの外気導入量や排気量の測定値、漏気量の推定値と現況調査により得られた外気導入量の火気使用分必要換気量を Fig.6 に示す。漏気量は外気導入量と排気量のエアバランスを考慮し、陽圧の場合は $0\text{m}^3/\text{h}$ 、陰圧の場合は排気量から外気導入量を引いた値とした。火気使用分が多い飲食 1, 2 や飲食店舗に囲まれている通路 2 で外気導入量や排気量が大きい。

空調機、排気ファンの電力消費量の変動は小さいため、外気導入量や排気量は一年を通して制御されていないと考えられる。外気負荷、漏気負荷は、Fig.6 の外気導入量や漏気量に内外のエンタルピー差、空気密度を掛けて算出する。

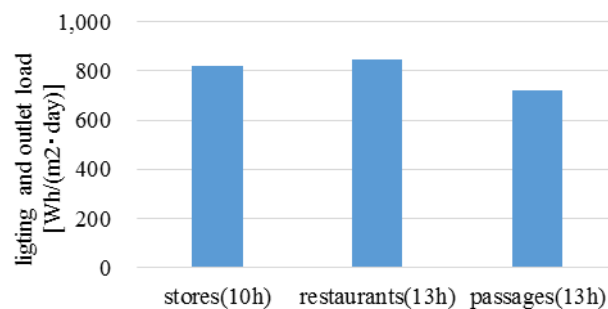


Fig.3 Lighting and outlet electricity



Fig.4 Human heat load

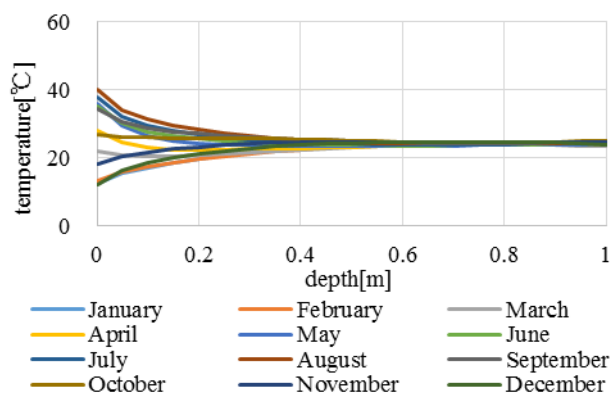


Fig.5 Monthly temperature profile in the concrete slab

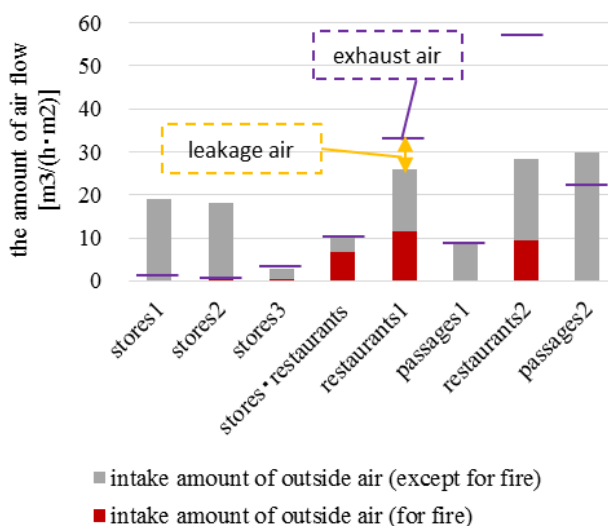


Fig.6 Amount of intake outside air, exhaust air and leakage air

3.5 熱負荷の算出結果

地下街全体の照明・コンセント負荷、人員負荷、貫流熱負荷、漏気負荷、外気負荷及びその合計熱負荷を Fig.7 に示す。照明・コンセント負荷、漏気負荷、外気負荷が大部分を占め、通路の影響により人員負荷が若干大きくなっている。照明・コンセント負荷、人員負荷、貫流熱負荷の年変動は小さく、合計熱負荷は漏気負荷、外気負荷の年変動に依存する。10月から5月には外気負荷、漏気負荷の積算量が負値となり、外気の導入により熱負荷は低減する。

3.6 熱源の電力測定による冷房負荷

3.6.1 COP

実績データの冷水出口温度と冷却水出入口温度、メーカーから提供された特性曲線を用いて機械室1・2系統及び機械室3系統のCOPを算出した。算出結果を Fig.8 に示す。機械室3系統の冷凍機は、若干変動があるものの、どちらの系統の冷凍機もCOPは同程度であり、3.5~4.5である。

3.6.2 冷房負荷算出結果

月毎の電力消費量にCOPを掛けて算出した地下街全体の冷房負荷積算量と電力消費量を Fig.9 に示す。なお、ポンプ・ファン・配管・ダクトでのロス10%を考慮した。冷房負荷積算量は、各機器の電力消費量の特徴を反映している。

3.7 冷房負荷算出結果の比較

熱源の系統を考慮して、機械室1・2系統と機械室3系統に分けて検討する。機械室1・2系統、機械室3系統の熱負荷の積算により算出した冷房負荷、熱源の電力消費量より推定した冷房負荷、典型的な商業施設の原単位より算出した冷房負荷を Fig.10 に示す。原単位より算出した冷房負荷と比較して、積算による冷房負荷と電力消費量による冷房負荷は類似の変動であり、実態を反映していると考えられる。いずれの系統でも6月~9月に原単位による冷房負荷との差が大きく、特に機械室3系統で大きい。飲食2、通路2を含む機械室3系統では、厨房等による火気使用や臭気対策として外気の流入量が大きいためであると考えられる。

同じ商業施設においても物販あるいは飲食といった用途の違いにより変動が大きく異なる。

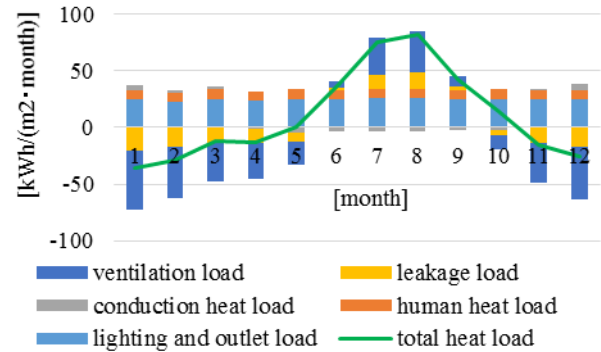


Fig.7 Monthly lighting, human heat, conduction heat, ventilation and leakage load and their total load

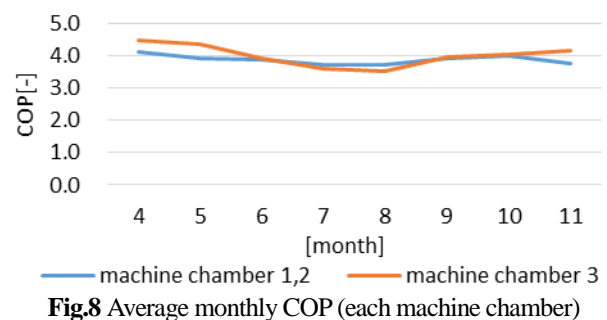


Fig.8 Average monthly COP (each machine chamber)

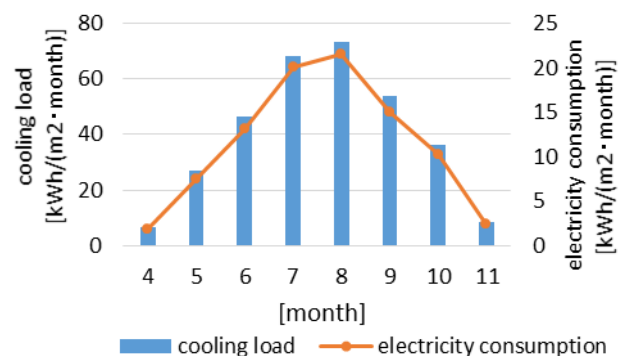


Fig.9 Cooling load and electricity consumption of refrigerator (entire underground shopping mall)

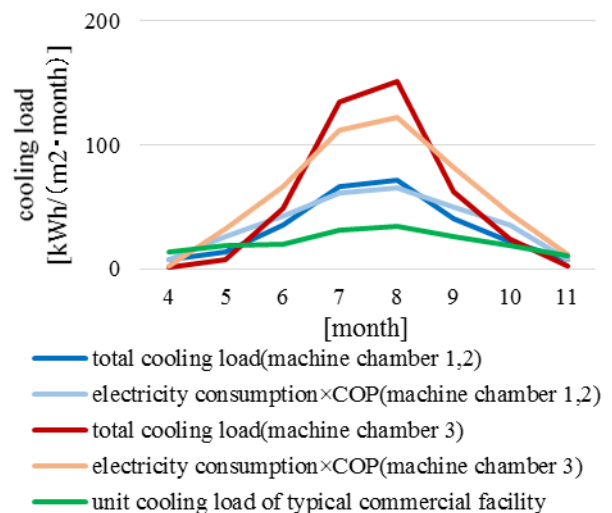


Fig.10 Comparison of cooling load

3.8 暖房負荷算出結果の比較

電気ボイラーは機械室3に1台設置されており、飲食2のみ暖房を行っている。飲食2と飲食2以外の熱負荷の積算による暖房負荷、空気調和衛生工学便覧より発熱効率を98%と設定し、計測されている月毎の電力消費量に掛けて推定した暖房負荷（ポンプ・ファン・配管・ダクトでのロス10%を考慮した）、定格値で稼働した場合の暖房負荷、典型的な商業施設の原単位より算出した暖房負荷をFig.11に示す。冷房負荷の検討と比較して、算出方法による差が大きい。積算による暖房負荷に対して供給熱量が不足しており、既設電気ボイラーでは暖房負荷を処理出来ていない可能性が考えられる。同様に、電気ボイラーが設置されていない飲食2以外のエリアも暖房機器導入検討の必要性があると認識される。

4. 省エネルギーの可能性評価

4.1 省エネルギー方策による冷暖房負荷の変化

熱負荷の積算による冷暖房負荷の考察に基づき、照明機器のLED化、及び、外気導入量、排気量、レターン風量の制御による省エネルギー効果を算出し、導入可能性を考察する。LED化と風量の制御による対象施設全体の冷暖房負荷の変化をFig.12に示す。上記の省エネルギー方策により、冷房負荷は約73kWh/(m²・年)削減される。暖房負荷は53kWh/(m²・年)削減され、風量を適切に制御することで、LED化による暖房負荷の増加が緩和される。

4.2 省エネルギー効果のまとめ

省エネルギー効果のまとめをFig.13に示す（①～⑤はFig.12と同じ）。照明機器のLED化により現状の消費電力量の約9.8%が削減され、ファン風量を適切に制御することで現状の消費電力量の約22%が削減される。

5. 結論

実績データの分析を通して省エネルギーの可能性を明らかにし、実績データを用いた冷暖房負荷の分析を通して具体的な省エネルギー方策を抽出することで、信頼性の高い省エネルギー効果の算出が可能となることを、具体的な検討事例を通して示すことが出来た。

謝辞 本研究は平成26年度大規模CO₂削減ポテンシャル調査・対策提案委託業務「さんちか」の一環として実施された。機器設置、データ回収にご協力頂いたテクノ菱和の中内一仁様、谷口浩一郎様、貴重な助言を頂いた大阪市立大学の磯崎日出雄様、高木舞人様、中尾正喜教授に謝意を表します。

参考文献

- 「都市ガスコージェネレーションの計画・設計と運用」、公益社団法人 空気調和・衛生工学会、2015

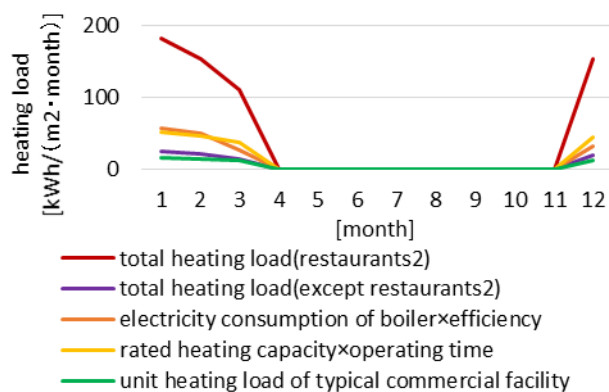


Fig.11 Comparison of heating load

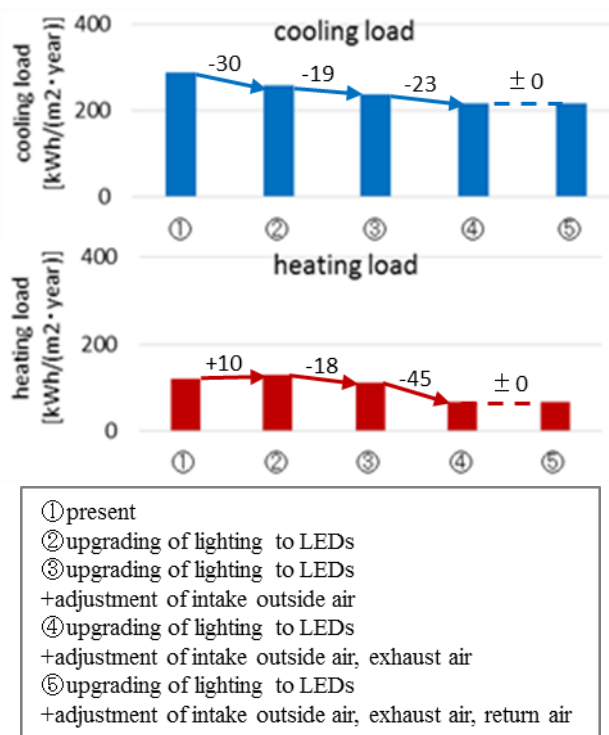


Fig.12 Annual cooling (upper) and heating (lower) load by each energy conservation method

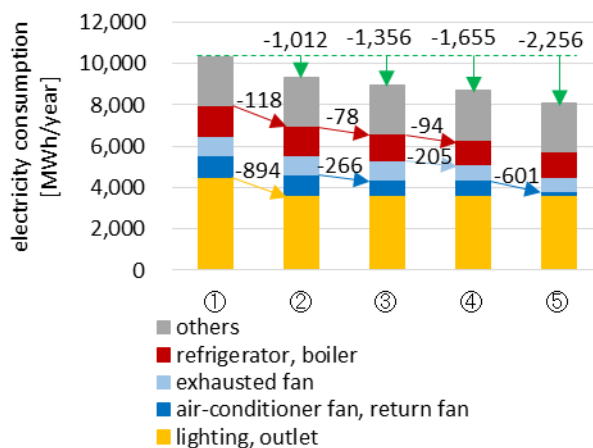


Fig.13 Summary of energy conservation effect

都市型病院の室内環境・エネルギー性能の検証・評価
(第5報) 外気処理システムの検証と送水温度変更運用に関する評価

Verification and Evaluation of Indoor Environment and Energy Performance in Urban Hospital
Part 5: Verification of Outdoor Air Processing System Performance
and Evaluation of Cooling Water Temperature Relaxation

○高橋 直樹 (日建設計総合研究所) 林 英人 (関西電力)
松岡 紗矢佳 (関西電力) 丹羽 英治 (日建設計総合研究所)
田中 英紀 (名古屋大学)

Naoki TAKAHASHI*¹ Hideto HAYASHI*² Sayaka MATSUOKA*²

Hideharu NIWA*¹ Hideki TANAKA*³

*¹ NIKKEN SEKKEI Research Institute *² The Kansai Electric Power Co., Inc.

*³ Nagoya University

This study aims at the energy conservation of K hospital in Osaka, which is planned to reduce environmental load and enrich the quality of cure environment. This paper shows the results of verification of the kitchen ventilating system and outdoor air processing system in the ward, and also reports results of evaluation of cooling water temperature relaxation for heat source.

はじめに

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

本報では、竣工以降に実施した様々な省エネルギー運用のうち、厨房換気及び病棟外気処理システムの省エネルギー性能評価結果、及び中間期における熱源からの送水温度緩和の試運用による効果の評価結果について報告する。

1. 厨房換気用変風量システムの性能検証

1.1 厨房換気用変風量システムの概要

Fig.1 に厨房換気用変風量システム図を示す。厨房換気は、全外気による処理熱負荷が大きくなるため、外気負荷を低減するために変風量制御とした。具体的には、次の4つの制御パターンから選択できる計画とした。

- ゾーン毎の Hi/Lo 切替制御
(中央からの設定、夜間 19～翌3時は Lo 運転、
昼間 3～19時は Hi 運転)
- ゾーン毎の Hi/Lo 手動切替 (厨房従事者による)
- 各系統の厨房機器の消費電流による変風量制御
- 室内温湿度による変風量制御

なお本研究では、全電化の厨房機器を導入している調理室 (AC-0402) 系統を対象とした。厨房機器の設置位置に合わせて給排気用の VAV を4系統に分け、厨房機器の上部に給排気フードあるいは給排気口を設置している。Tab.1 に厨房換気系統の VAV 仕様と厨房機器の電気容量及び最大電流値を示す。

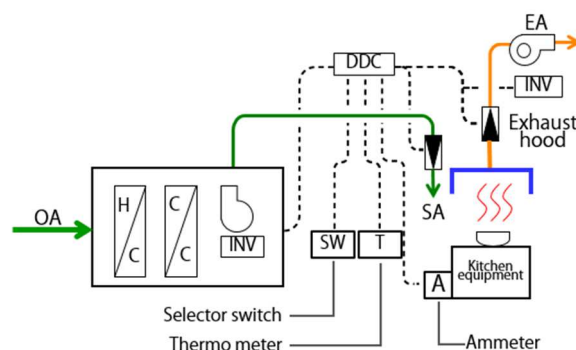


Figure. 1 Variable air volume system in the kitchen

Table.1 Specification of VAV in the air conditioning system of the kitchen

VAV No.	Maximum air volume m ³ /h	Kitchen equipment	Maximum current (A)
1S	7,100	Rotary pot 30.1kW	87
		Oven 38.2kW	110
		Total 68.3kW	197
2S	4,100	IH table 25kW	72
3S	2,300	IH table 15kW	75
4S	1,500	Rice cooker 30kW	87
5S(CAV)	1,400	(for air balance)	

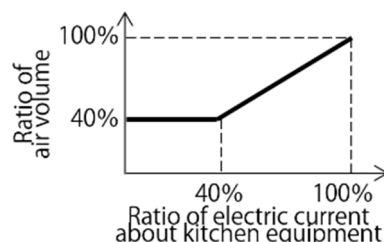


Figure. 2 Logic of variable air volume control caused by electric current of the kitchen equipment

Fig.2 に制御パターン c における厨房機器の消費電流値による変風量制御のロジックを示す。Tab.1 に示した厨房機器の最大電流値を設定最大風量とし、電流値の減少に比例して VAV 風量を低減させ、下限値以下では 40% を維持するものとした。制御時間は 10 秒周期とし、換気風量の確保に配慮し上昇時はすぐに上昇、下降時は 10%/分で下降するものとした。

1.2 厨房換気用変風量システムの性能評価

厨房換気用変風量システムの制御方法による省エネルギー性能等を確認するために、中央監視からの Hi/Lo 切替（制御パターン a）、及び厨房器具消費電流による変風量制御（制御パターン c）に関する試験運用を行った。

中央監視からの Hi/Lo 切替（制御パターン a）について、Fig.3 に VAV 系統ごとの厨房機器の電流値と合計電力量、Fig.4 に AC-0402 系統の給気ファンのインバータ値と消費電力量の関係を示す。厨房機器は、1 時から 16 時頃まで運用されており、特に 9 時から 11 時頃がピークとなっていることがわかる。給気ファンのインバータ値は、Hi 運転の 86% に対して Lo 運転では 58% に減少しており、それに伴い消費電力量も 3.8kWh から 1.0kWh 程度に低下した。

厨房器具消費電流による変風量制御（制御パターン c）について、Fig.5 に VAV 系統ごとの厨房機器の電流値と合計電力量の関係を示す。Fig.3 と同様の厨房機器の運用状況であることがわかる。Fig.6 に AC-0402 系統の給気ファンのインバータ値と消費電力量の関係を示す。給気ファンのインバータ値は、一日を通してほぼ一定の 54% であり、消費電力量は 0.9kWh を示した。但し、9~10 時頃など厨房機器の電流値が上昇している時間帯には、インバータ値が上昇し給気ファンからの風量も増加しており、厨房機器の稼働状況に合わせた変風量制御ができていたことが確認できた。

排気フード近辺に温湿度計（おんどとり）を設置し、変風量制御方法の変更による室内環境への影響を確認した。Fig.7 に制御パターン a と制御パターン c の室内温度比較を示す。両パターンとも、電流値に対する室内温度の分布は同様であり、変風量制御方法を変更により給排気量が減少しても室内環境は同程度であることを確認した。

Fig.8 に変風量制御方法による消費電力量の比較を示す。給気ファンの消費電力量の実測値と比較すると、定風量（推計）を基準として、制御パターン a では 24% 削減、制御パターン c では 77% の大幅な削減となった。Fig.9 にこのときの処理熱量の比較を示す。処理熱量の実測値と比較すると、定風量（推計）を基準として、制御パターン a では 33% 削減、制御パターン c では 56% の削減となった。このように変風量制御方法の変更によるファン動力や処理熱量の大幅な削減が可能であることを確認した。

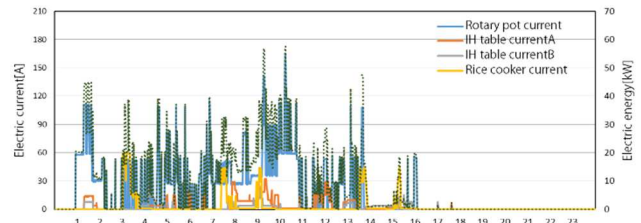


Figure.3 Electric current and electric energy in pattern A

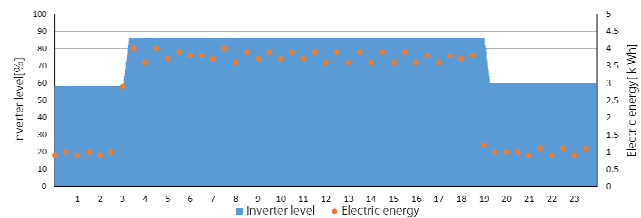


Figure.4 Inverter level and electric energy of supply fan in pattern A

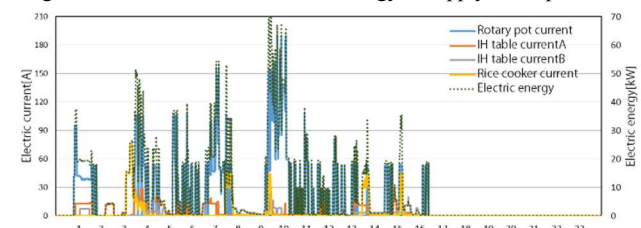


Figure.5 Electric current and electric energy in pattern C

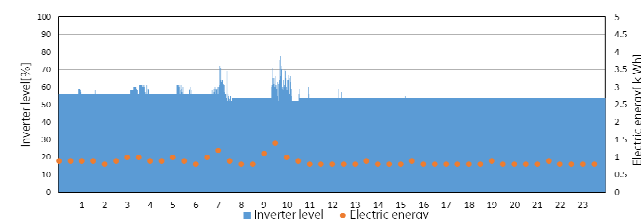


Figure.6 Inverter level and electric energy of supply fan in pattern C

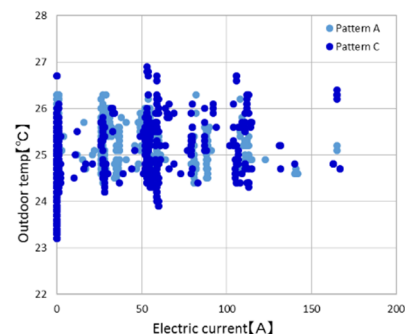


Figure.7 Comparison of indoor air temperature between pattern A and C

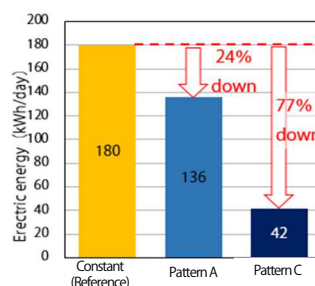


Figure.8 Comparison of electric energy by difference in control method

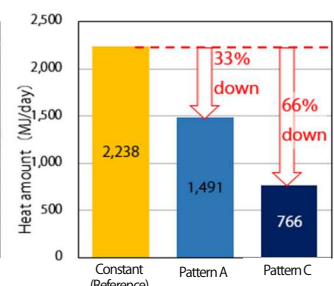


Figure.9 Comparison of heat amount by difference in control method

3. 病棟外気処理システムの性能検証

3.1 病棟外気処理システムの概要

Fig.10 に病棟階の外気処理ダクト系統図と平面図を示す。病棟の外気は、各階に 2 台設置している外気処理エアコン（給気露点温度制御による気化式加湿付き）からループダクトを介して病室等に供給している。昼間は 2 台運転としているが、活動量が少ない夜間（22 時から翌 6 時まで）は一台毎のローテーション運転として、外気処理エアコンの台数制御運転を行っている

3.2 病棟の外気処理システムの性能評価

病棟の外気処理システムの夜間の運転方法による省エネルギー性能や室内環境を確認するために、夜間交互運転（夜間に 1 フloor 外気処理エアコン 2 台を 4 時間ごとに交互運転）と夜間同時運転（夜間も昼間と同様に外気処理エアコン 2 台を同時運転）による比較を行った。なお、この比較を行った 2015 年 2 月の外気処理エアコンの設定は、給気温度 25℃、給気露点温度 17℃であった。

Fig.11 に夜間運転方法による外気温度と外気処理エアコンの電力量の比較を示す。なおここでは、1 フloor 外気処理エアコン 2 台分の電力量を示す。外気処理エアコンの電力量は、外気温度とほぼ線形の関係を示していることがわかる。昼間（6～21 時）は外気温度に対するエアコン電力量の関係は運転方法に関わらず同様であるが、夜間（22～5 時）は、夜間同時運転と比較して夜間交互運転は半分程度の電力量であることがわかる。

Fig.12 に夜間運転方法の違いによる外気処理エアコンの年間電力量の試算結果を示す。こちらも 1 フloor 外気処理エアコン 2 台分を示す。夜間同時運転に対して夜間交互運転では、夜間（22～5 時）で 42%の削減、全日では 14%の削減効果となった。

11 階病棟階を対象に 1 フloor に設置された全てのエアコンについて夜間運転方法の違いによる年間電力量の試算を行った。ここでは、1 フloor 分の病室のルームエアコン・パッケージエアコン、外気処理エアコン、共用部のエアコンが含まれている。Fig.13 に夜間運転方法の違いによる 1 フloor 分の全エアコンの年間電力量の試算結果を示す。夜間同時運転に対して夜間交互運転では、夜間（22～5 時）で 27%の削減、全日では 9%の削減となり、大きな省エネルギー効果があることをわかった。

Fig.14 に病棟の代表室として 11 階の北東 4 床室における冬期の室内温湿度状況について、運転方法による比較を示す。室内温度は、運転方法による違いなく昼夜間とも、設定温度 24℃を概ね満足していることがわかる。室内湿度については、夜間交互運転とした場合は夜間同時運転と比べると、昼間と夜間で湿度の変動が多少みられるが、設定相対湿度 40%以上を概ね満足していることを確認した。

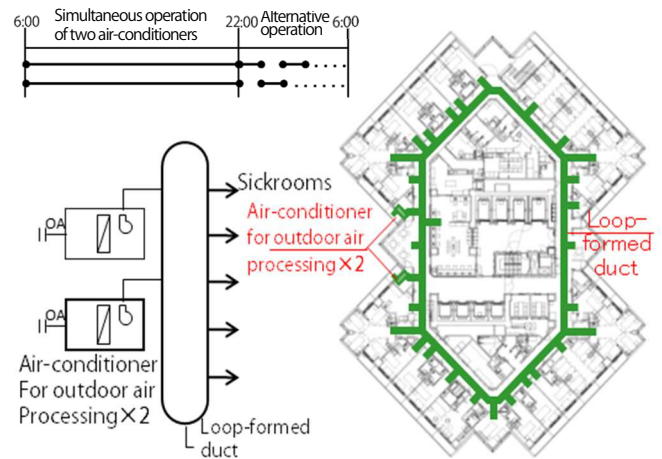


Figure.10 Outdoor air processing duct diagram and plan of ward floor

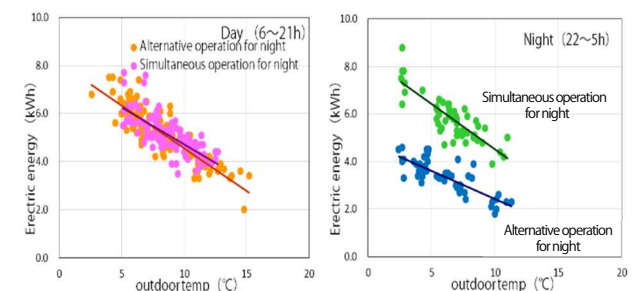


Figure.11 Outdoor air temperature and electric energy of air conditioners in ward floor

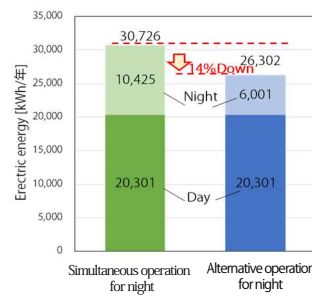


Figure.12 Annual electric energy of air-conditioner by difference in driving method

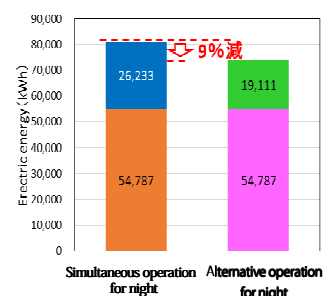


Figure.13 Annual electric energy of all air-conditioner by difference in driving method

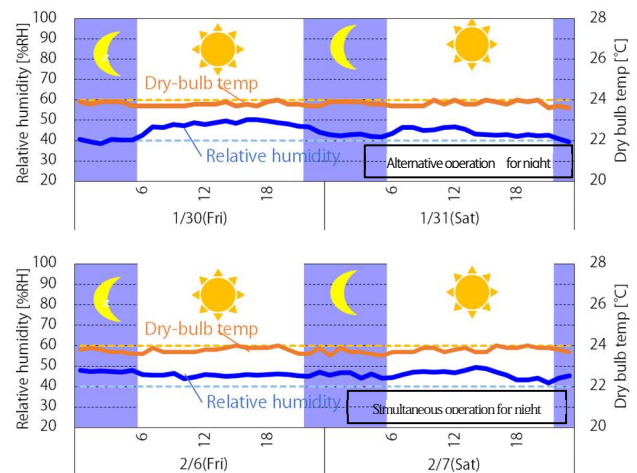


Figure.14 Indoor temperature and humidity comparison of winter season in sickroom

4. 熱源の送水温度緩和による効果検証

4.1 熱源システムの概要

Tab.2 および Fig.15 に、中央熱源の機器リストおよび熱源系統図を示す。冷温水用熱源として、空冷ヒートポンプチャラー (AHP) と地中熱ヒートポンプチャラー (WHP)、冷水専用熱源としてインバータスクリーチャー (SR) で構成されている。地下ピットを利用した冷温水蓄熱槽 (CH-T、1,100m³) により、AHP および WHP の冷水あるいは温水を蓄熱する。

基本的な熱源稼働として、夏季冷房では、SR をベース機として運転しつつ、AHP が冷水蓄熱運転を行い、HEX により冷水放熱する。冬季暖房では、AHP が温水蓄熱運転を行い、HEX により温水放熱を行う。

4.2 送水温度緩和による効果分析

冷房期間である 2014 年 9 月に、SR の送水温度を 7℃ から 8℃ に変更し、1℃ 緩和による試験運用を行った。

Fig.16 に送水温度緩和前後の代表週における熱源負荷の状況を示す。緩和前後では、冷熱負荷が減少しており、熱源の分担比率は SR が減少、AHP が増加した。

Fig.17 に送水温度緩和前後の代表週における SR の COP を示す。SR の本体のみの COP、及び補機込みの COP とも、緩和前後の代表週で 10% 程度向上していることがわかった。

4.3 シミュレーションによる検証

送水温度緩和前後の実運転データを境界条件（処理負荷、冷水往還温度、外気温度）として LCEM シミュレーションに入力することで、緩和効果の検証を行った。

Fig.18 に緩和前後の SR の COP の比較を示す。LCEM シミュレーションによる再現値に対して実運転データは 1 割弱の差があるが、緩和前後で COP が向上する傾向は一致しており、送水温度緩和による熱源 COP の向上効果があることがわかった。LCEM と実測データの差は、低負荷時の部分負荷特性の差によるものと考えられる。

仮にこの期間を通して送水温度緩和をした場合（8℃）としない場合（7℃）について、LCEM シミュレーションによる結果を Fig.19 に示す。その結果、送水温度緩和により 3% 程度の熱源 COP の向上がみられ、一定の緩和効果が見込まれることが判明した。

5. まとめ

本報では、厨房換気及び病棟外気処理システムの省エネ性能評価結果、及び中間期における熱源からの送水温度緩和の試運用による効果の評価結果を報告した。

いずれの外気処理システムとも、大きな省エネルギー効果をあげつつ、室内環境条件を満足していることが判明した。また送水温度緩和については、一定の緩和効果が見込まれることがわかった。

Table.2 List of heat source equipment

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

AHP: Air source heat pump chiller

SR: Water source screw chiller

WHP: Ground source heat pump chiller

HEX: Heat exchanger

CH-T: Chilled and hot water tank

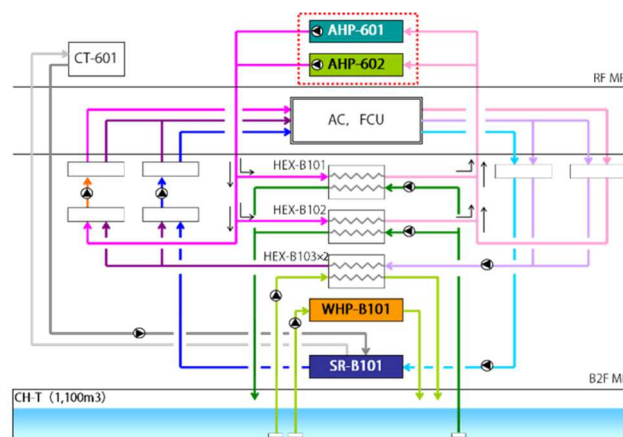


Figure.15 Heating and cooling system diagram

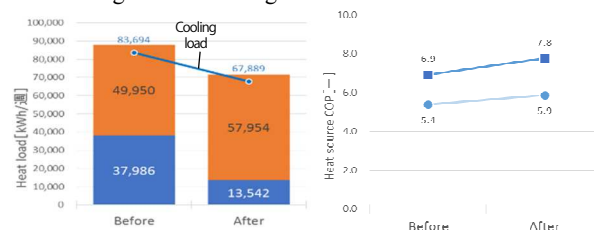


Figure.16 Heat load before and after cooling water temperature relaxation

Figure.17 Heat source COP before and after cooling water temp. relaxation

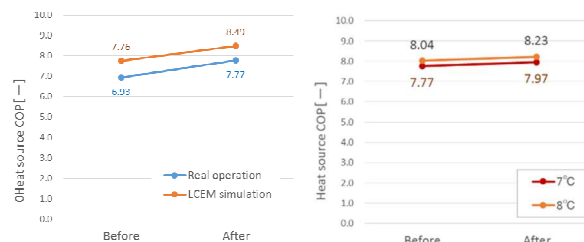


Figure.18 Comparison between actual data and simulation for cooling water temp. relaxation

Figure.19 Examination result by simulation for cooling water temp. relaxation

【謝辞】

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

＜参考文献＞

- 1) 熊田・高橋他：都市型病院の室内環境・エネルギー性能の検証・評価(第1報～第4報), 空気調和・衛生工学会近畿支部研究発表会論文集, 2014.3～2015.3
- 2) 熊田・進藤・高橋他：次世代都市型病院の室内環境・エネルギー性能の検証・評価研究(第1報～第13報), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 2013.9～2015.9

都市型病院の室内環境・エネルギー性能の検証・評価
(第6報) エネルギーマネジメントの取り組みと水・エネルギー消費量の分析・評価
Verification and of Indoor Environment and Energy Performance in Urban Hospital
Part 6: Method of Energy Management and Evaluation of Water and Energy Consumption

○松岡 紗矢佳 (関西電力)

伊東 和美 (関電エネルギーソリューション)

高橋 直樹 (日建設計総合研究所)

田中 英紀 (名古屋大学)

林 英人 (関西電力)

丹羽 英治 (日建設計総合研究所)

田中 宏昌 (日建設計)

Sayaka MATSUOKA *¹

Hidetoto HAYASHI *¹

Kazumi ITO *²

Hideharu NIWA *³

Naoki TAKAHASHI *³

Hiromasa TANAKA *⁴

Hideki TANAKA *⁵

*¹ The Kansai Electric Power Co., Inc.

*² Kanden Energy Solution Co., Inc.

*³ NIKKEN SEKKEI Research Institute

*⁴ Nikken Sekkei Ltd.

*⁵ Nagoya University

This study aims at the energy conservation of K hospital in Osaka, which is planned to reduce environmental load and enrich the quality of cure environment. This paper shows the measures to conserve energy implemented in K hospital, and the result of water and energy consumption of operation in 2015, using the actual operation data. Its energy was reduced by 35% from the conventional hospital benchmark.

はじめに

K 病院は、「地球環境への“負荷”を低減し、治療環境の“質”を向上させる都市型病院」をコンセプトに、旧病院から建替えが行われた。

本研究は、この K 病院を対象に、運用段階における省エネルギー化を推進することを目的とし、室内環境およびエネルギー性能の検証・評価を実施してきた¹⁾²⁾。本報では、エネルギーマネジメントの取り組みと、II 期開院後のデータを含む平成 27 年 1 月～12 月の水・エネルギー消費量の実績を報告する。

1. 建物概要

建築概要を Table.1 に、各階の部門構成を Table.2 に示す。工事は I 期と II 期に分かれており I 期部分は平成 25 年 5 月に、II 期は平成 27 年 2 月に開院した。

2. エネルギーマネジメントの取り組み

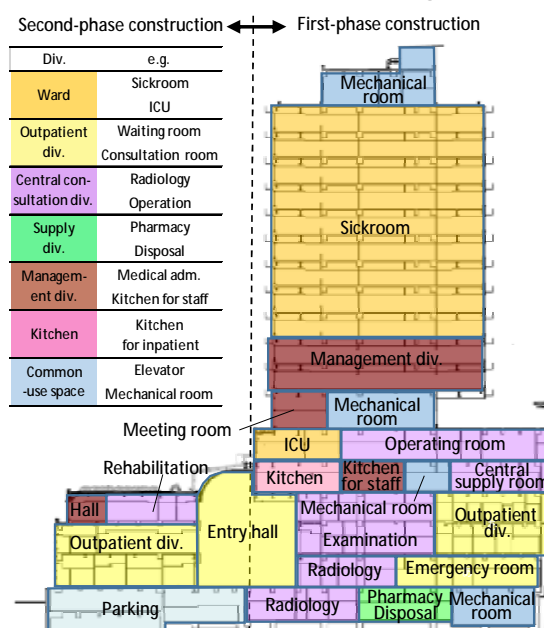
2.1 計測システムの概要

K 病院では設備機器の監視、制御を行う中央監視設備の他、約 4,000 点の計測ポイントを持つ BEMS を導入している。さらに、BEMS データを LCEM ツール³⁾に取り込むことで、実運用データに基づいて機器単体及びシステムの評価を行うシステムを構築した。Fig.1 に概略図を示す。本システムを活用し、設計意図の検証のほか運用適正化による省エネルギーを推進している。

Table.1 Summary of building

Location	Osaka City
Site area	9,664 m ²
Building footprint	4,429 m ²
Total floor area	40,116 m ²
Stories	2 floors in under ground, 18 floors on the ground
Structure	Reinforced Concrete, partial Steel Construction Seismically Isolated Structure
Number of beds	400 beds

Table.2 Division and corresponding floors



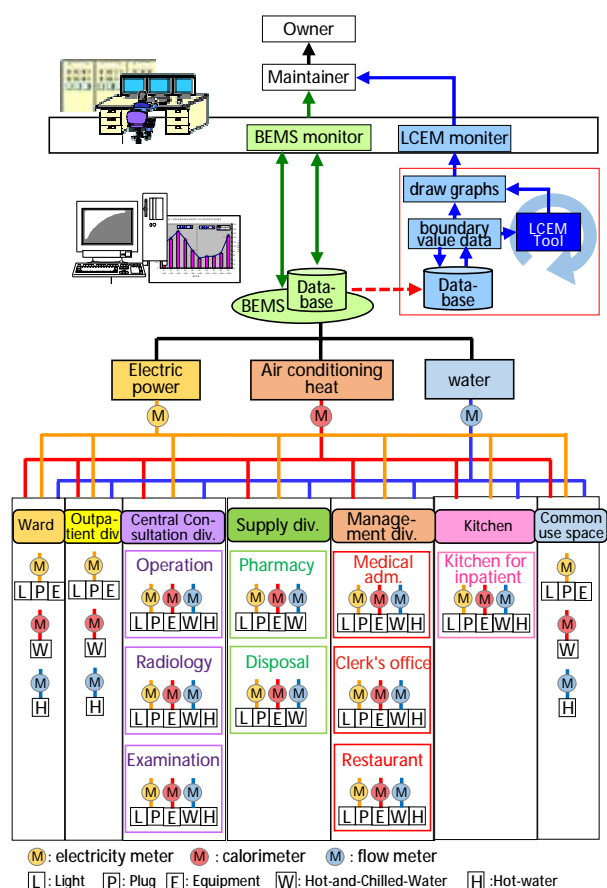


Fig.1 Energy management system diagram

2.2 雨水・ドレン再利用システムの概要

K病院では、市水の他、雨水、空調・加湿ドレン、貯湯槽排水の一部を雑用水に再利用している。概略をFig.2に示す。高層階空調・加湿ドレン排水は、夏期冷房時の空調室外機散水に利用した後、再度回収することで再利用効率を高めた。また、散水を行わない期間もドレン排水を回収できるよう、2015年1月に配管を追加敷設し、更なる再利用率向上を図った。

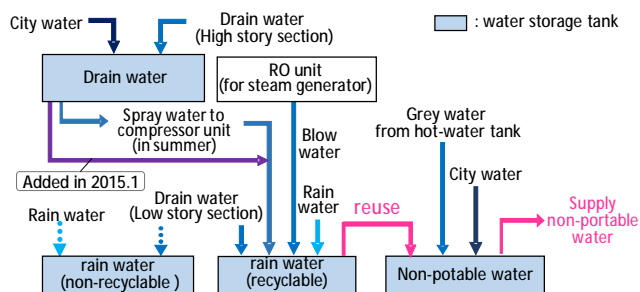


Fig.2 Water recycling system

2.3 実施した省エネルギー・省資源対策

K病院では、建物計画段階から関係者によるマネジメント体制を構築し、運用開始後も継続的な性能検証を実施している。一次エネルギー消費量原単位・水使用量原単位を従来型病院に対し20%以上削減するという設計

目標を念頭に、これまでに様々な省エネルギー・省資源のための活動を実施した。代表例を以下に示す。

- 1) 熱源：中間期の冷水送水温度緩和、冷却水下限值の変更（総電力量に対する推定削減率：0.16%）
- 2) 搬送：ポンプ周波数下限値・吐出圧の低減（同0.69%）
- 3) 空調・換気：機械室内の設定温度緩和、厨房系統換気制御の変更、病棟夜間の外気導入量低減、空調運用時間の短縮等（同5.08%）
- 4) 照明：共用部減灯、消灯時間変更（同2.39%）
- 5) 給水：空調ドレン回収量拡大、トイレ洗浄量設定変更

3. 水使用量の分析

3.1 上水使用実績

部門別の上水使用量はFig.3に示すように、厨房が28%と最も大きく、次いで給湯が21%、病棟が19%と続いた。Fig.4に示す月別推移を見ると、給湯・加湿への需要が増加する冬期に上水使用量が高くなる。またII期開院による顕著な影響は見られなかった。

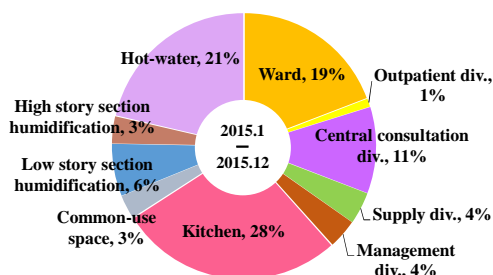


Fig.3 Annual ratio of potable water usage

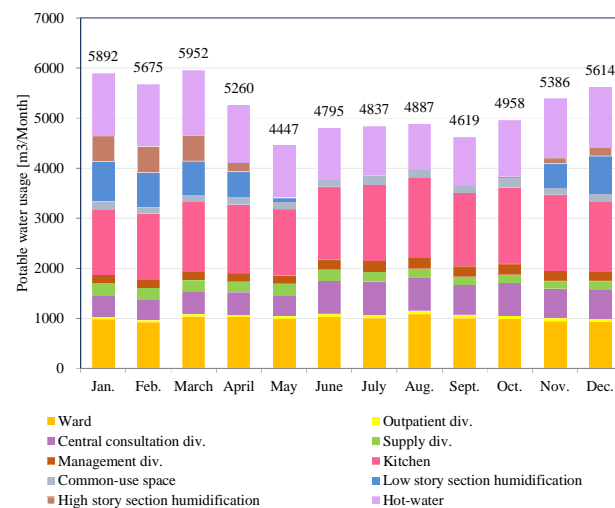


Fig.4 Divisional potable water usage

3.2 雑用水使用実績

雑用水使用量の月毎の推移をFig.5に示す。特に夏期（7,8月）と冬期（1,11,12月）に再利用水の割合が高いが、これは空調ドレン量が増加している点や、夏期は空調室外機散水後の水の回収量が多い点が影響していると推測される。雑用水に占める再利用水の割合は年間平均で58%であり、前年の49%から増加した。

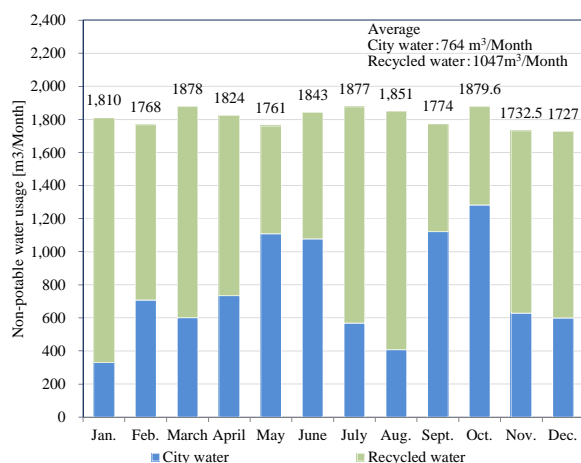


Fig.5 Non-potable water usage

3.3 水使用量原単位

2015年の年間水使用の構成はFig.6に示すとおり、市水受水が86%、再生水が14%であった。雑用水は水使用全体の32%を占め、雑用水への上水補給は全体の19%であった。水使用量原単位をFig.7に示す。近年の総合病院における平均値750L/床・日⁴⁾に対して、K病院の市水使用量は544L/床・日となり、目標を上回る28%減となった。また、再生水を含めた水使用量原単位は630L/床・日であった。なお、2014年に比べ1床当たりの水使用量が増加しているが、これはⅡ期開院による面積増加や屋上庭園への散水の影響によるものである。

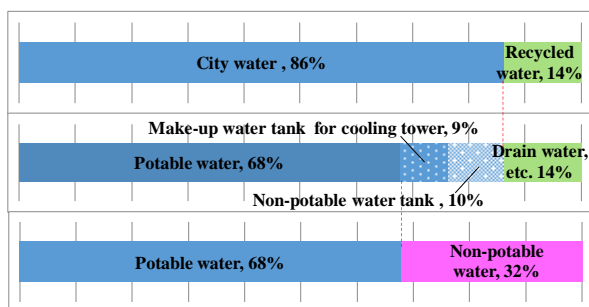


Fig.6 Composition ratio of water usage

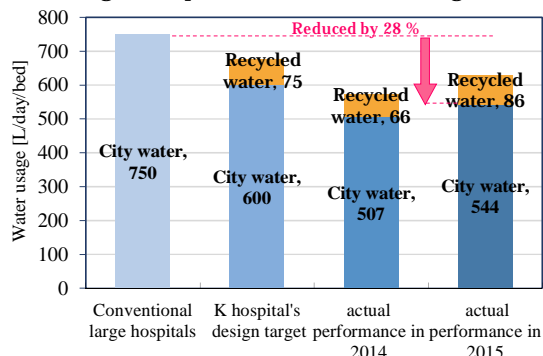


Fig.7 Water consumption

4. 電力消費量の分析

4.1 電力消費量・最大電力量実績

電力量・デマンドの月毎の推移をFig.8に示す。電力

量・デマンドとも最大となったのは夏期の8月であった。年間の夜間電力量比率は37%であり、季節による変動はあまり見られなかった。

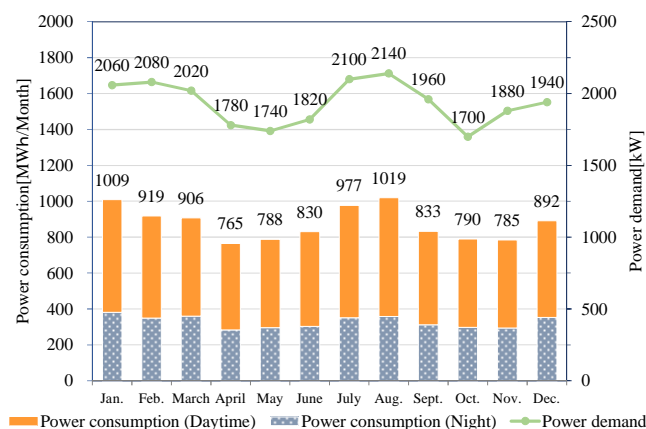


Fig.8 Power consumption and power demand

4.2 用途別電力消費実績

用途別電力消費量の月毎の推移をFig.9に示す。熱源空調は季節による変動が大きい、その他の用途はほぼ一定であった。年間の用途別消費電力量の割合はFig.10より、熱源空調が36%と最も大きく、次いで照明・コンセントが33%であった。なおコンセントには、病室ルームエアコン130台の消費電力量も含まれている。

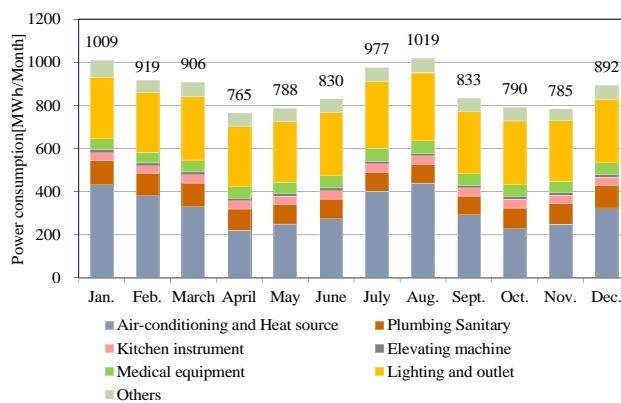


Fig.9 Power consumption classified by use

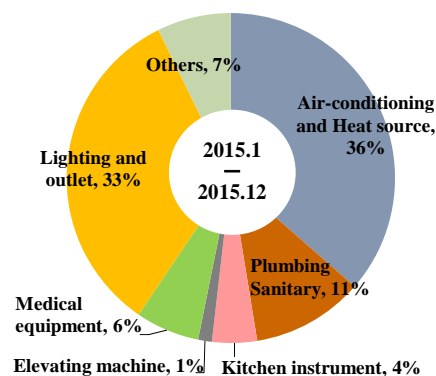


Fig.10 Annual ratio of power consumption classified by use

4.3 部門別電力消費実績

部門別電力消費量の月毎の推移を **Fig.11** に、年間平均を **Fig.12** に示す。部門別の構成比は各月でほぼ一定であり、中央診療と病棟の割合が大きい。大規模病院の調査結果⁵⁾と比較すると病棟の消費量が小さいが、これは病棟に個別分散型空調を採用した効果だと推定される（空調不要室の停止等による運転最小化、搬送動力の低減）。また、Ⅱ期開院に伴い主に外来部門の面積が増えたため、消費量の割合も前年に比べ**3%**増加した。

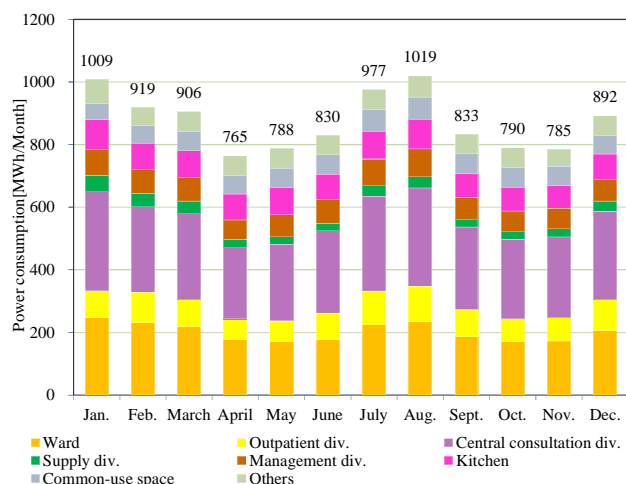


Fig.11 Divisional power consumption

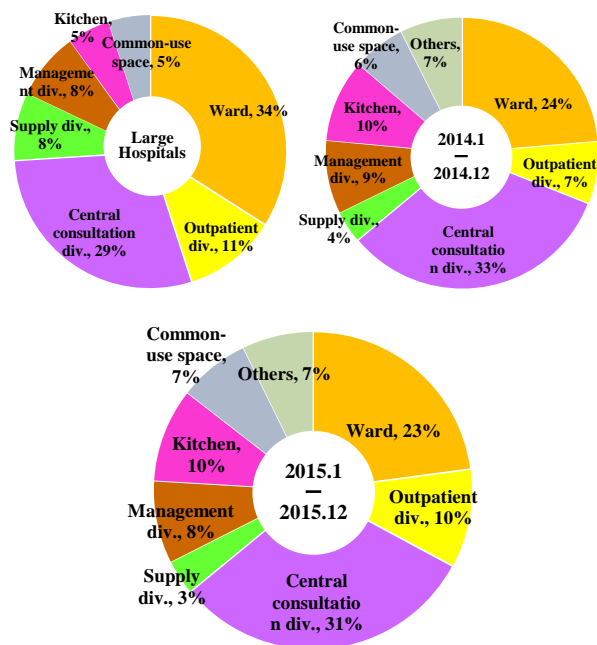


Fig.12 Annual ratio of divisional power consumption

4.4 年間一次エネルギー消費量原単位

Fig.13 に、一次エネルギー消費量原単位を示す。**2015** 年の実績では、従来型の大規模病院⁶⁾に対して **35%**減、前年比では **11.4%**減であった。これは、**2.3** で述べた省エネルギー・省資源対策や、Ⅱ期開院部分の一部に駐車

場等のエネルギー使用量が小さい用途の面積を含む点が要因だと考えられる。

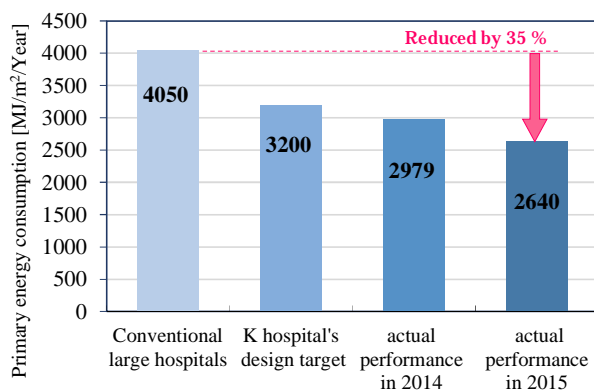


Fig.13 Primary energy consumption

5. まとめ

本報では、**K 病院**のエネルギーマネジメントの取り組みと、Ⅱ期開院後を含む平成**27**年**1**月～**12**月の水・エネルギー使用実績について報告した。

- ・1床あたりの平均市水受水量は**544L/床・日**であった。前年比で**7%**の増加だが、これはⅡ期開院による面積増加や屋上庭園への散水の影響によるものである。
- ・年間一次エネルギー原単位は、**2,640MJ/m²・年**であり、前年比で**11.4%**の削減となった。
- ・水使用量・一次エネルギー消費量の原単位はともに、当初目標（従来型病院に対し**20%**削減）を大幅に上回り、水使用量では**28%**の削減、一次エネルギー消費量では**35%**の削減を達成した。

注1) 原単位算出の条件

2月**16**日にⅡ期部分が開院したため、**1**～**2**月はⅠ期の面積(**33,753** m²)を、**3**月はⅠ期＋Ⅱ期の面積から改修部分を除いた面積(**39,000** m²)を、**4**月～**12**月はⅠ期＋Ⅱ期の総面積(**40,116** m²)を用いた。

注2) 一次エネルギー換算係数

昼間は**9.97MJ/kWh**、夜間は**9.28MJ/kWh**を用いた。

参考文献

- 1) 熊田・高橋他：都市型病院の室内環境・エネルギー性能の検証・評価（第1～2報）,空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集,2014.3
- 2) 高橋・熊田他：都市型病院の室内環境・エネルギー性能の検証・評価（第3～4報）,空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集,2015.3
- 3) 国土交通省：Life Cycle Energy Management ツール
- 4) (社)日本医療福祉設備協会：病院設備設計ガイドライン（衛生設備編）HEAS-03-2011
- 5) (財)省エネルギーセンター：病院の省エネルギーポイント
- 6) (財)省エネルギーセンター：平成15年度ビル省エネルギー使用に係る実態調査

二建物間における冷温水の建物間カスケード利用システムの省エネルギー効果に関する研究 Study on Energy Conservation of Inter – Building Heat Cascade Use System

○浅田 雄樹 (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)

Yuki ASADA^{*1} Masatoshi NISHIOKA^{*1} Masaki NAKAO^{*1} Minako NABESHIMA^{*1}

^{*1} Osaka City University

Inter-Building Heat Cascade Use System allow buildings to reduce primary energy consumption by changing the flow pattern depending on the Air-conditioning load. In this paper, we focused on its energy conservation, we build Inter-Building Heat Cascade Use System simulation model including control system. We do a case study using the simulation to explain its energy saving effect, and it is shown that this system can reduce energy about 21.7% in middle seasons and 34.2% in summer. Also, we showed that various conditions have an effect on this system energy conservation.

1. 研究背景・目的

1.1 研究背景

民生業務部門の内、業務ビルで消費されるエネルギー全体の約4割を占める空調設備用エネルギーに着目すると、負荷に応じた最適な運転制御により省エネルギー化が期待できる。ここでは、空調設備の省エネルギー策として、建物間熱融通と冷水カスケード利用の二点を挙げる。建物間熱融通では、複数の個別熱源を融通配管で繋ぐことで、複数建物を一括して熱源機の台数制御を行う。さらに、効率の良い熱源機を優先的に選択可能すれば、省エネルギー化が高まるであろう。また、冷水カスケード利用では、熱の供給先である空調機をシリーズ化して、一度利用した冷水を再度利用することで、冷水流量を抑え搬送動力を低減できる。建物間熱融通の事例として、国土交通省の建物間熱融通普及マニュアルでは、「新横浜地区における三施設間熱融通」を紹介しており、施設の設備更新に合わせて三施設を熱導管で接続し、建物間で冷温熱を最適配分することにより、負荷の平準化、負荷率改善によるシステム効率向上が可能となっている。また、単独施設での冷水カスケード利用による省エネルギー効果も実証されている。¹⁾

以上を踏まえて、本研究では、建物間熱融通を採用し、これに加えてカスケード利用を用いた場合の効果について検討し、「建物間カスケード利用システム」を提案する。

1.2 建物間カスケード利用システム

建物間カスケード利用システムでは、個別熱源を持つ建物をループ配管に接続し、空調機の熱負荷状況に応じて、熱源及び搬送設備の特性からトータルの一次エネルギー消費量を最小にする熱搬送経路を構成可能とする。

本システムにより、建物間熱融通による熱源機の台数削減効果、冷水カスケード利用による搬送動力低減効果が期待できる。しかし、負荷に応じた熱搬送経路の切り替えに伴う熱損失の発生が懸念される。

1.3 研究目的

これまで、我々は熱バケット搬送システムに発生する熱損失に着目して研究を進めてきた。²⁾しかし、前システムは蓄熱槽を介した熱搬送を行うため、回路構築の制御が複雑であり、省エネ効果の試算を行えていなかった。そこで、本報告では、制御をより簡易化し、熱交換器を介した間接接続による建物間熱融通を行う本システムの省エネルギー性に着目し、シミュレーションによるケーススタディを通じて、以下の二点を明らかにする。

- ① 熱源特性、負荷条件等の諸条件が本システムの省エネルギー性に与える影響
- ② 空気条件、非定常損失も考慮に入れた本システムの省エネルギー効果

以上の2点より、従来の熱搬送システムと比較して本システムの優位性を示す。

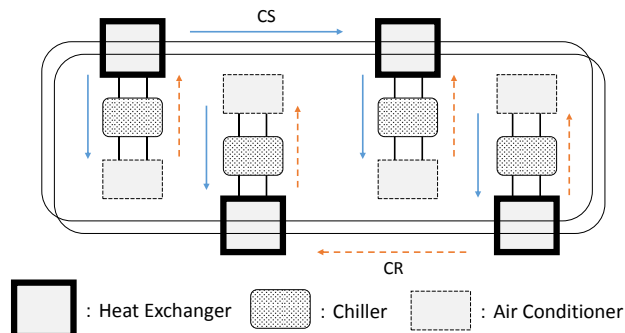


Figure 1 Inter – Building Heat Cascade Use System

2. 建物間カスケード利用システムシミュレーション

2.1 概要・目的

二建物において、本システムを導入した際の省エネルギー効果の定量的な把握を目的として、物理モデリングツール Dymola（以下、ツール）上に制御システムを含めた建物間カスケード利用システムモデルを構築した（Figure 2）。本モデルは、咲州地区の実証設備を模しており、本システム構築に伴う機器類は全てツール上でモデル化されている。本報告では、LBNL により制作された Modelica Buildings Library 内に実装されている機器モデルを使用した。

2.2 本研究で想定する熱搬送パターン

本システムは、熱負荷状況に応じて熱源を選択し、エリアでの一次エネルギー消費量を最小とする熱搬送パターンを決定する。そこで、本研究では、熱搬送方法を 3 種類設定し、熱源や空調機の組み合わせを考慮して以下に示す 5 種をフローパターンとして想定する。

① N パターン（Figure 3）

N パターンは、各建物の熱源機が各自の空調機へと冷水供給を行う個別熱源システムである。主に、両建物の負荷が大きく一つの熱源機で負荷が賄えない時間帯の運転切替を想定している。

② A パターン（Figure 4）

A-1 パターンは、熱源機 A から建物 A の空調機へと冷水供給すると同時に、ループ配管を通じて建物 W の空調機へと熱搬送する建物間熱融通システムである。主に、負荷が大きく、各空調機の温度差が大きい時間帯の運転切替を想定している。また、A-2 パターンは、A-1 パターの逆で、建物 W から建物 A へと冷水供給するパターンである。

③ B パターン（Figure 5）

B-1 パターンは、熱源機 A から建物 A の空調機へと冷水供給し、その二次冷水を建物 W の空調機へと熱搬送する建物間カスケード利用である。主に、負荷が小さく、各空調機の温度差が小さい時間帯の運転切替を想定している。また、B-2 パターンは、B-1 パターの逆で、建物 W から建物 A へと冷水供給するパターンである。

本報告では、回路切替時に発生する熱損失を考慮に入れるため、熱搬送配管の内部温度により順次冷水を搬送する仕組みを構築する必要があった。そこで、先に述べたフローパターンを実現するため、Figure 6 に示す一例のようなシーケンス制御ロジックをモデルに与えた。以下に、フロー図内の記号について示す。

$T_{HEX2_A_in}$: HEX2 建物 A 側入口温度[°C],

$T_{HEX1_L_in}$: HEX1 ループ側入口温度[°C],

$T_{HEX1_W_in}$: HEX1 建物 W 側入口温度[°C]

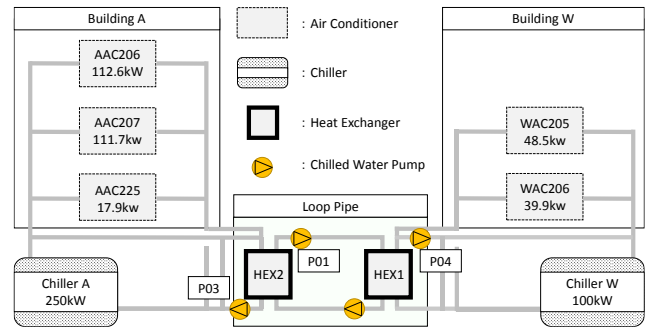


Figure 2 Facilities Overview

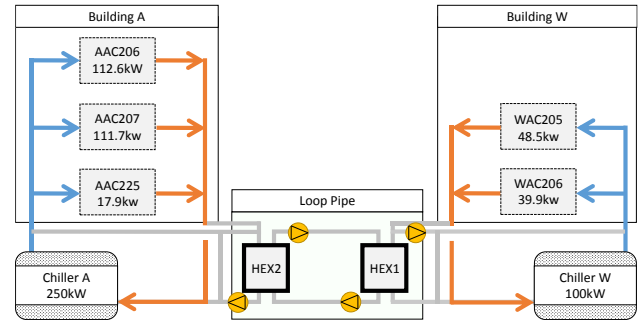


Figure 3 N pattern

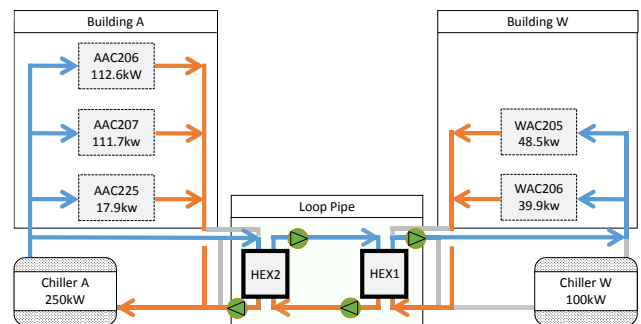


Figure 4 A pattern

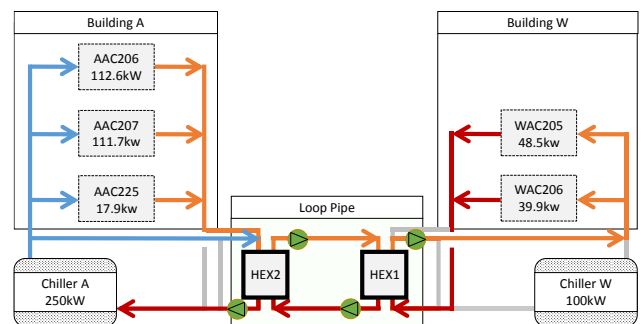


Figure 5 B pattern

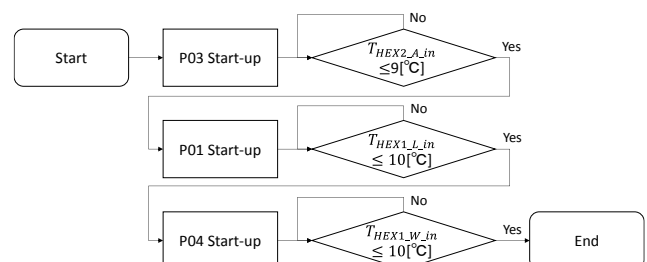


Figure 6 Sequential Control Flow diagram (A-1 pattern)

3. 建物間カスケード利用システムの省エネ性の検討

3.1 概要

建物間カスケード利用システムの省エネルギー性と諸条件が本システムに与える影響について明らかにするため、前節で示したフローパタンモデルについてケーススタディを行い (Table1)、個別熱源システム (N パタン) に対して本システムによるエネルギー削減率を算出した。ここで、本システムでは前節で想定した 5 種のフローパタンから負荷に応じて最も省エネとなるものを選択する事とし、以下のステップでその決定を行った。

3.2 フローパタン決定ステップ

① 一次エネルギー消費量の算出 (Figure 7)

想定した 5 つのフローパタンにおいて、1 分毎の一次エネルギー消費量を算出する。

② 吹出し空気温度の確認 (Figure 8)

建物間での熱搬送を行う A・B パタンに対して、Table2 に示す吹出し空気設定温度を満たす時間帯を抽出する。

③ フローパタンの決定 (Figure 9)

②において抽出した時間帯のうち、エネルギー削減率が最大となるフローパタンを選択する。なお、エネルギー削減率 R_i は Equation1 により計算する。

以上のステップから選択したフローパタンでの一次エネルギー消費量の累積値と、N パタンの累積値を比較して本システムの省エネルギー効果を把握する。

3.3 負荷条件

咲州地区の実証設備での実測データを基に、Figure2 に示した 5 台の空調機にスケジュールを与え、空気条件 (室内温湿度、吹出し空気設定温度、風量) から得た空調負荷との組み合わせにより一日の負荷変動を表現した。

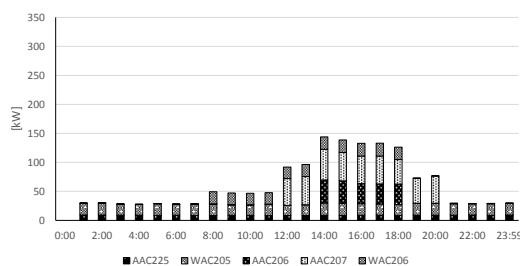


Figure 11 Air Conditioning Load (Middle Season)

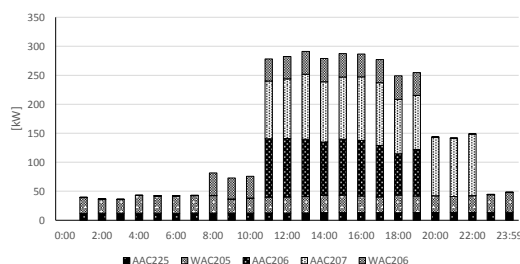


Figure 12 Air Conditioning Load (Summer)

Table 1 Case Study

Seasons	case	Condition	min	reference	max
Middle	3, 1, 5	Available	×	×	×
Summer	4, 2, 6	Capacity Rate	×	×	×
Middle	7, 1, 9	Chiller	A: Turbo	A: Gas	A: Turbo
Summer	8, 2, 10	Characteristic	W: Gas	W: Turbo	W: Turbo

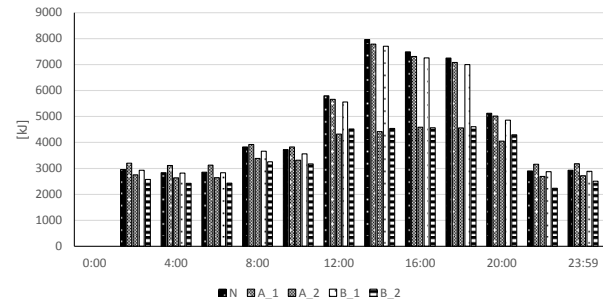


Figure 7 Primary Energy Consumption

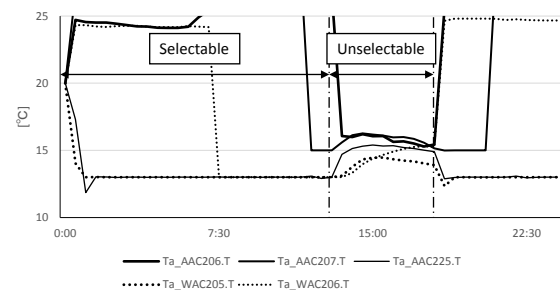


Figure 8 Confirmation of Supply Air Temperature

Table 2 Preset Temperature

AC No.	Seasons	Preset Temperature
AAC206 AAC207	Middle	15°C
	Summer	13°C
AAC225 WAC205 WAC206	Middle	13°C
	Summer	11.5°C

$$R_i = (P_N - P_i) / P_N \times 100 \quad \text{Equation 1}$$

P_N : Primary Energy Consumption (N pattern) [kJ]

P_i : Primary Energy Consumption (A or B pattern) [kJ]

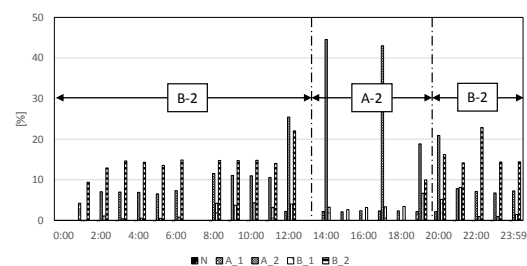


Figure 9 Decision of Flow (case 1)

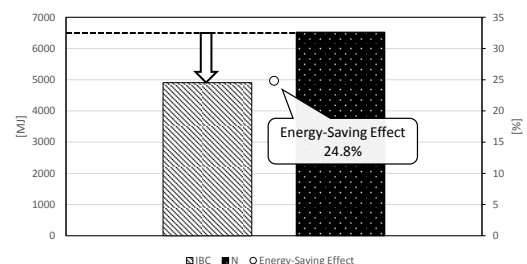


Figure 10 Energy-Saving Effects (case 1)

3.4 熱源特性 (Figure 11)

本検討での熱源容量は、Figure2 に示すように各空調機の定格容量に合わせ、建物 A・W でそれぞれ 250kW, 100kW と設定した。また、熱源特性として、スクリー冷却機（水冷式・高効率, RS(CW)-XX2-303H(M)_113）、吸収冷温水機（二重効用・1.4 クラス RH-XX3-303H_80-500, 共に国土交通省官庁営繕開発の LCEM ツール Ver3.03 より引用）の特性を使用した。

4. 建物間カスケード利用システムによる省エネ効果

以下に、検討結果を示す。

中間期での省エネルギー効果は、case3 で最大 29.0%, case7 で最小 8.7% となり平均 21.7% のエネルギー削減が可能と確認した。ここで、case3 において選択されたパターンを見ると、0:00-12:00 に B-2、14:00-18:00 に B-1、18:00-は A-2 と、負荷の大きさが違う時間帯でフローパターンを変更していることが分かる。また、フローパターンが固定していた場合、本システムの一日当たりの一次エネルギー消費量と比較すると、case3 では B-1 パターン固定の場合と比較して 1800MJ の差が生まれ、フローパターンによっては N パターンより増エネになる可能性もあることを確認した。以上より、負荷に応じて回路を切替える本システムの優位性を確認した。

また、夏期での省エネルギー効果は case6 で最大 46.8%, case4 で最小 9.6% となり平均 34.2% のエネルギー削減が可能と確認した。

最後に、各季節での省エネルギー効果に着目すると、case1,3,5 の比較により、熱源容量安全率が小さくなると、中間期の低負荷時間帯では高効率熱源機が高負荷率で稼働し、運転効率が向上するため省エネルギーになることが確認できた。また、case2,4,6 の比較により、安全率が大きくなると、夏期の高負荷時間帯での大容量熱源機により建物間熱融通が可能になるため、熱源機の台数削減やそれに伴う補機動力の低減が可能と分かった。

さらに、熱源機の組み合わせは、case1,7,9 の比較により空調容量の小さい建物に高効率熱源機を導入する事で、中間期の低負荷時間帯で高効率熱源機による建物間熱融通の効果が出やすいと確認した。

5. まとめ

(1) 二建物において、本システムを導入した際の省エネルギー効果の定量的な把握を目的として、制御システムを含めた建物間カスケード利用システムモデルを構築した。

(2) 構築モデルを利用したケーススタディにより、フローパターンが固定していた場合より、省エネルギーになることを確認し、負荷に応じて回路を切替える本システムの優位性を確認した。

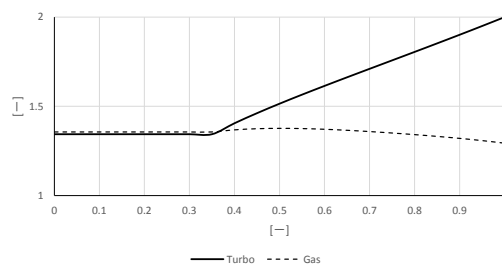


Figure 11 Chiller Characteristic

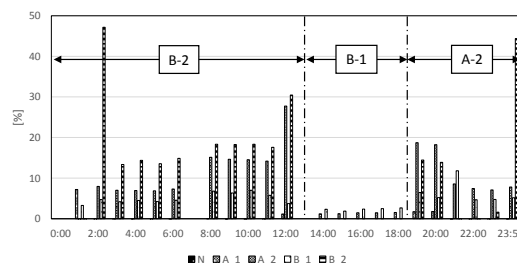


Figure 12 Decision of Flow (case3)

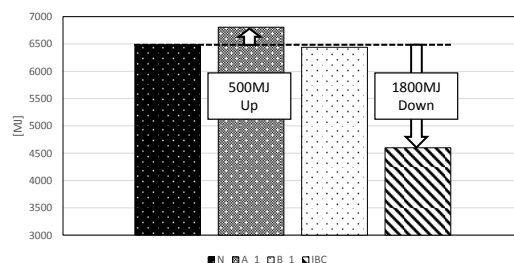


Figure 13 Comparison of Primary Energy Consumption (case 3)

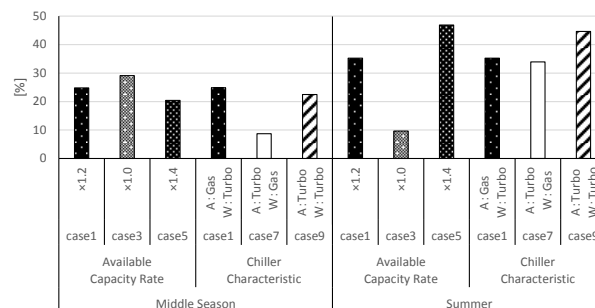


Figure 14 Energy-Saving Effects

【参考文献】

- 1) 篠島隆司ほか、イオンモール草津の空気調和設備、空気調和・衛生工学第 85 巻、2011 年 7 月
- 2) 浅田雄樹ほか、冷・温水の熱パケット搬送における管路熱損失の検討（第 2 報）模型設備による熱パケット搬送実験、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、2014 年 3 月

【あとがき】

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

【謝辞】

本研究を行うにあたりご協力賜った大阪市立大学都市エネルギー研究開発センターの長廣剛氏に感謝の意を表します。

中規模オフィスビルにおける熱源リニューアルの計画と実測評価 Plan and Performance Evaluation on Refurbishment of heat source system in Medium-sized office building

○小林 佑輔（竹中工務店）

Yusuke KOBAYASHI*¹

*¹ Takenaka Corporation

This Med-sized office building has been completed in September in 1991. The heat source system was refurbished aiming at improvement of the energy saving performance and an operation. This paper describes the contents and the result of the performance.

1. はじめに

本建物は、事務所及び一部店舗を有した中規模オフィスビルであり、1991年9月に竣工した。竣工後20年が経過しており、空調熱源の耐用年数を超過しており、経年劣化への対応が求められた。そこで、2013年10月から2015年6月の間で、熱源リニューアルを実施した。本稿では事務所系統の熱源リニューアルの計画概要と、2015年7月から2016年1月の運転実績とその評価について報告する。

2. 改修計画の概要

本建物は延べ床面積25,225m²、地下2F、地上15階、塔屋1Fであり大阪市北区の市街地に位置している。

Figure.1に改修前後の熱源システムのフロー、Table.1に改修前後の機器リストを示す。既存の熱源設備は、空冷ヒートポンプ製氷・温水チラー（以下CLIS：Crystallized Liquid Ice thermal storage System）で構成されていた。熱源系統が南系統、東系統、北系統と3系統に分かれており、系統毎の負荷のアンバランスが発生した際の対応ができなかった。また、建物運用状況の確認の結果、当初採用されていた氷蓄熱による日中昼間の電力負荷平準化効果の貢献度が高かった。一方、夏期においては、氷蓄熱の追掛運転をしている時間が多くみられた。

そこで本改修計画では、CLISの寿命への対応に加えて、熱源系統の負荷ばらつきへの対応と省エネルギー性能の向上を目的とし、CLISと空冷ヒートポンプブラインモジュールチラー（以下モジュールチラー）を組み合わせた1系統の熱源システムとした。冷房運転時は、氷蓄熱槽とモジュールチラーにより、二次側に1℃にて冷水供給を行い、暖房運転時はCLISから二次側に48℃にて温水供給を行うシステムとしている。

今回採用したCLISは、リキッドアイス方式を用いた

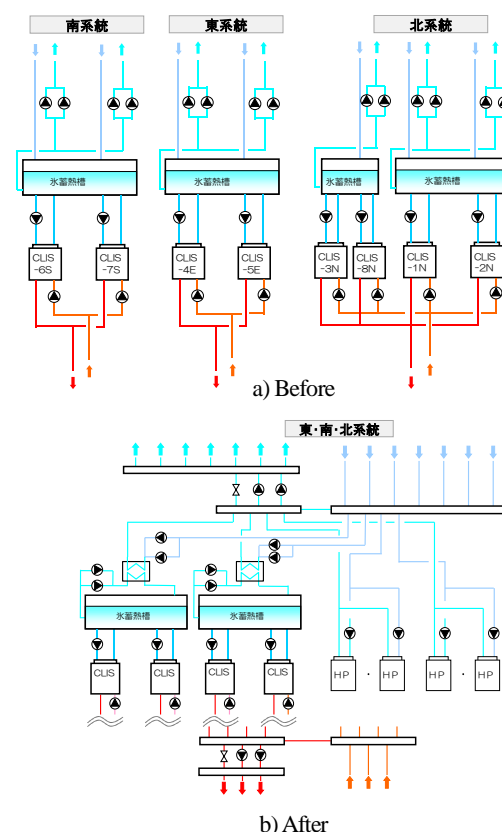


Figure.1 Diagram of heat source (Office)

Table.1 Machine List(Office)

Name	Cooling[kW]	Heating[kW]	Q'ty
CLIS	130	200	8
Ice thermal storage tank	Ice-making capacity: 700RTh : 350RTh		3

a) Before

Name	Cooling[kW]	Heating[kW]	Q'ty
CLIS	130	200	4
Module chiller unit	67.2	-	8 × 2
Heat exchanger	430	-	2
Ice thermal storage tank	Ice-making capacity: 700RTh		2

b) After

ダイナミック型氷蓄熱システムであり、製氷モード、温水モード、製氷・温水同時取出モード（熱回収運転）の3つの運転モードがある。

3. 設計段階の計画

熱源システムを計画する際に、既存ベースでの更新案と今回採用のシステム、ビル用マルチへ全面的に更新したシステムとの比較検討を行った。省エネルギー性、ランニングコスト及び工事によるテナントへの影響等も考慮し、今回計画案を採用した。Figure.2 に基準となる熱負荷として 2011 年の実績データを用いて各案の年間一次エネルギー消費量予測と空調の電力需要予測を示す。

4. 夏期の運転実績

4.1 冷房運転時の生成熱量と負荷熱量

Figure.3 に 2015 年 8 月 3 日（月）から 2015 年 8 月 9 日（日）（以下、夏期代表週）の熱源生成熱量と負荷熱量を示す。平日夜間はモジュールチラーにて冷水供給しており、負荷に対して効率的に各モジュールの運転を制御している。土日も氷蓄熱を運用しているが、平日と比較して冷房需要は半分以下であり、氷蓄熱の放熱運転方法の改善の余地がある。一方、8 月 3 日（月）の 9 時頃に氷蓄熱系から冷水供給による負荷熱量が一次的に過大になっている。休日明けのために、負荷要求が高く氷蓄熱放熱側が負荷に追従して放熱量が高まった状態と考えられる。

Figure.4 は夏期代表週の冷房負荷熱量の発生頻度を示す。夜間及び土日も冷房需要があるため、ピーク負荷熱量に対して、部分負荷 30%以下が 53%を占めている。

Figure.5 に 2015 年 8 月 5 日（水）（以下、夏期代表日）の設計段階における建物全体での夏期ピーク負荷予測パターンと負荷熱量の比較を示す。負荷予測では、夜間は冷房運転無しと想定していたが、当該建物は夜間も冷房需要があり、一定の熱負荷が発生している。また、負荷予測では午後 2 時にピーク負荷熱量としていたが、午前 10 時に立ち上がり運転により、ピーク負荷熱量となっている。その他の日中の負荷熱量は予測値と比べて下回っている。

Figure.6 に夏期代表日の熱源生成熱量と負荷熱量を示す。氷蓄熱による電力負荷平準化を行うため、電力ピークを考慮して氷蓄熱の放熱量を持続させるため、溶液二次側を流量制御している。結果、午後 18 時まで氷蓄熱の放熱による冷水供給されている。負荷熱量のピークが午前 10 時であることから、午前中に氷蓄熱の放熱による冷水供給を多く行うことで、熱源の電力負荷平準化が可能と考えられるが、建物全体の電力需要も考慮して検討する必要がある。

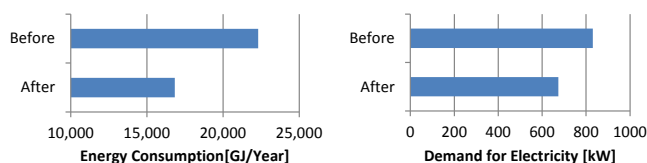


Figure.2 Energy Consumption and Demand for electricity

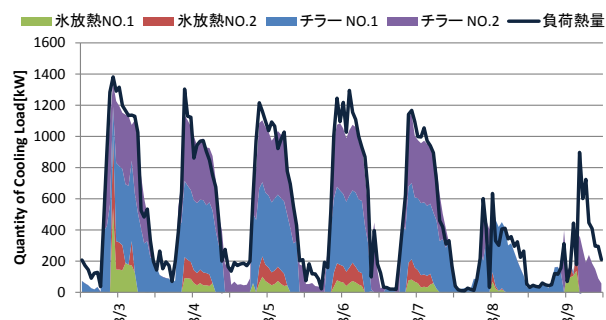


Figure.3 Quantity of Cooling Load per Week (8/3~8/9)

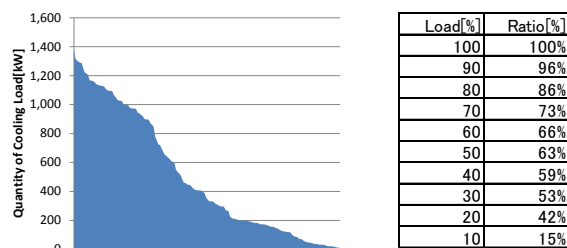


Figure.4 Frequency of Cooling Load

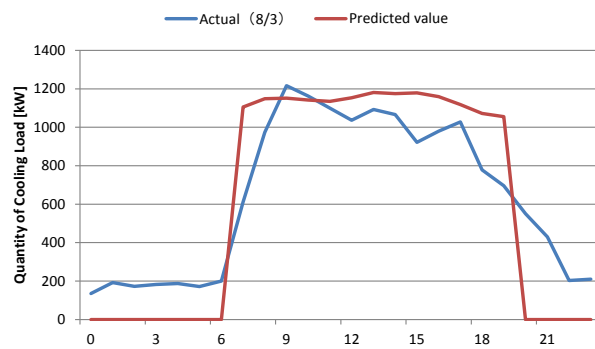


Figure.5 Quantity of Cooling Load per Day

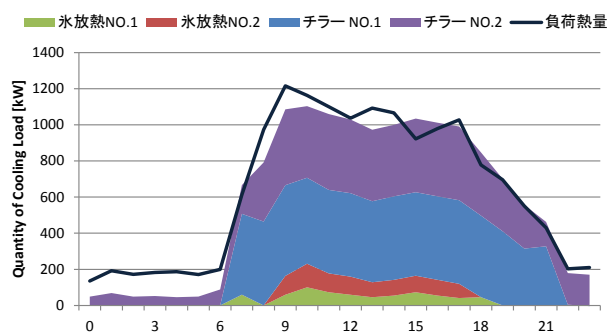


Figure.6 Quantity of Cooling Load per Day

4.2 冷房運転時の流量制御

Figure.7 に夏期代表週の冷水二次側の行き温度と還り温度及び冷水二次ポンプ合計負荷流量を示す。冷水供給設定温度は運用面から -2°C に設定変更されている。冷水往温度は行きヘッダーで測定している夜間冷房需要が常にあることから、いずれかの二次ポンプが稼働しているため、温度は常に低い状態である。月曜日の空調立ち上がり時に送水温度が高いのは、休日明けによる一時的な過負荷運転状態が要因と考えられる。また、土日は平日と比較して送水温度が低く、運転設定と状態について詳細に確認する必要がある。

Figure.8 は夏期代表週の冷水二次ポンプ合計負荷流量と冷水システムのヘッダー圧力を示す。冷水二次ポンプは末端差圧制御を行っており、負荷末端の差圧を確保できるように冷水二次ポンプをインバータにより比例制御をして、送水流量・圧力を可変させている。差圧の設定は末端の機器で 50kPa としている。平日は差圧に応じて負荷流量が追従しているが、土日はヘッダー圧力が不安定であることから、負荷流量が適切に制御されていない可能性がある。

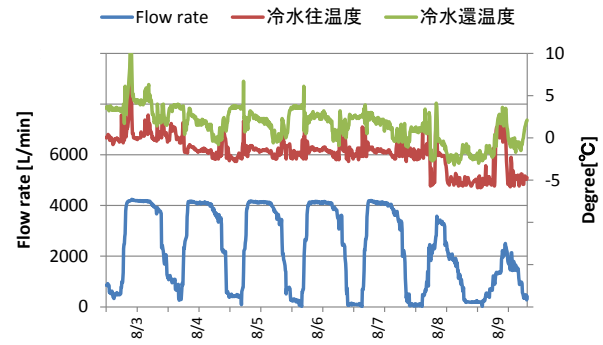


Figure.7 Flow rate and Cold Water Temperature

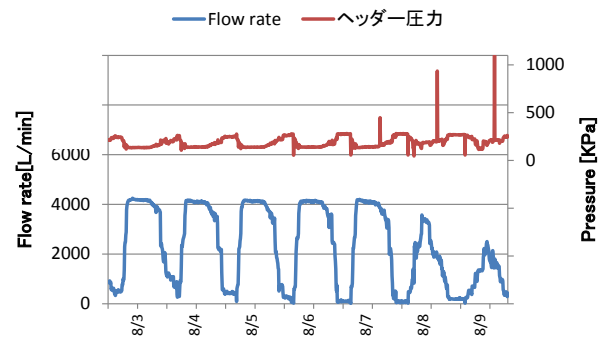


Figure.8 Flow rate and Water Pressure

5. 冬期の運転実績

5.1 暖房運転時の負荷熱量と流量制御

Figure.9 に2016年1月18日(月)から2016年1月24日(日)(以下、冬期代表週)の暖房負荷熱量を示す。平日夜間は暖房需要が無いが、土日は夜間も含めて一定量の暖房需要がある。負荷熱量のピークは週初めの月曜日の午前10時に発生しており、休日後の暖房立ち上がり運転によるものと考えられる。なお、熱源運転台数は3~4台となっている。

Figure.10 に冬期代表週の温水二次側の行き温度と還り温度及び温水二次ポンプ合計負荷流量を示す。平日夜間は温水二次ポンプ運転停止のため温水往・還温度が低下しているが、土日夜間は若干量の暖房需要のため温水往温度が高い状態で保持されている。土日夜間の暖房需要を確認し、運用を最適化することで更に省エネルギーとすることが可能と考えられる。

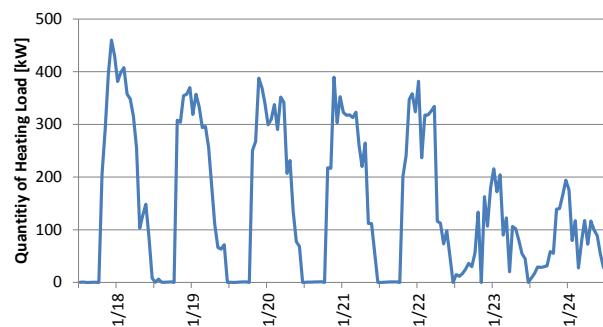


Figure.9 Quantity of Heating Load (1/18~1/24)

5.2 冬期冷房運転時の負荷熱量と流量制御

Figure.11 に冬期代表週の冷房負荷熱量を示す。平日、休日含めて、当該建物では冬期も冷房需要が一定量あり、負荷率は夏期代表週の冷房負荷最大値の10%程度ある。週初めにCLISの製氷・温水同時取出運転モードで生成した氷の放熱により冷熱供給できているが、週後半はモジュールチラーによる冷熱供給がされている。週全体を通じて製氷・温水同時取出運転モードを活用することで更に省エネルギーとすることが可能と考えられる。

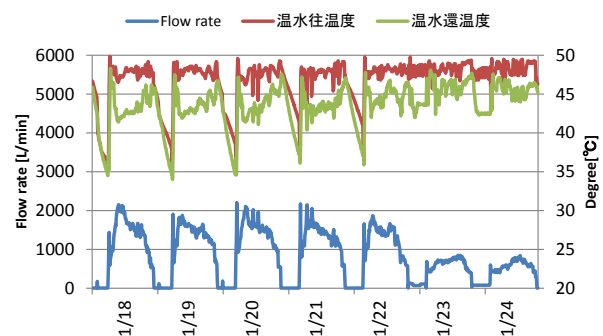


Figure.10 Flow rate and Warm Water Temperature

6. 空調二次側の制御実績

二次側の空調システムは冷媒自然循環空調システム (VCS: Vapor Crystal System) が採用されている。VCS は室内ユニットの制御状況に応じて凝縮器・蒸発器の能力が追従可能であるが、今回計画では、凝縮器の凝縮圧力を検出し、その凝縮圧力が一定になるように凝縮器の一次側還りに二方弁を設置し冷水流量の比例制御を行っている。これにより、系統の冷房能力を適切に制御することが可能となる。Figure.12 は凝縮器の凝縮圧力と二方弁の開度との関係を示す。凝縮圧力設定は 0.52MPa とし、室内ユニットの運転状況に応じて、凝縮器の一次側の流量が制御を行い、必要以上に凝縮圧力を下げないようにしている。季節・負荷に応じて凝縮圧力設定を可変とすることで、二次ポンプ搬送動力を更に低減することが可能と考えられる。

7. 月別の熱源運転実績

Figure.13 に 2009 年と改修後の 2015 年 7 月～12 月における平均外気温と熱源電力量推移を示す。7 月～10 月は冷房運転が主体であり、改修前と比較して電力量が 50%～68% に低減している。これは、改修前は CLIS が日中追い掛け運転を行い、製氷運転を行っていたが、改修後は高効率のモジュールチラーと組み合わせた熱源システムとすることで、大幅な電力量削減ができたと考えられる。11,12 月は基本的には暖房主体の運転であるが、一部冷房需要があり、CLIS の製氷・温水同時取出運転モードによる効果があったと考えられる。また、当該期間は例年と比較して平均外気温が高かった。そのため、暖房需要が減り、総じて電力量の減少に至ったものと考えられる。

Figure.14 に 2009 年と 2015 年 7 月～12 月における建物全体電力需要と熱源電力量推移を示す。7 月～10 月の建物全体の電力需要が減少している。改修後では CLIS の日中追い掛け運転が無くなり、氷蓄熱による日中昼間の電力負荷平準化効果が高まったことが考えられる。

8. まとめ

本計画では、CLIS とモジュールチラーを組み合わせ、1 系統の熱源システムとすることで、氷蓄熱による日中昼間の電力負荷平準化と熱源システムのエネルギー消費量削減を目指した。その結果、改修の目的である熱源系統の負荷ばらつきへの対応が可能となり、エネルギー消費量の削減ができた。

更にエネルギー消費量の削減を行うために、暖房時の製氷・温水同時取出運転の更なる活用と、年間を通じた熱源運転台数と負荷側との総合的な性能検証を今後の課題とする。

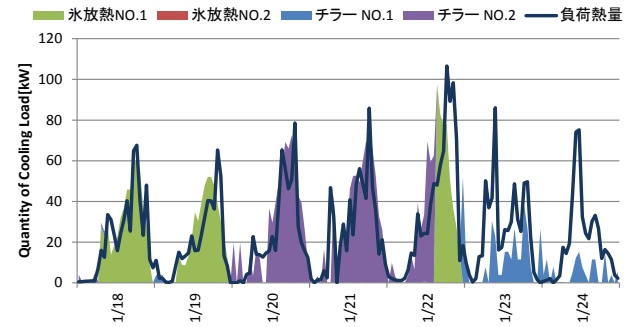


Figure.11 Quantity of Cooling Load (1/18~1/24)

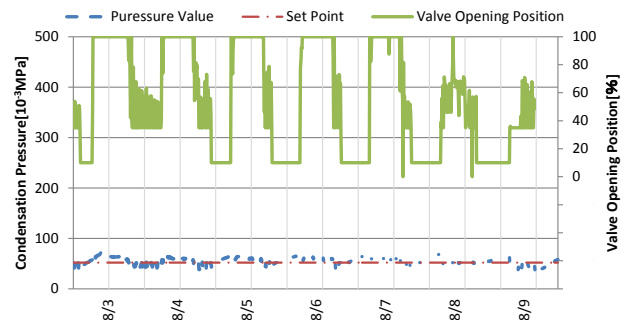


Figure.12 Condensation Pressure and Valve Opening Position (8/3~8/9)

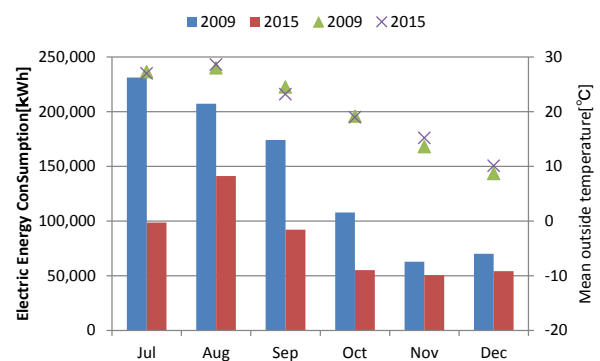


Figure.13 Electric Energy Consumption and Mean outside Temperature

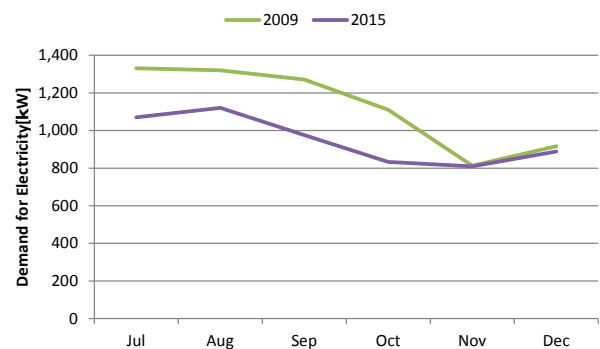


Figure.14 Demand for Electricity

温泉熱を利用したハイブリッド熱源水ネットワークシステムの構築

(第2報) 宿泊施設の温泉・給湯需要および排水温度に関する実測調査

Construction of hybrid heat source water network system with hot spring heat
(Part2) Survey of hot spring, hot water demand and drainage temperature in accommodation facilities

○康 尚義 (大阪市立大学)

三毛 正仁 (総合設備コンサルタント)

鍋島 美奈子 (大阪市立大学)

中尾 正喜 (大阪市立大学)

大森 雅貴 (大阪市立大学)

澤部 孝一 (総合設備コンサルタント)

西岡 真稔 (大阪市立大学)

Naoyoshi KOH^{*1} Masaki OMORI^{*1} Masahito MIKE^{*2}

Koichi SAWABE^{*2} Minako NABESHIMA^{*1} Masatoshi NISHIOKA^{*1} Nakao NAKAO^{*1}

^{*1} Osaka city University ^{*2} Sogo Setsubi Consulting Co., Ltd

In order to use the hot spring heat, we have considered the hybrid heat source water network system at the community of the hot spring town. Survey of heat utilization in accommodation facilities in winter was conducted, in Part1. This study analyzes annual variability of the hot spring water demand, hot water demand and drainage temperature and compares between different scale accommodation facilities. As a result, this study shows a correlation between hot water demand and the number of guests. The small accommodation without hot springhead has used additional energy for keeping temperature of hot spring water in the tank during winter.

はじめに

我が国は全国に 27,000 以上の源泉が分布しており、そのうち源泉温度が 42℃以上の源泉が約 52%存在する。温泉熱から利用できる熱エネルギーのポテンシャルは高いにも関わらず、そのポテンシャルの活用は十分なされていない。設備面では、給湯用に化石燃料を用いたボイラを使用している場合が多く、高効率のヒートポンプを用いた温泉熱利用システムもあまり普及していない。そこで温泉熱に着目し、未利用エネルギーの有効利用により温泉地域全体での CO₂ 排出削減と宿泊施設の省エネルギー化を促進させる「源泉熱と排水熱を活用した熱源水ネットワークシステム」(Figure 1)の導入について検討する。第1報では実フィールドを予定している温泉地域における宿泊施設での冬期の熱源システムの実測調査結果より、本システムのシミュレーションが行われた。結果、熱源水ネットワークシステムの導入によりボイラを用いる既存システムと比べ、一次エネルギー削減量が 3~6GJ/day となること、熱源水温度が熱源水ネットワーク配管上の施設の場所により変化することが確認された。

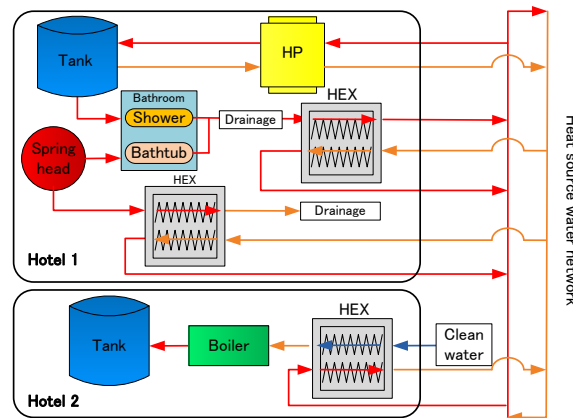


Figure 1 Heat source water network system

本報では詳細な熱源水ネットワークシステムの導入効果を試算する前段階として、冬期以外のシーズンでの実測調査を行う。温泉施設の熱需要量や給湯の施設内循環等による熱損失等について把握し、年間の熱利用実態と気温・宿泊者数の関係を明らかにすることを目的とする。

1. 実測調査概要

関東地方の2軒の温泉施設(温泉施設A・温泉施設B)の協力を得て温泉温度・流量・給湯需要量等を明らかにする実測調査を行った。温泉施設A・Bともに施設内で

一番多くのエネルギーが使用されると考えられる熱源システムと大浴場周辺での熱エネルギーフローを把握するために、タンク、ボイラ周辺、配管等に温度センサー、超音波流量計、クランプメーター(ポンプの電流値を計測)を設置した。実測結果より温泉施設における熱需要量を算出(Eq.1~6)する。排湯の流量を計測することが困難であるため、温泉槽に入った流量が大浴場から排水される量と等しいと仮定している。Table 1 に温泉施設の概要を示す。温泉施設 A は温泉施設 B の 5 倍の客室数を敷地内に湯量が豊富な源泉を保有する。給湯設備は中央集中給湯方式であり作られた温水は施設内を循環する。温泉施設 B は源泉の湧出量が少なく町営源泉を購入している。給湯設備は客室や厨房等に個別に設けられている。

2.実測結果

温泉施設 A の給湯需要の内、使用熱量と損失熱量(施設系統)について実測結果を示す。

2.1 使用熱量

使用熱量は Eq.2 を用いて算出する。Figure 2 に温泉施設 A の日毎の使用熱量と宿泊者数の実測結果(12/5~12/9)を示す。使用熱量を算出する際に必要となる施設内で使用された温水の流量は、ボイラに給水された上水の流量と同じであると仮定している。温泉施設内で給湯設備から供給された温水は客室や館内、浴場のシャワー等に使われる。使用熱量は温泉施設の宿泊者数によって変動する部分がある。使用熱量が大きくなっている日は祝日や休日であり、宿泊者数が多いと予想される日である。12 月 5 日から 12 月 9 日の使用熱量と宿泊者数の関係に着目すると、使用熱量の増加が宿泊者数に影響されていることがわかる。12 月 8 日は宿泊者数が前日より減少しているが使用熱量は増加している。日帰りでの利用者もいるので宿泊者数に含まれない利用者の影響によりこのような差異が生じていると考えられる。

2.2 損失熱量(施設系統)

損失熱量は実測結果と Eq.3 を用いて算出する。Figure 3 に日毎の損失熱量の実測結果(12/5~12/9)を示す。損失熱量は給湯システムから供給された温水が使用されずに施設内を循環し、放熱等により失った熱量である。損失熱量と宿泊者数との関係に着目すると宿泊者数が多い日には、使用されずに戻ってくる返湯が少なくなることで、損失熱量が小さくなることがわかる。

Table 1 Hotel A and B Information

	Hotel A	Hotel B
Number of Guest Room	79 rooms	15 rooms
Hot Spring and Drainage Information	Hotel A has 6 Springheads. Hot Water in Bathtub is exchanged every day. Drainage is discharged into the river.	Hot Water in Bathtub is composed of purchase Hot Spring and private Hot Spring. Drainage is discharged into the river.
Facilities Information	Hot water supply: • Centralized Hot Water supply system Hot Water supply equipment: • Steel Sheet Vacuum (3)	Hot Water supply • Individual Hot Water supply system Hot Water supply equipment: • Vacuum Water Heater • Simple Boiler • Canned no pressure water type heater (2)

$$Q_H = a P L$$

Eq.1

$$Q_{H1} = C G_w (\theta_H - \theta_w)$$

Eq.2

$$Q_{H2} = C G_{Hr} (\theta_H - \theta_{Hr})$$

Eq.3

$$Q_{H3} = Q_H - Q_{H1} - Q_{H2}$$

Eq.4

$$Q_{Ps} = C G_s (\theta_s - \theta_{cs})$$

Eq.5

$$Q_{Pd} = C G_s (\theta_d - \theta_{cd})$$

Eq.6

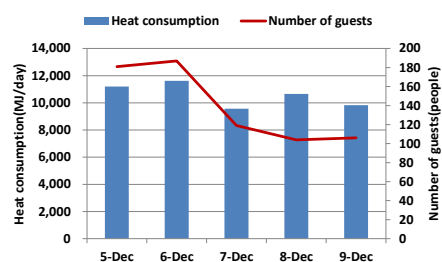


Figure 2 Relation of heat consumption and number of guests(hotel A)

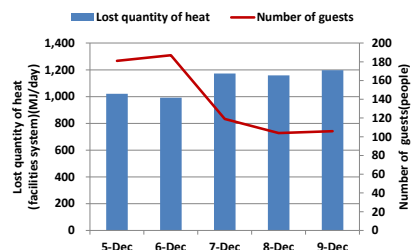


Figure 3 Relation of lost quantity of heat and number of guests (hotel A)

3. 年間の熱利用実態の推定方法

本報の温泉施設での実測調査は2014年11月から2015年12月まで行い年間の熱の使われ方を把握する。しかし流量計測が施設内の配管が複雑であり最適な場所での流量計測が困難であったこと、排湯温度計測が温度センサーの故障で十分にできなかったことにより2015年4月まで(流量の計測は2015年10月に一部再開)しか計測が行えていない。よって計測ができていない期間について実測結果をもとにして推定する必要がある。

3.1 推定方法

温泉施設 A・B における年間の熱利用実態を把握する上で必要となるデータは主に、上水温度、源泉温度、給湯温度、排湯温度、流量である。上水温度、源泉温度、給湯温度に関しては6月を除いて年間のデータが存在する。流量は宿泊者数と、排湯・熱量は気温との相関関係を分析することにより算出する。

3.2 使用熱量の分析

気温の低下により給湯システムに供給される上水温度が低下するため、夏期に比べ冬期に加熱熱量が大きくなることが予想される。計測ができていない期間の給湯需要量を算出するために気温との相関を分析する必要がある。分析の1例として Figure 4 に温泉施設 B の使用熱量(シャワー給湯)と気温の関係を示す。気温の低下により給湯システムで消費される熱量は増大することが示されている。Eq.12 に使用熱量(シャワー給湯)の推定式を示す。決定係数 R^2 値は 0.87 となった。推定式より使用熱量(シャワー給湯)が気温の低下により大きくなることがわかり、それに伴い給湯需要量は増加する。

3.3 排湯温度の分析

貯湯槽や温泉槽・浴槽の熱損失、排湯温度は気温の影響が予想される。気温の低下により放熱が進み、保温・加温に消費されるエネルギーが増加する。排湯温度は浴室から河川へと放流されるまでに温度低下が起きる。分析の1例として Figure 5 に温泉施設 A の排湯温度と気温の関係を示す。気温の約 20°C の変化に対して、排湯温度は約 1.5°C しか変わらない。排湯温度を計測した位置が、浴槽からあまり離れていなかったために気温の影響を大きく受けなかったことが考えられる。Eq.10 に排湯温度の推定式を示す。決定係数 R^2 値は 0.33 となった。推定式より、排湯温度は夏期と冬期で大きな変化がないことがわかり、排湯から熱回収を考える際に、排湯温度は年間を通して一定として扱ってよいことがわかった。

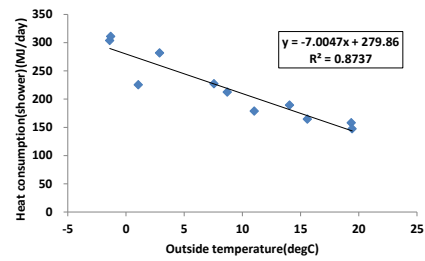


Figure 4 Relation of heat consumption(shower) and Outside temperature

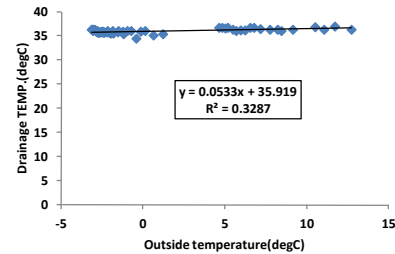


Figure 5 Relation of drainage TEMP. and outside temperature

Table 2 Estimated expression

$G_{wA} = 0.125 N_A + 38.3$	$R^2=0.27$	Eq.7
$G_{HrA} = -0.0247 N_A + 22.4$	$R^2=0.94$	Eq.8
$\theta_{wA} = -0.485 \theta_a + 8.52$	$R^2=0.81$	Eq.9
$\theta_{dA} = 0.0533 \theta_a + 35.9$	$R^2=0.33$	Eq.10
$Q_{H2A} = -41.1 \theta_a + 1173$	$R^2=0.96$	Eq.11
$Q_{H1B} = -7.00 \theta_a + 279$	$R^2=0.87$	Eq.12
$Q_{H2-1B} = -110 \theta_a + 3194$	$R^2=0.56$	Eq.13
$Q_{H2-2B} = -37.8 \theta_a + 1116$	$R^2=0.59$	Eq.14
$Q_{PB} = -29.8 \theta_a + 5303$	$R^2=0.48$	Eq.15
$Q_H \cdot Q_{H1}$:Hot water demand・Heat consumption (MJ/day)	
Q_{H2}	:Lost quantity of heat(facilities system) (MJ/day)	
Q_{H3}	:Lost quantity of heat(tank) (MJ/day)	
$a \cdot C$:Efficiency・Specific heat (MJ/kg degC)	
N	:Number of guests (people)	
$L \cdot P$:Primary energy consumption・Calorific value	
$G_w \cdot G_{Hr}$:Amount of clean water・Amount of hot water (L)	
G_s	:amount of source (L)	
θ_a	:Outside temperature (degC)	
$\theta_H \cdot \theta_w$:Hot water TEMP.・Water TEMP. (degC)	
θ_s	:Springhead TEMP. (degC)	
θ_{cs}	:Reference springhead TEMP (degC)	
θ_d	:Drainage TEMP. (degC)	
θ_{cd}	:Reference drainage TEMP. (degC)	
Q_P	:Potential for hot spring heat (MJ/day)	
Q_{Ps}	:Potential for springhead heat (MJ/day)	
Q_{Pd}	:Potential for drainage heat (MJ/day)	

4. 結果と考察

給湯需要量は実測結果と Eq.1~4 を用いて算出する。

Figure 6 に温泉施設 A の年間の給湯需要量を示す。使用熱量は年間を通して 10~12GJ/day であり宿泊者数の多い 5,8,10,11 月と平均気温が 0℃以下の 1,2 月に大きくなる。損失熱量は、気温低下により放熱量が増加する冬期に大きくなる。損失熱量(貯湯槽)は、12 月に最大となり、給湯需要量の約 4 割を占めている。

Figure 7 に温泉施設 B の年間の給湯需要量を示す。給湯需要量は、気温との(逆)相関を示している。給湯需要量は冬期に非常に大きくなり、2 月は 7 月の約 3 倍となっている。給湯需要量の内、損失熱量(温泉槽)・上水加熱熱量の割合が高い。温泉施設 B は源泉を購入しており、温泉槽の放熱等による熱損失が増加する冬期に加熱熱量が大きくなるため給湯需要量が増える。冬期の温泉施設 B の給湯需要量は温泉宿 A に近い。源泉を加温するために給湯システムのエネルギー消費量が大きくなるので、施設規模によらず熱需要量が増大することが確認された。

Figure 8 に温泉施設 A・B の熱賦存量(Eq.5,6)を示す。温泉施設 A の熱賦存量は年間を通して 20GJ/day 以上であり給湯需要量を上回っている。排湯熱賦存量は排湯温度が年間を通してあまり変化しないため同程度となる。源泉熱賦存量は源泉温度から利用温度までの放熱量が大きくなる夏期に増加する。温泉施設 B では排湯温度・流量を一定としているため年間を通して排湯熱賦存量は 2,425MJ/day であり、温泉槽を加温しているため源泉熱賦存量は利用できない。排湯熱賦存量は給湯需要量と比べると 4~9 月において 3 割~5 割の給湯需要量に相当するが冬期においては 2 割弱であり、非常に小さい。

5. CO₂ 削減の展望

温泉施設の給湯システムを高効率のヒートポンプに機器更新した場合、温泉施設 A は熱賦存量により給湯需要量を賄うことができる。温泉施設 B は源泉の加温を行うので排湯熱賦存量しか利用できず熱量も小さいため、給湯需要量を賄うことができない。個別の温泉施設単位で機器更新し、施設内で熱回収を行う場合、高い温度レベルの熱源水を利用できるので給湯システムの COP が向上する。しかし、個別の熱利用を考えると温泉施設 A のような熱賦存量の大きい温泉施設では需要を越え余剰となる熱量が生じる。熱源水ネットワークシステムでは、この余剰分を温泉施設 B のような温泉施設に融通することで地域全体での熱利用を拡大させることができる。

6. まとめ

- ・ 温泉施設の年間の給湯需要量・熱賦存量を把握した。
- ・ 本システムの導入による地域全体での熱利用の意義を示した。

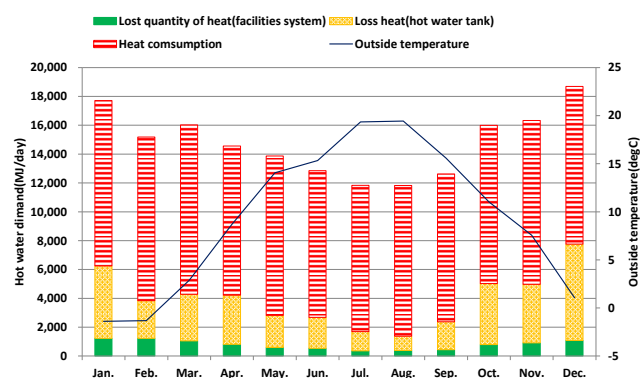


Figure 6 Hot water demand (hotel A)

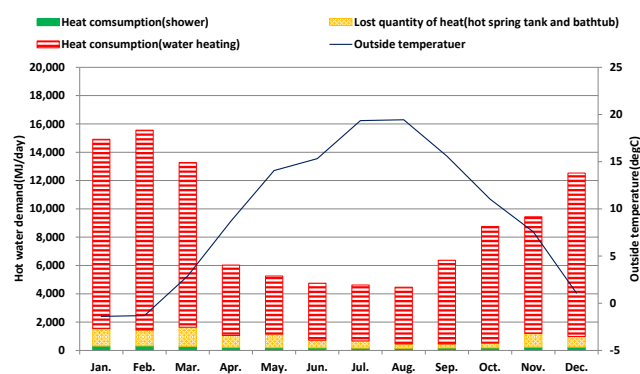


Figure 7 Hot water demand (hotel B)

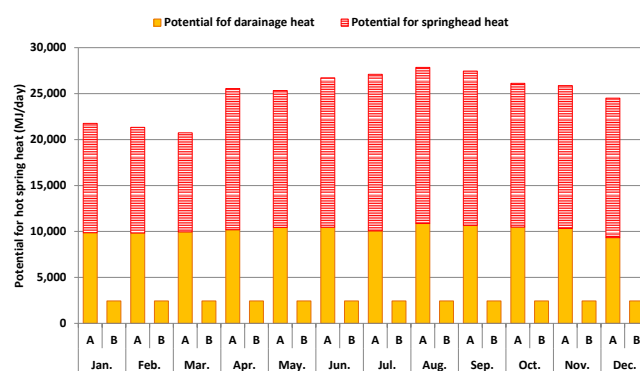


Figure 8 Potential for hot spring heat (hotel A B)

《参考文献》

- 1)大森雅貴他：「温泉熱を利用したハイブリッド熱源水ネットワークシステムの構築(第1報)宿泊施設の実測調査に基づくシステムシミュレーションによる効果試算」空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、2015年3月

[あとがき]

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

温泉熱を活用したハイブリッド熱源水ネットワークシステムの構築

(第3報) システム導入地域全体のエネルギー消費量削減効果の試算

Construction of Hybrid Heat Source Water Network System with Hot Spring Heat - (Part3) Estimates of Energy Consumption Reduction Effect by the System Introduced in the Hot Spring Area-

○大森 雅貴 (大阪市立大学) 三毛 正仁 (総合設備コンサルタント)
 澤部 孝一 (総合設備コンサルタント) 鍋島 美奈子 (大阪市立大学)
 西岡 真稔 (大阪市立大学) 中尾 正喜 (大阪市立大学)

Masaki OMORI*¹ Masahito MIKE*² Koichi SAWABE*²

Minako NABESHIMA*¹ Masatoshi NISHIOKA*¹ Masaki NAKAO*¹

*¹ Osaka City University *² Sogo Setsubi Consulting Co., Ltd

A simulation of the hot water supply system used heat source water network system was carried out in our previous research, Part 1. This system has been compared with only the existing local boiler system. In this study, the heat source plant system is also added to compare the energy consumption between these systems. As a result, under the conditions of the source temperature about 50°C, primary energy consumption of the proposed system is less 16.8GJ/day than the existing local boiler system, and is less 8.9GJ/day than the heat source plant system with networked six hotels.

はじめに

高温源泉を保有する温泉施設では温泉熱を有効利用せず、大気への放熱や加水により汲上温度を利用温度まで下げることが多い。また浴場の排湯からの熱回収もほとんどされていない。地域の共有財産である温泉熱の活用手法の一つとして、源泉や温泉施設が地域に点在する温泉街の特徴を活かし温泉熱の面的利用を目的とした「温泉熱利用熱源水ネットワークシステム」が検討されている。前報¹⁾では、関東地方の温泉地域(源泉温度: 約 50°C)での実測結果を用いて、給湯需要量が異なる温泉宿 4 棟でシミュレーションを行い、既存システムに対する導入効果を一次エネルギー消費量で評価した。しかし、熱源水温度が成り行きにより決定している状態で熱源水の温度変動が大きいこと、熱源水ネットワークに接続する温泉宿が 4 棟のみの検討であること、比較対象がボイラを用いる既存システムのみであることなどの課題があった。

そこで本報では、循環する熱源水の温度の制御や貯湯槽の蓄熱を考慮した給湯システムといった条件を追加し、熱源水ネットワークシステムに参加する温泉宿の数を変更した複数ケースでシステムシミュレーションを行う。また温泉地域に温泉・温水を供給する熱源プラントシステムを新たに比較対象として追加し、3 システム(既存・熱源プラント・熱源水ネットワーク)の一次エネルギー消費量や二酸化炭素排出量を比較する。

温泉熱利用熱源水ネットワークシステム(Figure 1)は 2 管(高温側と低温側)セットで埋設され、高温側からヒートポンプ(以下、HP)給湯機用の熱を汲み上げ低温側に戻し、源泉と排湯からの回収熱は高温側に戻す。両端は接続さ

れていて熱源水は地域を循環する仕組みである。その特徴は、①源泉・排湯の両方から熱回収し熱源水の加熱を行う、②HP 給湯機だけでなく、ボイラの給水予熱用にも熱源水の利用が可能であることが挙げられる。熱源プラントシステム(Figure 2)は、高温の温泉を一度プラントへ送り、プラント内で HP の熱源水と温泉を熱交換し、加熱後の熱源水を給湯に利用する。熱回収した後の温泉と給湯用温水を地域に供給するシステムである。

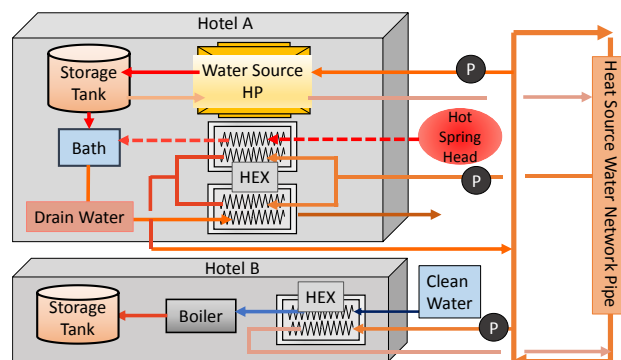


Figure 1 Image Figure of Heat Source Water Network System

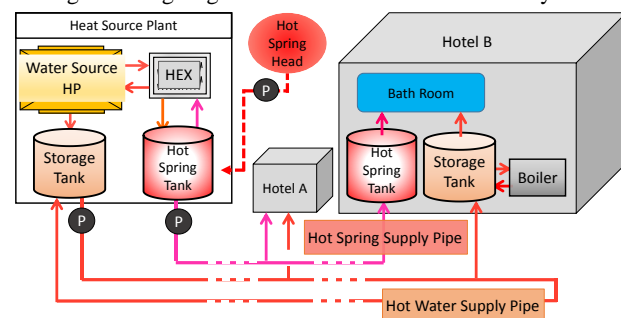


Figure 2 Image Figure of Heat Source Plant System

1. システムシミュレーションの概要

前報¹⁾と同様に温泉宿の実測データ²⁾を用いて3～7棟の温泉宿数で熱源水ネットワークシステムを導入した場合の効果を試算する。温泉宿の組み合わせはTable 2に示す4パターンとし、Hotel Aは実際に実測した温泉宿(客室数:79室)を想定しており、Hotel BはHotel Aの50%規模、Hotel Cは70%規模、Hotel Dは300%規模の温泉宿と設定し、給湯需要量だけでなく源泉流量や排湯流量も規模に応じて設定する。Table 3に単純投資回収年数等を考慮し決めたシミュレーションを実施するケースを示す。熱源水ネットワークシステムを導入する温泉宿の熱需要規模に関わらず、給湯は水熱源 HP 給湯機 1 台を用い、源泉用熱交換器(以下、HEX)・排湯用 HEX が各 1 台、熱源水ポンプが HP 用・HEX 用の計 2 台ある想定とする。ただし、熱需要規模に応じて能力を設定する。一方、熱源プラントシステムでは、プラント内にシステムに参加する全温泉宿の給湯需要を賄えるように、加熱能力 100kW の HP を複数台設置する。また HEX を HP と同数設置する。

2. シミュレーションの計算方法と計算条件

本報では、ダッソーシステムズ社(仏)の物理モデリングシミュレーションツール「Dymola」を用いてモデルの構築を行う。システムを構築する機器類はツール上でモデル化されており、オープンソースライブラリである「Modelica Buildings Library」内の機器モデルを使用する。

2.1 水熱源ヒートポンプ給湯機の設定

HP は加熱能力・給湯温度・上水温度・熱源水入口温度を入力条件とし、温水流量・COP・消費電力・熱源水出口温度を出力する。給湯温度は 65℃、上水温度は実測データを用いる。加熱能力は Hotel A:100kW、Hotel B:50kW、Hotel C:70kW、Hotel D:300kW と設定する。

2.2 熱交換器の設定

HEX は高温流体入口温度と流量・低温流体入口温度と流量・熱交換量を定格能力として入力し、その入力項目から HEX の熱交換効率が計算される。前報¹⁾の熱交換器の設定(Table 1)で計算された結果をもとに入力項目事項を設定する。

Table 1 Setting of HEX Capability

		Hotel A	Hotel B	Hotel C	Hotel D
Drainage HEX	Surface Area of Heat Exchange	26 m ²	13 m ²	18.2m ²	78 m ²
	Heat transfer coefficient	1 kW/m ² K			
Hot Spring HEX	Surface Area of Heat Exchange	10 m ²	5 m ²	7 m ²	30 m ²
	Heat transfer coefficient	1 kW/m ² K			

Table 2 Setting of the Hotels

	Hotel A	Hotel B	Hotel C	Hotel D
Quantity of Hot Water Demand	8.5 GJ/day	4.3 GJ/day	6.0 GJ/day	26 GJ/day

Table 3 Cases for Carrying out the Simulation

Case	Composition(Hotel①, ②, ③…⑦)	Pipe Length
3 Hotels	A, D, D	300m
4 Hotels	B, D, D, D	600m
5 Hotels	B, A, D, D, D	600m
6 Hotels	B, B, C, A, A, A	800m
7 Hotels	B, B, C, A, A, A, A	1,100m

・ Calculating Formula of HP

$Q_{Con_flow} = Q_{const}$	Eq.1
$w_{m_flow} = Q_{Con_flow} / (C * (T_{set} - T_w))$	Eq.2
$-Q_{Eva_flow} = Q_{Con_flow} - P$	Eq.3
$P = Q_{Con_flow} - P$	Eq.4
$COP = a * \theta_{set} * \theta_h + b * \theta_{set} + c * \theta_h + d$	Eq.5
Q_{const}	:Thermal Capability(W)
w_{m_flow}	:Flow Rate of Hot Water(kg/s)
C	:Specific Heat(J/kg℃)
θ_w	:Temperature of Clean Water(℃)
θ_{set}	:Temperature of Hot Water(℃)
a, b, c, d	:Coefficient of Regression
P	:Consumed Power(W)
Q_{Eva_flow}	:Cooling Capacity(W)
COP	:Coefficient of Performance(-)
θ_h	:Temperature of Heat Source Water(℃)

・ Calculating Formula of HEX

$Q_{flow_n} = G1 * C * (T_{a1_n} - T_{b1_n})$	Eq.6
$Q_{flow_n} = G2 * C * (T_{a2_n} - T_{b2_n})$	Eq.7
$eps_n = abs(Q_{flow_n} / ((T_{a1_n} - T_{a2_n})) * GMIN)$	Eq.8
$eps = eps_n (0 < eps_n < 1)$	Eq.9
$Q1_flow = eps * Q_{Max_flow}$	Eq.10
$Q_{Max_flow} = C * G * (T_{a1_n} - T_{a2_n})$	Eq.11
$Q2_flow = -Q1_flow$	Eq.12
Q_{flow_n}	:Quantity of Exchange Heat(W)
C	:Specific Heat(J/kgK)
T_{b1_n}	:Exit Temperature of Hot Fluid(K)
T_{a2_n}	:Entrance Temperature of Cryogenic Fluid(K)
eps	:Efficiency(-)
$GMIN$:Minimum Flow Rate(kg/s)
Q_{Max_flow}	:Max Quantity of Exchange Heat(W)
T_{a1_n}	:Entrance Temperature of Hot fluid(K)
$G2$:Flow Rate of (kg/s)
T_{b2_n}	:Exit Temperature of Cryogenic Fluid(K)
eps_n	:Efficiency(-)
$Q1_flow$:Quantity of Exchange Heat (W)
$Q2_flow$:Quantity of Exchange Heat W)

2.3 配管の設定

ネットワーク配管(断熱無し)と地表面の間の土壌の熱抵抗を考慮し、配管内水と管路周囲土壌との間で熱授受を考える。外界条件として土壌温度 15.03℃(実測値参考)を与える。管路内径: 300mm, 管路外形: 344mm, 土壌層外径: 1.6m, 配管熱伝導率: 0.43W/mK, 土壌熱伝導率: 1.89W/mK とする。また熱源プラントシステムの配管は断熱されている想定で、断熱材の周囲の温度を外界条件とし、断熱材熱伝導率は 0.04W/mK とする。

2.4 ポンプの設定

熱源水ネットワークシステムの HP の熱源水ポンプ、HEX の熱源水ポンプの消費電力の計算を行う。入力項目は前報¹⁾と同様である。熱源プラントシステムは HP の熱源水ポンプの消費電力のみ計算を行う。

2.5 その他計算条件

熱源水に関して、初期温度は 20℃とし、熱源水温度が 32℃以下の場合に HEX で熱交換を行う設定とする。熱源水の循環流量は Table 4, 貯湯槽の容量は Table 5 にそれぞれ示す。ネットワーク配管を循環する熱源水は高温側配管を温泉宿①→温泉宿②→・・・→温泉宿⑦の順に流れ、低温側配管に接続して温泉宿①へ戻る流れとしている。計算は連続 5 日間行い、計算開始から 4 日間を助走期間とし 5 日目の結果を整理する。また、入力とする実測データは毎日同じデータを用いる。

3. システムシミュレーションの結果

温泉宿 6 棟の結果を計算結果の代表として示す。

3.1 熱源水温度(温泉宿 6 棟)

各温泉宿の HP が利用する熱源水温度(Figure 3)は、約 26~36℃で推移し、温泉宿①の HP が利用する熱源水温度が低く、温泉宿⑥の HP が利用する熱源水温度が高い結果となり、前報¹⁾で確認された傾向と等しい。蓄熱を考慮しているため、給湯需要の変動によって熱源水温度が変動することはなく、源泉・排湯流量の変動により温度が変動することが確認された。

3.2 温泉熱回収割合(温泉宿 3 棟~温泉宿 7 棟)

温泉熱回収割合(Figure 4)は、各温泉宿の源泉・排湯熱賦存量(源泉・排湯ともに 30℃まで熱回収した場合の最大熱量)の内、実際に熱回収できた量を示すものである。各ケースの温泉宿①では、熱賦存量の内の 9 割の熱量を回収し熱源水に与えているが、高温側配管下流に位置する温泉宿は低温側配管の上流に位置することになり、低温側配管の熱源水の温度が高いため熱賦存量に対する回収熱量の割合は減り、回収割合が 5~6 割となる。また熱源水ネットワークシステムに参加する温泉宿数が増える程、上流と下流の差が大きくなることが確認できた。

3.3 ヒートポンプ給湯機の COP(温泉宿 6 棟)

HP の COP(Figure 5)は高い熱源水を利用できる温泉宿の HP ほど COP が高いことが確認できた。今回の試算で、

• Calculating Formula of Pipe

$Q_{flow} = G dT$	Eq.13
$dT = HeatPort.T - solid.T$	Eq.14
$G = 2\pi \frac{l}{nSeg} \left(\frac{\lambda_{INS}}{\log \frac{d/2 + d_{INS}}{d/2}} + \frac{\lambda_p}{\log \frac{D_o}{D_i}} \right)$	Eq.15
G :Heat Condctance (W/K)	Q_{flow} :Heat Quantity(W)
$solid.T$:Temperature of Wall (°C)	$HeatPort.T$:Ambient Temperature (°C)
$nSeg$:Division Number (-)	λ_{INS} :Coefficient of Thermal Conductivity of Heat Insulation Material (W/mK)
λ_p :Coefficient of Thermal Conductivity of Pipe(W/mK)	D_o :External Diameter of Pipe(m)
d :Diameter of Heat Insulation Material (m)	D_i :Inner Diameter of Pipe(m)

• Calculating Formula of Pump

$\eta_{pmax} = -11.037 (\log_{10}(\log_{10}(q_{n.in}))^2 + 18.506(\log_{10}(q_{n.in})) + 73.512$	Eq.16
$H_{mn} = \left\{ d_1 \left(\frac{q_{n.in}}{q_{\eta max}} \right)^2 + d_2 \left(\frac{q_{n.in}}{q_{\eta max}} \right) + d_3 \right\} H_{\eta max}$	Eq.17
$\eta_{Pn} = \left\{ e_1 \left(\frac{q_{n.in}}{q_{\eta max}} \right)^2 + e_2 \left(\frac{q_{n.in}}{q_{\eta max}} \right) + e_3 \right\} \eta_{Pmax}$	Eq.18
$P_n = \left\{ f_1 \left(\frac{q_{n.in}}{q_{\eta max}} \right)^2 + f_2 \left(\frac{q_{n.in}}{q_{\eta max}} \right) + f_3 \right\} P_{\eta max}$	Eq.19
$q_{n.in}$:Flow Rate (m³/s)	$q_{\eta max}$:Flow Rate of Best Efficiency Point(m³/s)
η_{Pmax} :Max efficiency (%)	$H_{\eta max}$:Lifting Height of Best Efficiency Point(m)
η_{Pn} :Efficiency of Pump(%)	H_{mn} :Lifting Height of Pump(m)
$P_{\eta max}$:Shaft Power of Best Efficiency Point(kW)	P_n :Shaft Power of Pump(kW)
d,ef :Coefficient of Regression	

Table 4 Setting of Each Cases

Case	Total of Quantity of Hot Water Demand	Circulation Flow Rate of Heat Source Water	Number of HP and HEX in Plant
3Hotels	60 GJ/day	25 L/s	7
4Hotels	81 GJ/day	32 L/s	10
5Hotels	90 GJ/day	35 L/s	11
6Hotels	40 GJ/day	17 L/s	5
7Hotels	49 GJ/day	20 L/s	6

Table 5 Setting of Volume of Storage Tank

	Hotel A	Hotel B	Hotel C	Hotel D
Volume of Storage Tank	7 m³	6 m³	6 m³	20 m³
Initial Quantity of Water	5 m³	3 m³	4 m³	10 m³

温度が一番低い熱源水を利用する温泉宿の HP でも COP は 4 を超え、効率的な運転ができていると言える。

3.4 一次エネルギー消費量(温泉宿 6 棟)

各システムの一次エネルギー消費量を Figure 6 に示す。既存システムは給湯需要量をボイラ効率 0.9 で除した値、熱源プラントシステム・熱源水ネットワークシステムは HP・ポンプの消費電力に一次エネルギー換算係数(昼間: 9.97GJ/千 kWh・夜間: 9.28GJ/千 kWh)を乗じた値である。今回の試算条件では、熱源水ネットワークシステムの導入によって、既存システムより 16.9GJ/day、熱源プラントシステムより 8.9GJ/day それぞれ消費量を削減できる。熱源プラントシステムでは熱回収後の温泉を地域に供給するため、温泉熱を供給温度(45℃)までしか熱回収できない。そのため今回の試算条件である源泉温度 50℃では回収可能な熱が少なく、HP の平均 COP が 3.3 と低くなった。一方、熱源水ネットワークは約 30℃なので、源泉だけでなく排湯からも熱回収できる。このことから源泉温度約 50℃の温泉地域では、熱源水ネットワークシステムの導入が有利と言える。

3.5 二酸化炭素排出量(温泉宿 6 棟)

各システムの CO₂ 排出量を Figure 7 に示す。A 重油の排出係数 0.0693t-CO₂/GJ、電力の排出係数 0.382t-CO₂/GJ を用いて算出している。熱源水ネットワークシステムは既存システムより 2.0t-CO₂/day、熱源プラントシステムより 0.30 t-CO₂/day それぞれ排出量を削減できる。熱源プラントシステム・熱源ネットワークシステムともに CO₂ 排出量を削減できることが確認できた。

4. まとめ

- ・熱源水ネットワーク高温側配管の下流に位置する温泉宿ほど熱源水温度が高く、HP の COP が高くなる傾向がある。一方で高温側配管の下流は低温側配管の上流になることから、温泉宿の熱賦存量に対してネットワークに供給できる回収熱量の割合は小さくなることがわかった。
- ・源泉温度が 50℃程度の温泉地域では、熱源水ネットワークシステムが今回の比較した他システムより省エネ・省 CO₂ に寄与することを示した。

参考文献

1)大森雅貴ほか「温泉熱を活用したハイブリッド熱源水ネットワークシステムの構築(第 1 報)宿泊施設の実測調査に基づくシステムシミュレーションによる効果試算」、『空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集』, 2015 年 3 月

2)大森雅貴ほか「温泉と排湯を利用した熱源水ネットワークシステムの構築(第 1 報)宿泊施設における冬期熱利用実態調査」、『空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集』, 第 10 巻, p217-220, 2015 年 9 月

[あとがき]

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

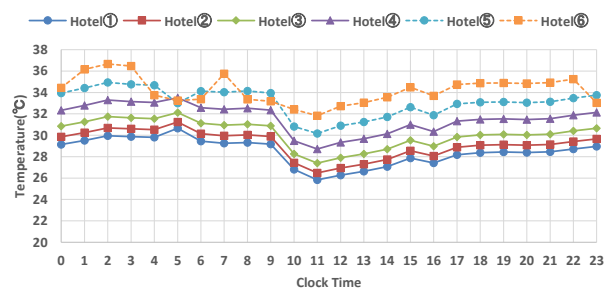


Figure 3 Temperature of Heat Source Water used HP

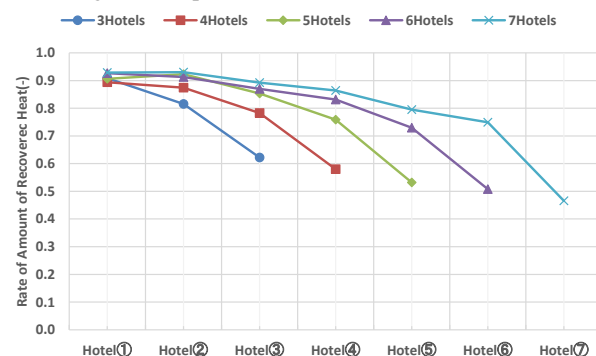


Figure 4 Rate of Amount of Recovered Heat

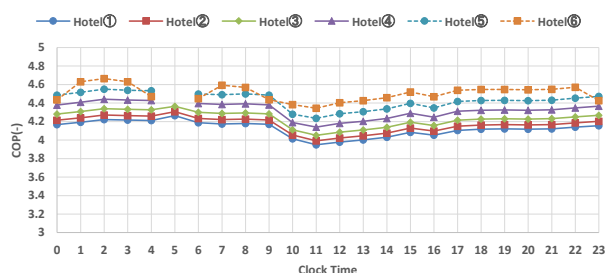


Figure 5 COP of the Heat Pump Water Heater

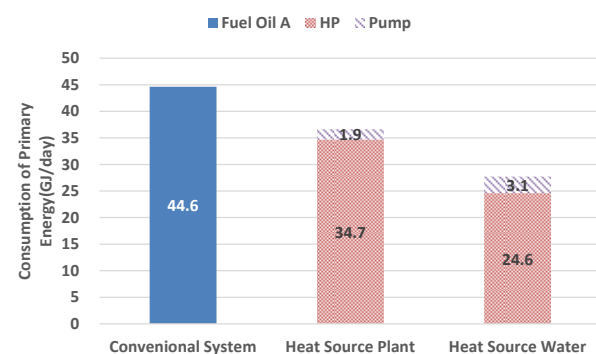


Figure 6 Consumption of Primary Energy

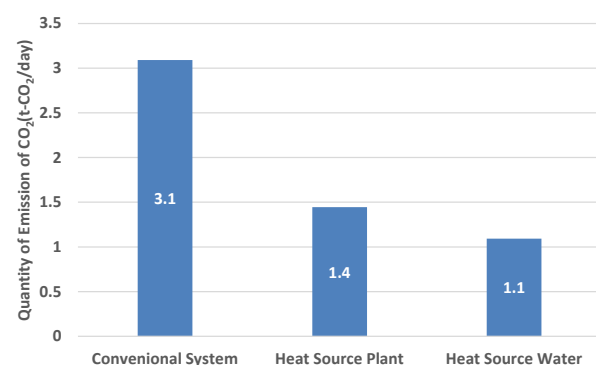


Figure 7 Quantity of Emission of CO₂

帯水層を利用した蓄熱空調システムの研究 昼夜間蓄熱利用について電力消費量及びピーク電力負荷低減効果

Study on Thermal Energy Storage System utilizing Aquifer

Electric Power Consumption and Electric Power Peak Load Reduction by Daily Thermal Storage

○山本 真平 (大阪市立大学)

西岡 真稔 (大阪市立大学)

鍋島 美奈子 (大阪市立大学)

中尾 正喜 (大阪市立大学)

中曾 康壽 (関西電力)

Shinpei YAMAMOTO*¹ Masatoshi NISHIOKA*¹ Minako NABESHIMA*¹

Masaki NAKAO*¹ Yasuhisa NAKASO*²

*¹ Osaka City University *² Kansai Electric Power CO.Inc.

Reducing the electric power demand gap between the day and night by leveling the electric power load contributes to improving utilization rate of electric power facilities. Therefore we focused on the possibility of utilizing Aquifer for daily thermal storage use. The purpose of this study is to estimate electric power consumption and electric power load reduction by daily thermal storage in cooling period (June~September). Through simulation studies, the peak electric power load reduces up to 25.6%, but total electric power consumption rise up 23.7%. On another front, total electric power cost reduces 10.7%.

1. 研究背景・目的

電力利用において、電力負荷の平準化によって、昼夜間の電力需要格差を縮小することは、発電設備の利用率の向上に繋がり社会的な意義があると言える。加えて東日本大震災以降、原子力発電所の稼働停止に伴い電力供給不足が顕在化しており、昼間にピークを迎える電力需要を抑制する必要性が高まっている。

電力負荷平準化に向けた技術として、建物内の蓄熱槽に水や氷を媒体として負荷が小さい夜間に熱を蓄え、負荷が大きくなる昼間に蓄熱分を利用する蓄熱空調システムがあるが、蓄熱槽の構築コストとスペースの確保が普及を妨げる要因の一つとなっている。そこで本研究では、建物地下に存在する透水性の高い地層である帯水層を蓄熱槽の代わりに利用することで、蓄熱槽を必要としない帯水層蓄熱空調システム (Figure 1) に着目した。

我々はこれまでの研究¹⁾にて、学内に設置した2本の井戸を含む蓄熱設備を用いた蓄熱実験により、開放帯水層であっても約8割の熱回収率が得られること、加えて地下水流動解析ソフトであるFEFLOWを用いたシミュレーションによって適切な地下水流速と分散長を設定する

ことで、揚水温度応答を説明できる事を明らかにした。

次に、帯水層蓄熱空調システムの導入に向けて、帯水層に空調設備を組み合わせたシステム全体の評価が必要であると考えられる。しかし、FEFLOWでは計算負荷が大きく、空調設備との連成計算が不可能であった。

そこで本研究では、計算負荷の小さい帯水層円筒型モデルを導入することでシステム全体のモデルを構築し、昼夜間蓄熱利用について、冷房期間(6月~9月)を通じて、その電力消費量及びピーク電力負荷低減効果を明らかにすることを目的とする。

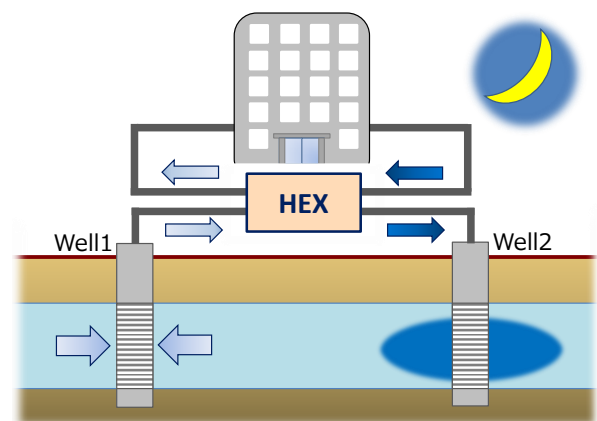


Figure 1 Aquifer Thermal Energy Storage System (ATES)

2. 帯水層円筒型モデル

本報告では、伊藤ら²⁾によって作成された円筒型モデル (Figure 2) を用いて計算を行った。このモデルは上下を不透水層に挟まれた水平な被圧帯水層を対象とし、自然地下水流速は 0 m/s である。また、同心円状の蓄熱槽の連結で表現されており、同一槽の水温と土壌温度は直ちに平行し、水の温度変化による密度や粘性変化は考慮していない。帯水層への熱の広がり半径方向で一様に流れると仮定しているため、1次元のエネルギー方程式を解くことになる。

3. 帯水層蓄熱空調シミュレーション概要

物理モデリングツール Dymola を用いて Figure 3 に示すような帯水層と空調設備を組み合わせたモデルを構築した。本報告では、LBL により制作された Modelica Building Library の機器モデルを使用している。Figure 3 のモデルは、電力負荷平準化を目的として、夜間に冷凍機で生成した冷水で熱交換器を介して地下水を冷却し、帯水層に蓄熱、昼間に蓄熱分を揚水して室から戻ってきた冷水を予冷することで冷凍機の負荷を抑えるモデルである。なお、揚水ポンプには帯水層からの揚水温度と室からの戻り温度を検知して (揚水温度) \geq (戻り温度) になると揚水ポンプを停止する制御を組み込むことで、揚水時間の後半に揚水温度が戻り温度よりも高くなり、逆に冷凍機の負荷になるという問題を解決している。比較する既存のシステムは、Figure 4 に示すように蓄熱設備がなく、冷凍機と冷却塔だけで冷房負荷を賄うシステムである。

これらのモデルを用いて冷房期間 (6~9 月) を通じて昼夜間蓄熱利用について計算を行った。計算間隔は 200 s 毎とし、以下に示す結果のデータは 1 h 毎の平均値を用いている。事前に行った円筒型モデルと FEFLOW との精度検証から冷水流量を 600 L/min に設定し、この流量を冷水出口温度である 5°C に冷却できる能力を持つ冷凍機を設定した。冷房負荷は、文献³⁾を参考に設定した冷凍機的能力で賄える延床面積 6000 m^2 のビルを対象とした。各月の 1 日の冷房負荷の変動を Figure 5 に示す。今回の計算では、Figure 5 の冷房負荷の変動がその月の間一定で繰り返されると仮定している。また、冷却塔には気象庁の 2015 年大阪の気象データを参考に、気温と相対湿度から湿球温度を与え、アプローチ温度は 5°C とした。

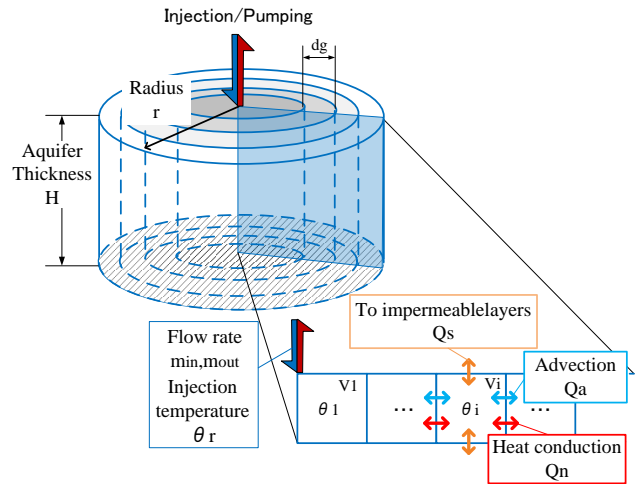


Figure 2 Aquifer Cylindrical Models

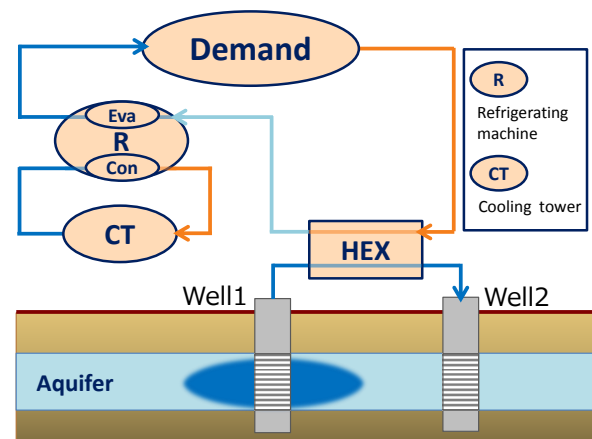


Figure 3 Thermal Energy Storage System utilizing Aquifer (ATES)

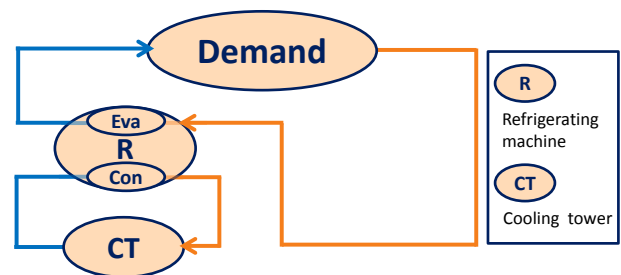


Figure 4 Comparative Model

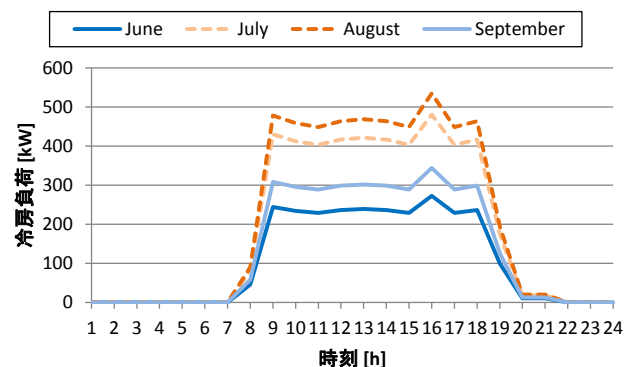


Figure 5 Cooling Load

冷凍機・冷却塔は、冷房負荷が発生する時間帯と夜間蓄熱の時間帯に運転する。以上の空調設備側の計算条件を纏めたものを Table 1 に示す。

蓄熱設備側の計算条件を Table 2 に示す。蓄熱側は夜間に蓄熱、負荷が発生する時間帯に揚水して冷凍機の負荷を抑える運転である。注水流量は一定とし、揚水流量はその日の冷房負荷が最大となる時間に流量が最大になるように設定し、残りの時間帯は最大負荷からの比率で流量を決定することで、負荷が大きい時間帯に蓄熱分を利用できるようにしている。帯水層の物性値は文献¹⁾⁴⁾⁵⁾を参考にしており、帯水層及び不透水層の厚みは、実際に存在する地盤構造を参考に設定した。比較する既存システムの計算条件は Table 1 と同様だが、夜間に蓄熱は行わないため負荷が発生する時間帯のみ運転する。

4. 電力消費量及びピークカット効果

計算結果の一例として、Figure 6 に 8 月 15 日における、帯水層蓄熱空調システムの室からの戻り温度、冷水入口温度、揚水温度の推移を示す。Figure 6 より、負荷が発生する時間帯（7～22 時）に室から戻ってきた冷水（点線）が揚水した地下水（濃い実線）との熱交換によって、予冷されて温度が低下（薄い実線）していることから、昼間の冷凍機の負荷を抑制できていることがわかる。また、揚水時間の後半には揚水温度が上昇するが、戻り温度と揚水温度の温度差が無くなる 19 時のあたりで揚水温度に変化がなく一定になっていることから、揚水ポンプが停止しており、組み込んだ制御が上手く作動していることが確認できた。

次に、Figure 7 に 8 月 15 日の帯水層蓄熱空調システムと既存システムの電力消費量の推移を比較したものを示す。Figure 7 より、既存システムでは昼間に発生していたピーク負荷が帯水層蓄熱空調システムを導入することで、夜間に移行できていることが確認できた。また、昼間の負荷だけに着目すると 39.5 % ピークカットができており、昼間の電力需要を大きく抑制できることがわかった。一方で、1 日の積算電力消費量で比較すると、帯水層蓄熱空調システムの方が 16.9 % 増加しており、帯水層へ蓄熱した熱の全てを回収できないことが要因の 1 つであると考えられる。

Table 1 Calculation Condition of Air-conditioning

Running schedule	7~22h (air conditioning) 23~7h (thermal storage)
Freezing capacity [kW]	550
Chilled water flow rate[L/min]	600
Cooling water flow rate [L/min]	702
Aprorch temperature [degC]	5
Wet-bulb temperature [degC]	2015.June~September at Osaka
Evaporator entering temp [degC]	5
MaximumCcooling Load [kW]	534

Table 2 Calculation Condition of Thermal Storage

Running schedule		23~7h : injection 7~22h : pumping 22~23h :stop
Ground temperature [degC]		18
Injection flow rate [L/min]		600
Pumping flow rate [L/min]		0~600
Sand gravel	Heat conductivity [W/mK]	4.03 ¹⁾
	Heat capacity [kJ/kgK]	3.18 ⁴⁾
Cray	Heat conductivity [W/mK]	1.2 ¹⁾
Aquifer thickness [m]		18.2
Impermeable layer thickness [m]		7.45
approx dispersivity [m]		0.0001
porosity [-]		0.325 ⁵⁾

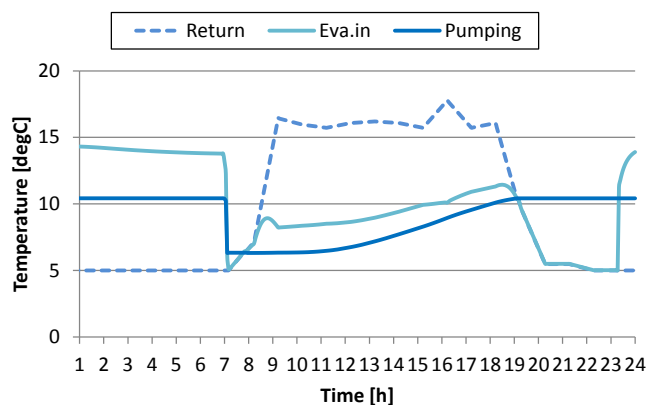


Figure 6 Temperature Response on August 15th

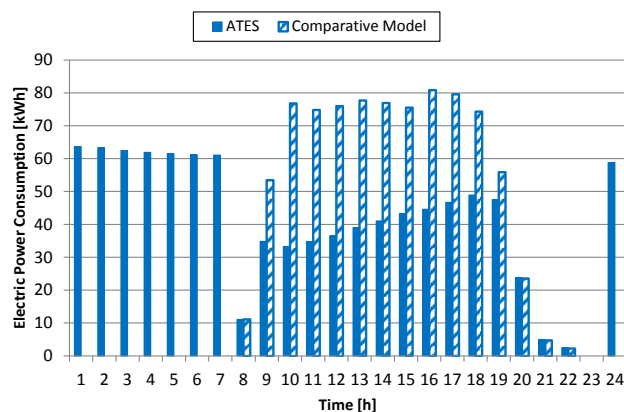


Figure 7 Electric Power Consumption on August 15th

冷房期間を通じて、電力消費量について月毎に纏めて帯水層蓄熱空調システムと既存システムを比較したものを Figure 8 に示す。負荷のピークカットについては、その月で最も効果が大きかった日の値を示している。Figure 8 より、全ての月において、ピークカットが実現できているが、冷房期間で電力消費量は 23.7 % 増加する結果となった。月別に見ると、6 月は帯水層蓄熱の利用開始の月ということもあり、帯水層内の温度が全く冷却されていない状態からの運転になるため、電力消費量の増加率が最も大きくなっている。また、ピークカットも運転開始月であること、冷房負荷が小さいことが影響し、その効果は他の月に比べると小さかった。冷房負荷が大きい 7,8 月は最大で 25.6 % と大きくピークカットができており、帯水層の冷却が進むことにより、電力消費量の増加は 20 % 程度と 6 月に比べ増加率が抑制できている。7,8 月では大きかったピークカットが 9 月で低下しているのは、冷房負荷の減少により、比較する既存システムのピーク負荷が小さくなったためだと考えられる。また、電力消費量の増加率は増えているが、消費量の差で比較すると 7,8 月と大差はなかった。電力消費量の増分の要因を調べるために冷凍機の COP に着目すると、Figure 9 に示す月毎の冷凍機の平均 COP より、冷房期間を通じて COP に大きな差が生じていないことから、消費量の増加分は、蓄熱によって帯水層から回収できなかった熱量の製造に用いた電力が殆どを占めることがわかった。

5. 電気料金の比較

電力消費量は増加する結果となったが、夜間は電気料金が安価であることから電気料金（関西電力の料金参考：7～23 時 29.26 円、23～翌 7 時 13.1 円）について比較を行った結果を Figure 10 に示す。夜間の電力を用いることで、全ての月でコスト削減ができており、最も削減率の大きかった 8 月では 15 % の削減、冷房期間を通して 10.7 % 削減できることが確認できた。

6. まとめ

- (1) 冷房期間を通じてピークカット効果が可能であり、最大で 25.6 % ピークカット効果が確認できた。
- (2) 帯水層から回収できなかった熱量の損失により、冷房期間を通じて電力消費量は 23.7 % 増加するが、安価な夜間電力の利用により 10.7 % のコスト低減が可能である。

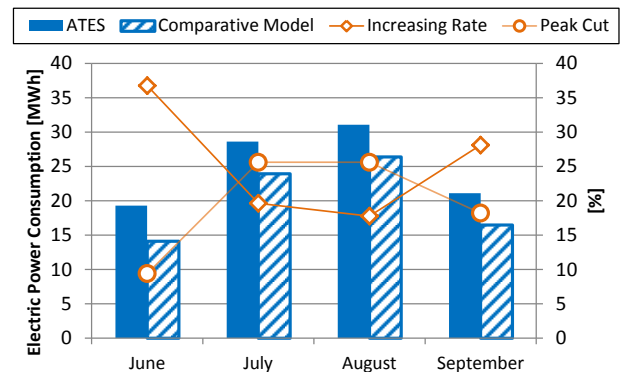


Figure 8 Electric Power Consumption and Peak Cut

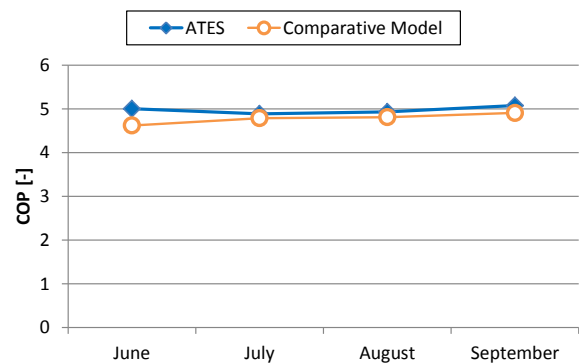


Figure 9 Average COP of Refrigerating Machine

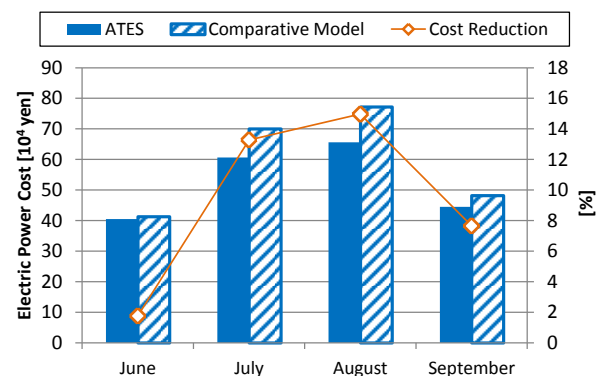


Figure 10 Electric Power Cost

<参考文献>

- 1) 藤井ら：帯水層を利用した昼夜間蓄熱システムの研究(第1報) 長期間運転時の蓄熱特性の計測とモデル同定, 空気調和・衛生工学会全国大会発表論文集, 2013, 9 月
- 2) 伊藤ら：帯水層を利用した昼夜間蓄熱システムの研究 - 帯水層の温度応答を予測する集中定数モデルの構築 -, 空気調和・衛生工学会近畿支部発表論文集, 2011 年, 3 月
- 3) 社団法人空気調和・衛生工学会編著『都市ガスによるコージェネレーションシステム計画・設計と評価』
- 4) 日本機化学会：伝熱工学資料改訂第4版, 1986 年, 丸善
- 5) 藤縄克之：環境地下水学, p.43, 2010 年, 共立出版

並列連結式温度成層型蓄熱槽の連通口に関する検討

Effect of Connecting Hole through Tank Partition on Storage Performance
in Parallel Type Temperature-stratified Water Thermal Storage Tank

○河江 美里 (大阪大学) 相良 和伸 (大阪大学)
 小林 知広 (大阪市立大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 岩田 剛 (三重大学)

Misato KAWAE^{*1} Kazunobu SAGARA^{*1}

Tomohiro KOBAYASHI^{*2} Toshio YAMANAKA^{*1} Hisashi KOTANI^{*1}

Yoshihisa MOMOI^{*1} Takeshi IWATA^{*3}

^{*1} Osaka University ^{*2} Osaka City University ^{*3} Mie University

Water Thermal Energy Storage (TES) system is used to cut down heating and cooling cost in the daytime. In the parallel type temperature-stratified water TES tank, connecting hole through tank partition is the inlet and outlet for non-diffuser tank. When the large connecting hole is installed, the strength of partition as underground beam is low, although the difference of water flow rate between the water tanks is low. It is difficult to keep balance of two factors. This study aims to consider about the proper position and size of connecting hole to improve the storage performance.

1. はじめに

蓄熱式空調システムとは、夜間の安価な電力を利用して熱エネルギーを蓄え、昼間の冷暖房負荷の処理に利用する空調システムであり、電力ピークデマンド低減に有効である。

本研究では、複数の槽が並列に連結されている温度成層型水蓄熱槽において、流出入のためのディフューザーを設けない槽を設置することで、設置コストを削減することを目指している。本報では、流出入のためのディフューザーを持つ槽と持たない槽が連通口でつながっている並列連結型蓄熱槽の蓄熱性能評価方法の理論的な検討を行った。また、理論的に求めた蓄熱性能をCFD解析により検証し、結果を示した。

2. 2槽並列連結の場合の蓄熱性能の理論的検討

放冷時、ディフューザーを持つ槽(槽A)の槽上部のディフューザーから15℃の高温水の流入があり、槽下部のディフューザーから流出する。また、ディフューザーを持たない槽(槽B)へは、槽上部の連通口から高温水が流入し、

槽下部の連通口から流出する (Fig. 1)。

槽上部連通口で槽Aから槽Bへ、槽下部連通口では槽Bから槽Aへと流れている場合には、両槽の温度分布の差異から密度差が生じることで、圧力差が発生する (Fig. 2)。両槽で温度成層部に厚みが無く完全ピストン流となっていると仮定した場合、それぞれの槽の高さにおける密度の差異に着目すると、槽内高さでの圧力差は、高温水と低温水の密度差 $(\rho_L - \rho_H)$ [kg/m³] と槽A、Bそれぞれの温度成層部高さの差 $\Delta h = h_2 - h_1$ [m] のみで、表すことができる。槽Bにおける流入量 F_u [m³/s] と流出量 F_l [m³/s] は等しく、連通口の断面積を上部下部ともに等しい A [m²] とすると、流入・流出量は、

$$F_u = -F_l = \alpha A \sqrt{\frac{g(\rho_L - \rho_H)(h_2 - h_1)}{\rho}} \quad (1)$$

と表すことができる。ここで、流量係数を α [-]、重力加速度を g [m/s²]、高温水と低温水の平均密度を ρ [kg/m³] とする。また、連通口の高さ方向の長さ d_c [m] を代表長さ、連通口流速を u_c [m/s] とし、連通口アルキメデス数 Ar_c [-]

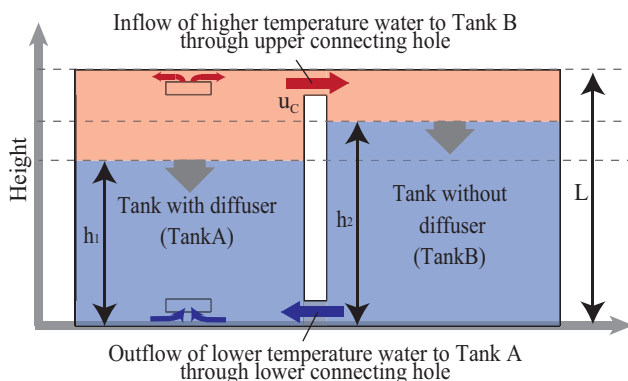


Fig. 1 Outline of parallel type temperature-stratified water thermal storage tank

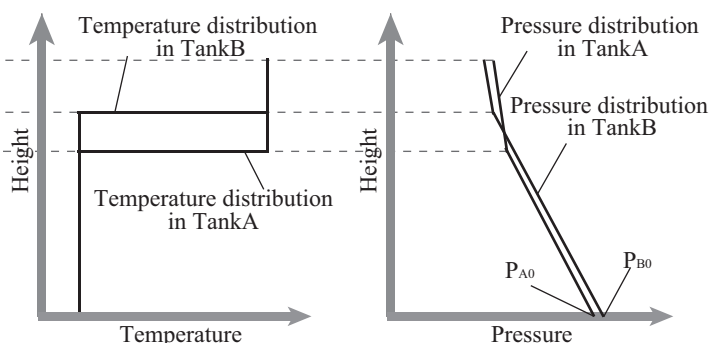


Fig. 2 Temperature and pressure distribution in each tank

を次のように表す。

$$Ar_c = \frac{gd_c(\rho_L - \rho_H)/\rho}{u_c^2} \quad (2)$$

連通口アルキメデス数 Ar_c と、両槽の温度成層部の高さの差異 Δh [m] と槽水深 L [m] の比 R_H [-] を用いると、以下の関係が得られ、連通口の条件から Δh を推定することができる。

$$R_H = \frac{\Delta h}{L} = \frac{1}{\alpha^2} \cdot \frac{d_c}{L} \cdot \frac{1}{Ar_c} \quad (3)$$

また、槽 A と槽 B の温度成層部の温度分布が同じ形状で、形成される温度成層部の高さのみが異なる場合には、どのような形状でも同じ結果になることを確認した。

3. 連通口形状や数量の変化による蓄熱性能への影響

3.1 CFD 解析概要

(1) CFD 解析対象空間

CFD 解析手法を **Table 1** に示す。解析空間は、1m×1m×1m のディフューザーを持つ槽と持たない槽を 10cm の厚さの隔壁を介して連結させ、上部と下部にそれぞれディフューザーを持たない槽への流入、流出のための連通口を設けたものとした。計算負荷軽減のためディフューザーの中心で槽を 4 分割した空間を解析空間とし、ディフューザーは、単純化のため、20cm×80cm の矩形平板 (設置水深 5cm) から鉛直上向き方向に均等流速で流入するものとした (**Fig. 3**)。

連通口のサイズ、形をパラメータとし、それぞれ流量を変化させ解析を行った。

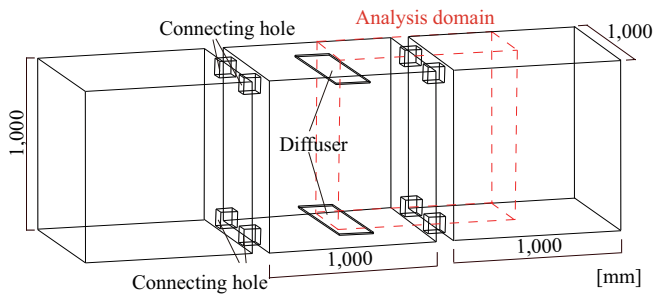






Fig. 3 Analysis domain

Table 1 CFD analysis condition

CFD code	STREAM V13(RC1)	
Turbulence model	Laminar	
Finite difference scheme	QUICK	
Volume expansion coefficient	Function of water temperature	
Initial water temperature	7°C	
Inflow water temperature	15°C	
Number of meshes	Approximately 800,000~1,350,000	
Time step	0.5s	
Boundary condition	Inlet	Defined flow rate
	Outlet	Defined flow rate
	Tank wall	Adiabatic, Wall: Generalized log-law
	Water surface	Adiabatic, free slip
	Symmetry	Adiabatic, free slip

Table 2 CFD analysis case

Case name	Shape of connecting hole	Water exchange time	Theoretical R_H value
caseA	Square (10cm×10cm)  $\alpha=0.75$	0.4h	0.0897
		0.5h	0.0574
		0.6h	0.0399
		0.7h	0.0293
		0.8h	0.0224
		0.9h	0.0177
		1.0h	0.0143
caseB	Circle (diameter 11cm)  $\alpha=0.70$	0.4h	0.0865
		0.5h	0.0553
		0.6h	0.0384
		0.7h	0.0282
		0.8h	0.0216
		0.9h	0.0171
		1.0h	0.0138
caseC	Slit (width 2cm)  $\alpha=0.73$	0.4h	0.0897
		0.5h	0.0500
		0.6h	0.0347
		0.7h	0.0255
		0.8h	0.0195
		0.9h	0.0154
		1.0h	0.0125
caseD	Rectangle (5cm×40cm)  $\alpha=0.75$	0.4h	0.0781
		0.5h	0.0500
		0.6h	0.0347
		0.7h	0.0255
		0.8h	0.0195
		0.9h	0.0154
		1.0h	0.0125

(Cross-section plan)

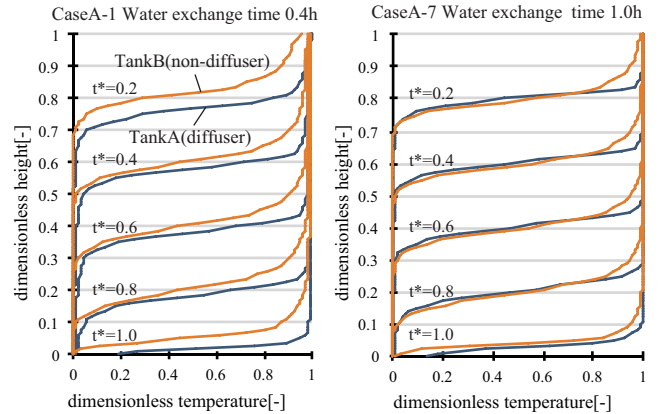


Fig. 4 Temperature distribution (CaseA)

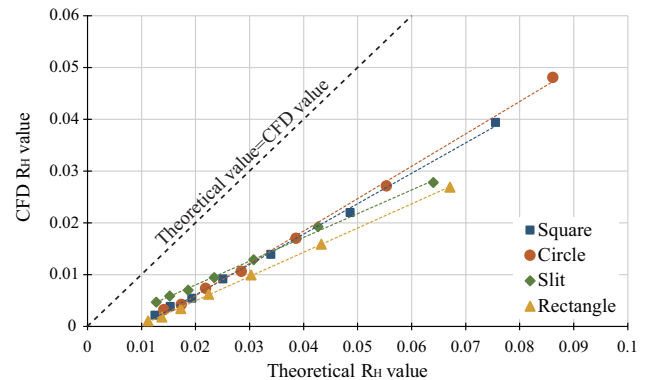


Fig. 5 Comparison between theoretical R_H value and CFD R_H value

(2)CFD 解析結果と考察

理論によって求めた温度成層部の高さの差の水深に対する比 R_H の予測精度を CFD 解析によって検証した。CFD 結果による $t^*=0.6$ 時点のそれぞれの槽内流入熱量の差から求めた R_H と理論値によって求めた R_H を比較し、グラフにまとめた。ここで、連通口 R_e 数によると層流となるため、理論値を求める際の層流における流量係数 α は各条件ごとに算出し **Table 2** に示した。解析結果から連通口前後の圧力差 ΔP を調べ、以下の式を用いて平均形状抵抗値 $\zeta_1 + \zeta_2 [-]$ を計算することで求めた。

$$\Delta P = p_1 - p_2 = \left(\zeta_1 + \zeta_2 + \lambda \frac{l}{d_c} \right) \frac{\rho}{2} u_c^2 \quad \lambda = \frac{64}{R_e} \quad (4)$$

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{\zeta_1 + \zeta_2 + \lambda \frac{l}{d_c}}} \quad (5)$$

(R_e : レイノルズ数 l : 連通口長さ ($l=0.1\text{m}$) λ : 摩擦係数)

3.2 連通口形状による影響

Table 2 に示すように、4 種類の連通口形状に対して、適宜換水時間を 7 段階変化させ CFD 解析を行い、 R_H の比較を行った。例として caseA-1、A-7 での $t^*=0.2$ ごとの温度分布を **Fig. 4** に示す。また、**Fig. 5** に、 R_H の理論値と CFD 解析結果によって求めた R_H を比較したものを示す。全体的な傾向をみると、CFD 解析によって得た値は理論値の約 1/2 ~ 1/3 の値を取ることがわかった。理論上では槽 A と槽 B の温度分布は高さのみが異なり同形状のものであると仮定したのに対し、CFD 解析で得られた結

Table 3 CFD analysis case

Case name	Location of connecting holes	Case number	Water exchange time	Theoretical R_H value
caseA	0cm	1	0.5h	0.0486
caseB	1cm	2	0.6h	0.0340
caseC	5cm	3	0.7h	0.0251
caseD	10cm	4	0.8h	0.0193
caseE	20cm	5	0.9h	0.0153
		6	1.0h	0.0125

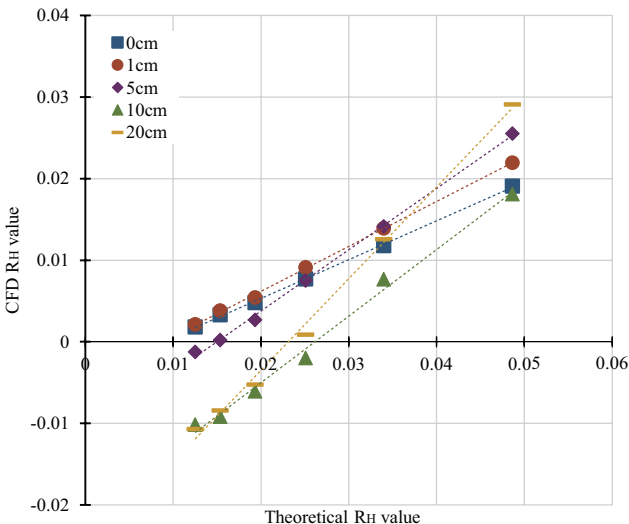


Fig. 6 Comparison between theoretical R_H value and CFD R_H value (Effect of location of connecting holes)

果によると、温度分布の形状に差が見られたことに起因すると考えられる。ただし、設計者の立場から蓄熱性能をチェックする際には安全側の設計となるため、理論で求めた値をそのまま設計時に利用できると考えられる。

3.3 連通口設置高さによる影響

連通口の設置高さを **Table 3** に示したとおり 5 段階設定し、適宜換水時間を変化させ CFD 解析を行った。全体的に、形状による影響と同様に理論値よりも小さな値をとることがわかる (**Fig. 6**)。設置高さによる影響に着目すると、 R_H の変化の割合は、水面から離れるほど、理論値 : CFD 解析値 = 1:1 の関係に近づいた。また、設置水深が深く、換水時間が長い時、解析値が負の値をとるのは、連通口が隔壁中央部にあるため、 $t^*=0.6$ 時点では、両層の流量バランスがまだ安定しておらず、槽 B へ多く流れ込んだためだと考えられる。

3.4 連通口数による影響

連通口の個数を総連通口断面積が等しくなるように 1~3 個に変化させ、適宜換水時間を変化させ CFD 解析を行った (**Table 4**)。CaseA のみ、他の場合に比べて値が小さ

Table 4 CFD analysis case

Case name	Number of connecting holes	Water exchange time	Theoretical R_H value
caseA	1 connecting hole	0.5h	0.0499
	14cm×14cm	0.6h	0.0348
		0.7h	0.0256
		0.8h	0.0197
		0.9h	0.0156
		1.0h	0.0127
caseB	2 connecting holes	0.5h	0.0486
	10cm×10cm	0.6h	0.0340
		0.7h	0.0251
		0.8h	0.0193
		0.9h	0.0153
		1.0h	0.0125
caseC	3 connecting holes	0.5h	0.0535
	8cm×8cm	0.6h	0.0374
		0.7h	0.0278
		0.8h	0.0214
		0.9h	0.0171
		1.0h	0.0139

(Cross-section plan)

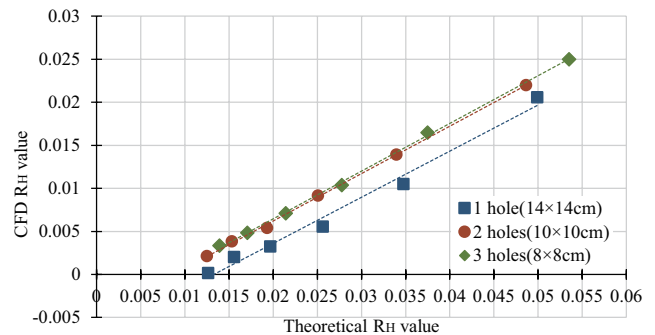


Fig. 7 Comparison between theoretical R_H value and CFD R_H value (Effect of number of connecting holes)

くなっているが、CaseB と CaseC を比較すると概ね一致していることから、連通口断面積が等しく、ある程度槽Bへ流れ込むルートが確保されていれば、蓄熱性能に影響はないと考えられる (Fig. 7)。

4. CFD 解析の実験による精度検証

4.1 概要

三重大学で行われた並列連結式蓄熱槽の連通口に関する実験²⁾のうち、2槽が5cm、30cmの連通口で連結されている条件のデータを用いて、それぞれCFD解析の結果と比較し解析値の精度検証を行った。解析手法をTable 5に、解析空間概要をFig. 8に示す。実験データから流入流量、流入温度を時間の関数として求め、これをユーザー関数として境界条件に入力しCFD解析を行った。

4.2 実験値とCFD解析値の比較

連通口5cmのCaseを比較すると、概ね実験値と一致していることがわかる。また、連通口30cmのCaseでは、換水時間が早い時には概ね一致していることがわかる。換水が終盤になるにつれて、差が大きくなるのは、水面からの熱損失や、流量の関数の与え方の誤差に起因すると考えられる。しかし、概ね一致していることから、CFD解析の値の精度は信頼していいものだと考えられる。

5. おわりに

本報では温度分布の差による密度の違いに着目して理論的に求めた蓄熱バランス比 R_H の予測精度を、CFD解析を用いて検証した。その結果、連通口の位置や形によって若干異なるものの、概ね理論値の1/3~1/2程度の値に一致することがわかった。また、CFD解析の精度の実験値による検証により、解析値がある程度の精度を有するこ

とがわかった。今後の課題として、連通口形状や設置位置、数が蓄熱性能に及ぼす影響をより正確に理論的に検討すること、また2m規模、4m規模の実規模蓄熱槽における連通口の形状や設置高さ、また個数などについても検討を行うことを予定している。

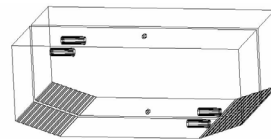
参考文献

- 1) 相良・岩田・北野・永井・甲谷・山中・桃井・古賀・一谷・西山『温度成層型蓄熱槽における鉛直流入型ディフューザーの性能評価と設計手法』空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集第2巻, pp.101-104, 2015年9月
- 2) 岩田・北野・石川・相良『並列式温度成層型蓄熱槽における連通口の槽内混合特性に及ぼす効果に関する研究』空気調和・衛生工学会論文集, No. 118, 2007年1月

Table 5 CFD analysis condition

CFD code		STREAM V13(RC1)	
Turbulence model		Laminar	
Volume expansion coefficient		Function of water temperature	
Size of connecting hole		Circle (φ50mm)	Circle(φ300mm)
Initial water temperature		7.1°C	6.4°C
Inflow water temperature		Defined function of time	
Number of meshes		1,037,400	1,085,175
Time step		0.3s	0.5s
Boundary condition	Inlet	Defined flow rate(user's function)	
	Outlet	Defined flow rate(user's function)	
	Tank wall	Adiabatic, Wall: Generalized log-law	
	Water surface	Adiabatic, free slip	

Circle(φ50mm)



Circle(φ300mm)

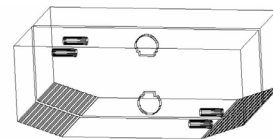


Fig. 8 Analysis domain

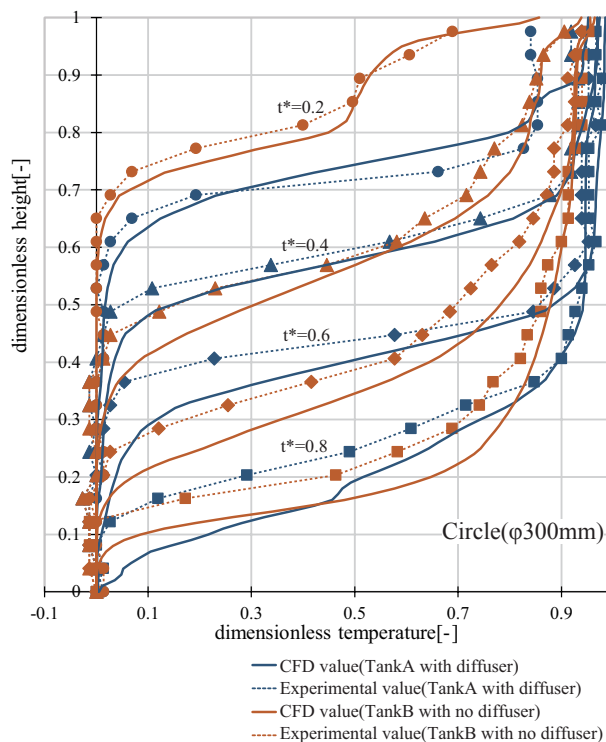
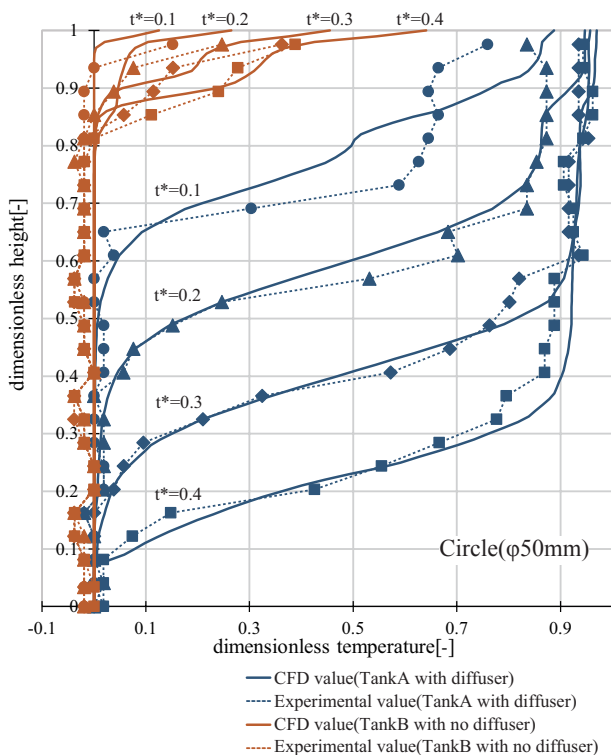


Fig. 9 Comparison between experimental result and CFD analytic result

沖縄の高齢者の住まい方と活動量に関する実測調査 Survey on Lifestyle and Physical Activity of the Elderly in Okinawa

○ 宮 里 真 以 (奈良女子大学) 久 保 博 子 (奈良女子大学)
磯 田 憲 生 (奈良女子大学) 東 実千代 (畿央大学)
佐 々 尚 美 (武庫川女子大学)

Mai MIYAZATO*¹ Hiroko KUBO*¹ Norio ISODA*¹

Michiyo AZUMA*² Naomi SASSA*³

*¹ Nara Women's University *² Kio University *³ Mukogawa Women's University

The subtropical climate is considered to be one of main causes of heat disorders. However, the traditional housing and the lifestyle in Okinawa are well adapted to the subtropical environment. The purpose of this study is to clarify the problems in their living environment and lifestyle by measuring their residential thermal conditions and daily activities. The results were as follows; The elderly in Okinawa live in a hot environment throughout the day, and they tend to live in well-ventilated houses with open windows. They also spent less time on outdoor activities during the daytime in midsummer.

1. はじめに

亜熱帯の暑熱地域である沖縄地方は、熱中症の危険が高い環境にあり¹⁾、暑熱環境下での健康被害予防にむけた環境整備と住まい方の検討が必要である一方、ライフスタイルなどを上手く適応させて、暑さ対策を行っていると考えられる。そこで、本調査では、沖縄・慶良間諸島で自宅計測と聞き取りにより温熱環境と日常生活行動の実態を調査することで、熱中症弱者である高齢者の住まい方における問題や工夫を抽出することを目的とする。また、これまでに奈良で実施した同様の調査結果と比較・検討を行うことで、近年増加傾向にある高齢者の暑熱による健康被害の予防のための、熱中症対策に有効な住まいの環境整備と住まい方や生活スタイルを検討した。

2. 方法

2.1 8月実測調査

調査は8月から10月にかけて2回行った。Table 1に8月の実測調査概要を示す。調査は沖縄県・慶良間諸島の西半分の島々から構成される座間味村にて行った。対象は座間味村に居住する高齢男性2名、高齢女性3名である。8月下旬から10月初旬にかけて多機能型万歩計による日中活動量や体動量の計測、および日中滞在することの多い居間と寝室枕元に小型温湿度計を設置して温湿度変動の計測を行った。

Table 1 Outline of the field survey(August)

Period	a day from 21 August to 6 October 2015		
Subjects	2 elderly males live in Zamami-Is. aged 84.5±6.4		
	3 elderly females live in Zamami-Is. aged 79.6±6.8		
Place	In their house (living room and bed room)		
Measurement	Environment	Beside pillow air-temperature/relative humidity <every 10 minutes> Living room air-temperature/relative humidity <every 10 minutes>	
	Physiological responses	Body Movement <every 2 minutes>	

Table 2 Outline of the field survey(October)

Period	a day from 6 October to 15 October 2015		
Subjects	4 elderly males live in Zamami-Is. aged 82.3±9.3⇒1 subject: Questionnaire only.		
	21 elderly females live in Zamami-Is. aged 81.0±5.5⇒12 subjects: Questionnaire only.		
Place	In their house (living room and bed room)		
Measurement	Environment	Beside pillow air-temperature/relative humidity <every 2 minutes> Living room air-temperature/relative humidity <every 2 minutes>	
	Physiological responses	Body Movement <every 2 minutes>	
	Psychological responses	OSA sleeping questionnaire version of MA	
	Other	Questionnaire of Living environment and Lifestyle in Summer Record of a day behavior Layout of dwelling house PMV	

Table 3 Schedule of the field survey(October)

	Day 1		Day 2		Day 3		Day 4	
	Noon	Night	Morning	Noon	Night	Morning	Noon	Night
Body Movement	←							→
living room air-temperature/humidity	←							→
pillow air-temperature/humidity	←							→
OSA-MA			○		○		○	
PMV, layout of dwelling house	only when we could get their consent							

Table.4 Subjects characteristic

		age (years old)	height (cm)	weight (kg)	BM1 (kg/m ²)
Elderly male (n=4)	average	82.3	168.3	64.7	22.9
	max	90	172	70	24.2
	min	70	163	62	21.0
	SD	9.3	4.7	4.6	1.7
Elderly female (n=21)	average	81.0	148.8	49.8	22.5
	max	91	159	62.7	28.9
	min	67	141	39	17.8
	SD	5.5	5.3	8.7	3.9

2.2 10月実測調査

Table.2に10月の実測調査概要を示す。被験者は8月調査の被験者を含んだ高齢男性4名、高齢女性21名である。被験者の自宅にて連続4日間の居間、寝室での温熱環境の連続測定、および多機能型万歩計による日中活動量の計測を行った。また、8月の調査項目に加え、夏期における住環境と日常生活に関するアンケートへの回答、起床時のOSA睡眠調査票の申告をお行わせた。了承を得られた方のみ、PMV計による測定と自宅の間取りの記録も併せて行った。

自宅計測の手順をTable.3に示す。温熱環境として3晩の枕元温湿度の測定と同時に連続4日間の居間の温湿度の測定を行った。また生理量として、睡眠前後にOSA-MA版や生活行動記録用紙の記入などを行い、了承を得られた対象住宅のみ、調査期間中、自宅を訪問した際にPMV計による測定と間取りの記録を行った。

3. 結果及び考察

3.1 被験者概要

被験者概要をTable.4に示す。被験者の平均年齢は男性 82.3 ± 9.3 歳、女性 81.0 ± 5.5 歳で、後期高齢者の割合が9割弱と非常に高齢であった。被験者の住宅形式は鉄筋コンクリート造(72%)で築35年以上(64%)の住宅が多かった。

3.2 慶良間の気候

Fig.1に本調査の対象地である沖縄・慶良間諸島と奈良、東京の気候を比較したグラフを示す。真夏である8月の平均気温に大きな差はないが、亜熱帯地域である慶良間は年間を通じて気温が高く、平均風速も約4~5m/sと奈良・東京に比べやや高い。これは海に囲まれた地形の影響が考えられる。また、夏期における

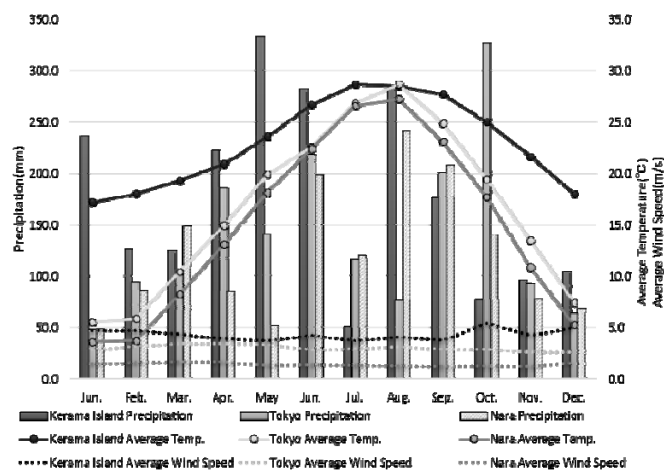


Fig. 1 Comparison of Climate(Kerama Islalnd, Nara, Tokyo)

日較差は奈良で約3~11℃あったのに対し、慶良間は2~4℃と1日の気温差が小さい特徴があった。

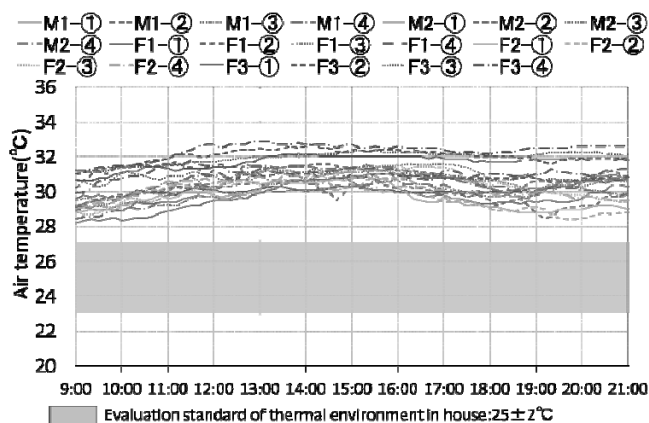


Fig.2 The change of livingroom air temperature during daytime (Zamami Island, 2015)

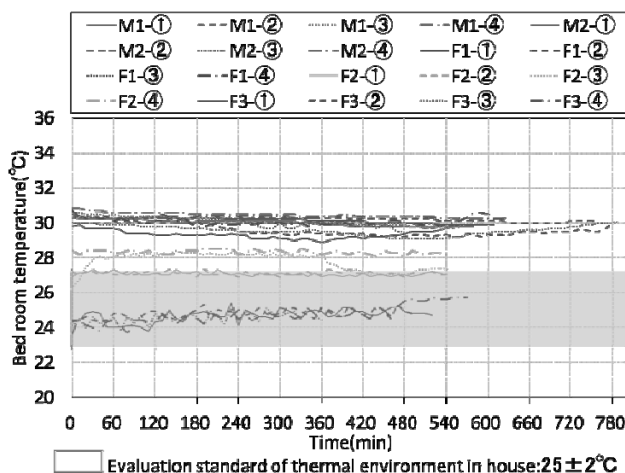


Fig.3 The change of bedroom air temperature during sleep (Zamami Island, 2015)

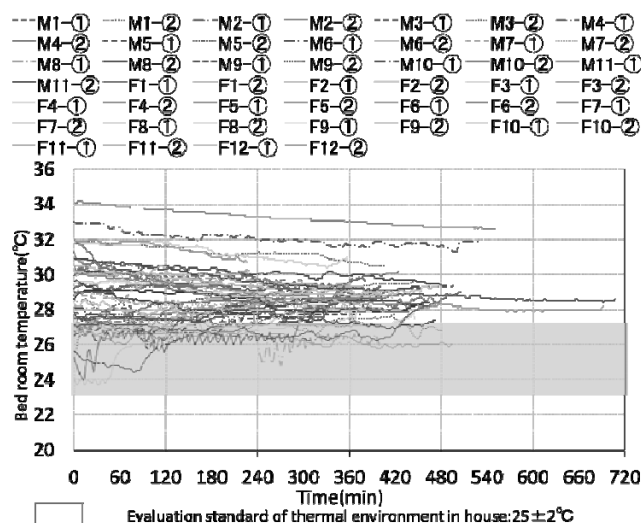


Fig. 4 The change of bedroom air temperature during sleep (Nara, 2013)

3.3 自宅計測

(1) 日中居間温度経時変動

Fig. 2 に日中居間温度の経時変動の一例として、8月調査の期間中に4日間連続して真夏日を記録した8月30日から9月2日の例を示す。滞在中にエアコンを使用する被験者はおらず、被験者F2とF3の2名が扇風機をつけたたり消したりして使用すると回答していた。居間の温度を住宅熱環境評価基準²⁾(夏期・高齢者:25℃±2℃)と比較すると、全被験者が基準値よりも高い温度で生活していた。被験者F1は、居間に冷房機器を備えておらず4日間のうちほとんどの時間を31℃以上の環境で過ごしていた。

(2) 睡眠中枕元温度経時変動

Fig. 3はFig. 2と同じ日の睡眠中寝室温度の経時変動を示したものである。住宅熱環境評価基準²⁾(夏期・高齢者:25±2℃)と比較すると、基準値よりも高い温度で寝ている被験者が多く、終夜この基準の範囲を満たしていたのは終夜エアコンを使用しているM2の1例のみであった。F2は睡眠中エアコンをつけたたり消したりして使用しており、M1とF3は扇風機を使用していた。F1は冷房機器を使用せず、窓を開放して寝ていた。

(3) 睡眠中枕元温度経時変動—沖縄・奈良比較

Fig. 4は2013年夏期に奈良の高齢者を対象とした実測調査³⁾で得られた睡眠中枕元温度の経時変動である(n=23)。枕元温度は約24~33℃の範囲であり、被験者数の違いもあるが、個人差が大きかった。枕元温度を住宅熱環境評価基準²⁾(高齢者:25±2℃)と比較すると、沖縄の結果と同様に基準値よりも高い温度で寝ている被験者が多く、どちらの高齢者も、高い温度環境を容認する傾向がみられた。被験者の中には1時間以内に4℃以上上昇する例、反対に30分で2℃以上低下する例もみられ、これはエアコンの切タイマーの使用やハンチングの影響と考えられる。また、エアコンを使用していないと考えられる被験者においても、就寝時から起床時にむかって1℃~3℃程度低下する傾向が見られた。これは外気温の影響を受けたものと考えられる。沖縄の例において、エアコン非使用者の終夜枕元温度変化は小さく、これには沖縄の日較差が小さいことと、風通しのよい寝室環境が影響していると考えられる。

3.4 アンケート結果

(1) 住宅の風通し

Fig. 5 に台所・寝室・居間の風通しについて示す。居間と寝室に関して、座間味村の結果において、風通しが「非常に良い」または「良い」とする被験者は84%(21名)であり、2014年夏期に奈良の高齢者

を対象に実施したアンケート結果⁴⁾と比較して、居間と寝室の風通しが良いと感じている人の割合が多かった。

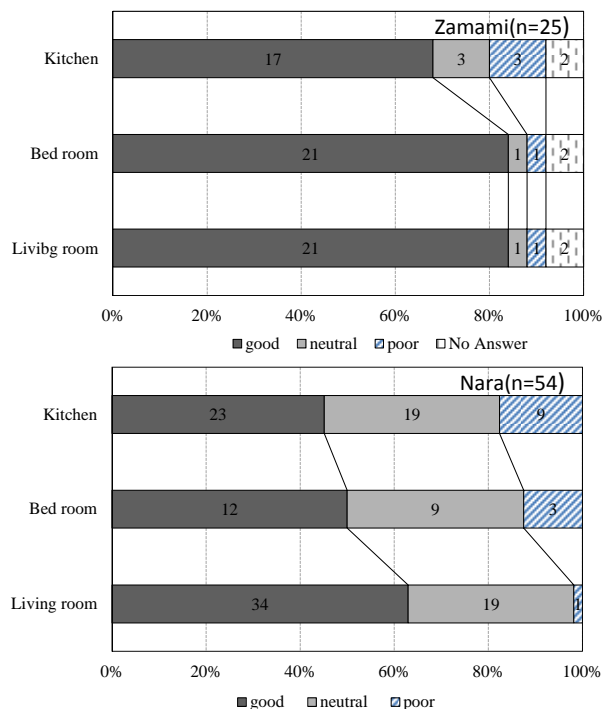
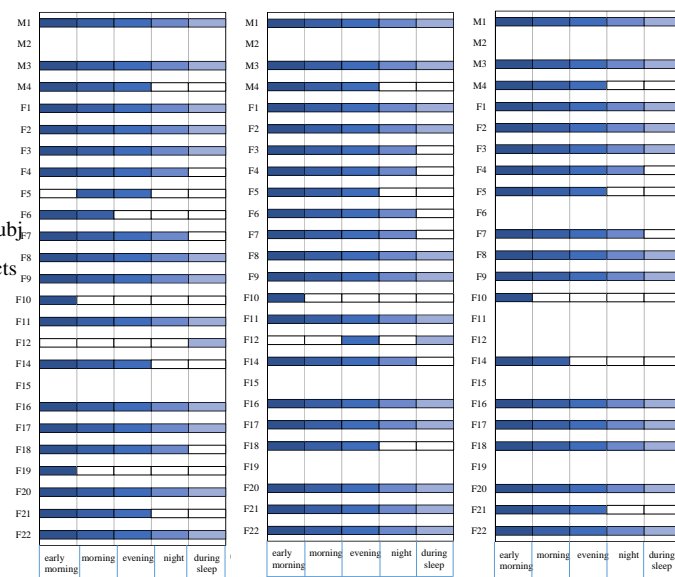


Fig.5 Room Ventilation

Upper : Okinawa(2015) Lower : Nara(2014)



(1) livingroom

(2) bedroom

(3) kitchen

■early morning ■morning ■evening ■night ■during sleep □closed

Fig.6 Period of opening windows

(2) 窓を開放している時間帯

Fig. 6 に左から順に居間、寝室、台所の窓を開放している時間帯を被験者毎に示す。1日を朝、午前、午後、夜、睡眠中に区分し、窓を開放している時間帯を黒系色、閉めている時間帯を白で表している。アンケート結果より「1日中」および「睡眠中を除

き1日中窓を開ける」人は6割強に及び、実際に1日中窓を開けて風を取り入れるようにしている人が多くいた。

3.5 活動量

(1) 住まいの温熱環境および活動量の経時変動

住まいの温熱環境および活動量の経時変動の一例として、被験者 M2 の事例を Fig. 7 に示す。左が 8 月調査、右が 10 月調査の結果を示し、上段が環境温湿度、下段が活動量を示している。

8 月調査では夜間の寝室温度が外気温よりも低く、エアコンの使用によって寝室温度が調節されていた。活動量の経時変動を 8 月調査時と 10 月調査時と比較すると、10 月調査時には調査 2 日目、3 日目ともに外気温が 25℃前後に低下している 16:00 頃に 1 時間程度のウォーキングを行っており、そのために活動量が増加していた。

(2) 被験者別活動量の変化

1 週間毎の全活動量の 1 日平均を算出し、被験者毎にプロットした活動量の経時変化のグラフを Fig. 8 に示す。個人差と、期間によって活動量に差がみられるが、10 月調査では全体的に値が高い傾向が認められた。

4. まとめ

- 座間味村において最高気温が 30℃を超える真夏日でもエアコンを使用する被験者はおらず、全被験者が住宅熱環境評価基準より高温環境下で生活していた。
- 奈良、沖縄ともに、大半の高齢者が基準範囲より高温な温熱環境で寝ており、どちらの高齢者も、高い温度環境を容認する傾向がみられた。
- 座間味村では窓を開けて風を取り入れるようにしている高齢者が多く、住宅の風通しが「良い」と感じている人が多かったことから風を上手に取り入れて涼をとっていることが考えられた。
- 座間味村において涼しくなる季節や時間帯に活動量が増加する被験者が認められ、暑い時間帯や日中に外出を控える行動の工夫がうかがえた。

高齢者は基準値よりも高い温熱環境を容認する傾向があり、高齢者の体温調節反応の遅れなどを考慮すると暑熱障害の危険性の高い環境を改善する必要がある一方、「窓を開ける」、「暑い時間帯の外出を避ける」など気候風土に上手く適応した行動調節の工夫がうかがえた。

今後は各環境条件と活動量の関係について、これ

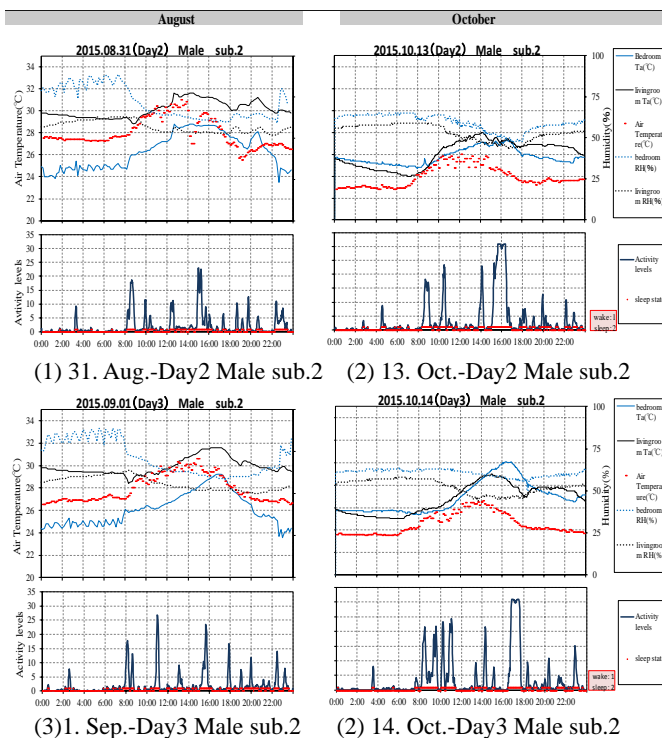


Fig. 6 Changes of air temperature/humidity in bedroom and livingroom, activity levels, sleep state (Elderly male Sub.2-Day2 and Day3)

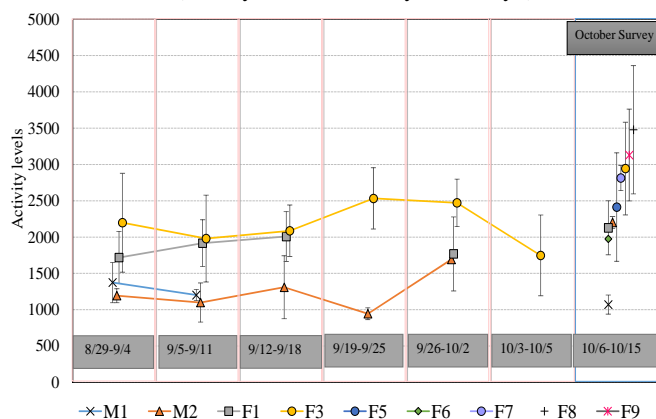


Fig. 7 Change of Activity levels from August to October (each of subjects)

までに蓄積された奈良のデータと合わせて更に検討を進める。

5. 参考・引用文献

- 総務省消防庁,平成 27 年の熱中症による救急搬送状況, 2015, http://www.fdma.go.jp/neuter/topics/fieldList9_2.html
- 高齢者生活熱環境研究会, 1991 改訂
- 秋山佳代:夏期の寝室温熱環境が高齢者と若齢者の終夜睡眠に与える影響 (その 2), 空気調和・衛生工学会近畿支部学術発表会論文集, pp265-268, 2014.3
- 奥野勇也、中田冬馬:高齢者の熱中症対策に関する研究, 畿央大学卒業論文, 2014
- 頼田未来:冬期における高齢者の室内温熱環境と生理・心理反応に関する研究, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術発表会論文集,2014
- 亀ヶ谷佳澄:夏期の寝室温熱環境が高齢者と若齢者の終夜睡眠に与える影響, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術発表会論文集, pp169-172, 2013.
- 花島佑理「夏期における高齢者の室内温熱環境に関する実態調査」, 平成 26 年度奈良女子大学卒業論文, 2014

ボトムアップ型エネルギー需要推計における
住宅居住者行動に伴う機器使用決定モデルの開発
**Modeling of Home Appliance Operation Accompanied with Occupants Behavior
in Bottom-up Energy Demand Model**

○深澤 晋平（大阪大学） 正 会 員 山口 容平（大阪大学, JST CREST）

正 会 員 下田 吉之（大阪大学, JST CREST）

Shimpei FUKAZAWA*¹ Yohei YAMAGUCHI*^{1*2} Yoshiyuki SHIMODA*^{1*2}

*¹ Osaka University *² CREST, Japan Science and Technology Agency

The paper evaluates 5 different forms of models to stochastically decide home appliance operation accompanied by time-series occupant behavior data in residential buildings. The model variation is given by factors considered, namely, operation probability, operation duration probability, and probability of time before operation. The result showed that the model using probability of time before operation and operation duration probability performed performs most accurately.

はじめに

住宅における省エネルギー設備の導入によって得られる効果は世帯のエネルギー需要の大きさによって異なる。例えば、コージェネ等の新型給湯器と蓄電池の導入を検討した研究¹⁾は、電力需要によって技術導入のメリットが異なる。一方、技術評価に利用することができる時系列のエネルギー需要は限定的である。このような背景から、住宅エネルギー需要を分オーダーの高い時間解像度で推計するモデルの開発が進められている。これらのモデルは住宅においてエネルギー需要が決定される構造そのものを再現してエネルギー需要を推計する。つまり、①住宅居住者の生活行為を時系列に生成し、②行為に伴って稼働する住宅機器・設備を決定し、③住宅機器・設備の仕様やそれらにかかる負荷に応じて個々の機器・設備のエネルギー消費を決定し、最後に④それらを積み上げて住宅のエネルギー需要とする。このようなボトムアップ型の構造から、モデルでは家族構成や生活様式、機器・設備の保有状況やその性能、気象条件などの影響因子の影響を反映してエネルギー需要を推計することができる。

エネルギー需要の時系列の特性を精度高く推計するためには、上記①の生活行為生成、②の機器・設備の稼働の決定を精度高く再現する必要がある。①生活行為生成については、九州大学、大阪大学、欧米の複数の大学においてマルコフ連鎖などを用いた確率モデルが確立されており²⁾、モデルの入力条件として用いられている生活時間調査（日本では総務省統計局が実施している³⁾）で収集された国民の時間の使い方を精度高く再現可能であることが確認されている。一方で、機器・設備の稼働決定モデルについては十分な蓄積がみられていない。

通常、住宅における機器・設備は居住者の生活行為に伴って稼働される。例えば、掃除の行為が実施されているときに掃除機が稼働する。このような関係を表す最も簡単なモデルは、行為が開始されるたびに、それに対応する機器が稼働し、行為が実施されている間は機器が稼働し続けるものである。このモデル化手法は適用の簡単さから広く用いられているものの、行為と機器の組み合わせによっては機器の稼働を過大推計する危険性がある。例えば、調理・食事のしたくという行為を実施する際に、レンジやトースターのみを使用し、コンロやIHヒーターを使用しないこともある。このとき100%稼働するモデルであれば、コンロ・IHヒーターの稼働を過大に推計することとなる。この点を考慮したのが、稼働確率によって行為が実施されたときの稼働の有無を判定する手法である。しかし、この手法であっても、時刻別の稼働時間の推計誤差は大きい。Fig. 1は行為と機器の稼働の関係を模擬したものである。図にあるように、行為が開始されてから機器が稼働するまでの時間が存在し、同様に、行為が終了する前に機器の稼働が終了する場合もあり得る。前者を「稼働前時間数 T_b 」と呼び、後者を「稼働後時間数 T_{ac} 」と呼ぶ。また、稼働が継続した時間数を「稼働継続時間数 T_c 」と呼ぶ。行為時間数が決まっている場合、 T_b 、 T_{ac} 、 T_c のうち二つを決めることで行為に伴う機器の稼働を決定することができる。この関係性を考慮する方法に生存時間分析がある。生存時間分析ではイベントが起きるまでの時間とイベントとの間の関係に焦点を当てるもので本研究はこの手法を応用している。

以上の背景から、本研究はここに述べたモデル化手法の違いが行為に伴う機器の使用状況の再現性に与える影

響を評価することを目的とする。

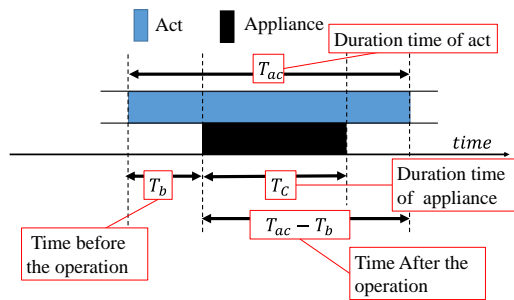


Fig. 1 Parameters indicative of the use state of appliance

Table. 1 Modeling method

A model	An appliance operates at the time of an act by all means
B model	A probability decides existence of operation
C model	This model are maked with Tc
D model	This model are maked with Tb
E model	This model are maked with Tb and Tc

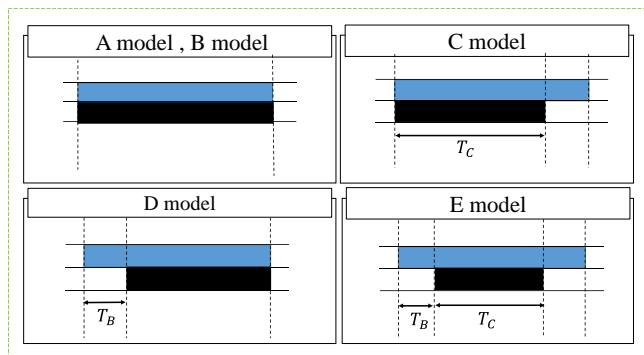


Fig. 2 Modeling of Using State of Appliance

1. 研究の方法

Fig. 2 は冒頭に説明した機器・設備稼働決定モデルの 5 つのバリエーションを示す。本研究では図に示す 5 つの確率モデルを作成し、機器の使用状況を再現する。ここではモデルに対して行為データを与え、推計される機器・設備の稼働状況と実態値を比較し、モデル化手法の違いが機器の使用状況の再現性に与える影響を考察する。

A model は行為が実施されるときには必ず稼働し、行為が実施されている間は機器が稼働し続けるモデルである。B model は行為が実施されるときに稼働確率と一様乱数を比較して稼働を決定し、行為が実施されている間は機器が稼働し続けるモデルである。C model は行為が実施されるときに行為継続時間数に応じて稼働継続時間数の頻度分布と一様乱数を与え稼働の有無と稼働継続時間数 T_c を決定する。稼働する場合は稼働開始時刻を行為開始時刻とする。D model は行為が実施されるときに行為継続時間数に応じて稼働前時間数の分布と一様乱数から稼働の有無と稼働前時間数を決定する。稼働する場合は稼働停止時刻を行為終了時刻とする。E model は行為が実施されるときに時間帯と行為継続時間数に応じて稼働前時間数の頻度分布と一様乱数から稼働の有無と稼働前時間数を決定する。稼働すると決定された場合は稼働後時間数に

応じて稼働継続時間数の頻度分布から稼働継続時間数を決定する。

研究に使用したデータは独自に実施した生活時間と機器の使用状況に関するアンケート調査の結果である。1.1 に本調査の概要を説明する。なお、生活行為として「調理・食事のしたく」を対象として、行為に対応する機器・設備として「ガスコンロ・IH ヒーター」を考える。1.2 に調理・食事のしたくが観測されたサンプルの概要、1.3 に調理・食事のしたくとガスコンロ・IH ヒーター（以後コンロとする）の稼働状況の関係を示す。ここでは Fig.1 の各指標を用いる。そして 1.4 にモデルの評価方法を示す。

1.1 分析に用いたアンケート調査結果

アンケート調査は時間の使い方と家電製品・住宅設備の使用状況を収集することを目的として実施されたものである。回答者は Fig. 3 の様式によって平日と休日の平均的な時間の使い方（3時から27時間）とそのときに使用する機器を記入するように指示を受けている。図の左の 2 列には生活行為を入力する。3 列目には生活行為を実施した際に使用した機器を入力する。回答者には行為、機器のリストを別紙として提供しており、回答者はその中からコードを入力することもできる。また、リストに回答すべき行為や機器がない場合は自由記述による回答も可能とした。なお、記述が明確でない場合や整合していない場合は電話での追加調査を行っている。アンケート回収結果は回答者と同居している子供の回答を含め 368 件であるが、子供は除きさらにそのうち調理・食事のしたくを 1 日に 1 度でも実施する回答者（調理実施者と呼ぶ）162 件の平日の生活時間票をデータとして用いる。アンケート調査の配布・回収は平成 27 年 1 月 30 日～2 月 10 日であり、電話による追加調査は平成 27 年 2 月 1 日～2 月 28 日である。調査対象者は関東圏、関西圏、東海圏、九州圏に在住する居住者とその子ども（10 歳以上を対象）とした。

Fig. 3 Examples for time use survey

1.2 調理・食事のしたく

下記の Fig. 4 は調理実施者の性別、年齢、家族構成、就

業状況、共働き状況（配偶者がいる人のみ）の分布を示す。調理実施者は女性が多く、年齢の分布を見ると最も多いのは40歳代である。また家族構成は夫婦と子供の世帯が最も多い。以上から調理実施者は主婦層が多くを占める。また就業者が90%を占め、共働きの世帯が80%を占める。

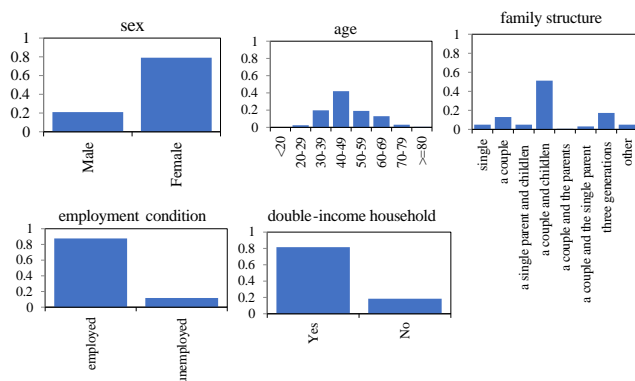


Fig. 4 Characteristics of respondents

1.3 調理・食事のしたくとコンロの使用状況の関係

Fig. 5 に行為実施回数に対する稼働回数の比である稼働確率を示す。結果は1日の全データを使用して算出した確率と、横軸に示す時間帯で行為を実施したサンプルのみを抽出して算出した確率を示している。この結果からわかるように、15:00-4:00における稼働確率は他の時間帯に比べ大きい。このように、調理・食事の支度とコンロの使用状況の関係は時間帯別に異なる。以降ではすべてのデータを時間帯別に示していく。

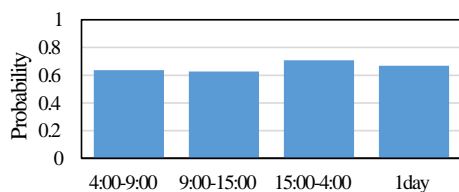


Fig. 5 Probability in each time zone

Fig. 6 は稼働継続時間数 T_c の分布を示す。図では横軸に行為継続時間数 Tac をとり、サンプルのうち、横軸の Tac を持ったサンプルのみの T_c の分布を示す。4:00-9:00と9:00-15:00においては、行為継続時間数 Tac と稼働継続時間数 T_c とともに短い人が多く、15:00-4:00においてはともに長い人が多い。一方、行為継続時間数 Tac = 稼働前時間数 Tc となるサンプルが多くを占めている。

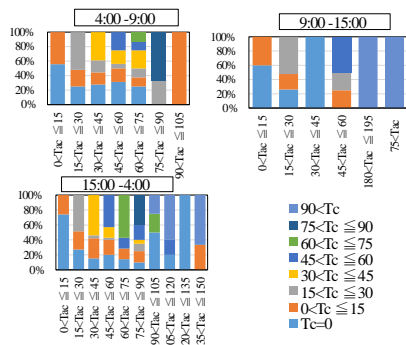


Fig. 6 Distribution of duration time of appliance in each Tac

Fig. 7 は稼働前時間数 Tb の分布を示す。図では行為継

続時間数 Tac を横軸にとり、両者の関係性を示している。サンプルの大部分は稼働前時間数 $Tb=0$ である。一方、行為継続時間数 Tac が稼働前時間数 Tb と等しいサンプルもある程度存在する。このサンプルはコンロが稼働しなかったサンプルの比率を示す。

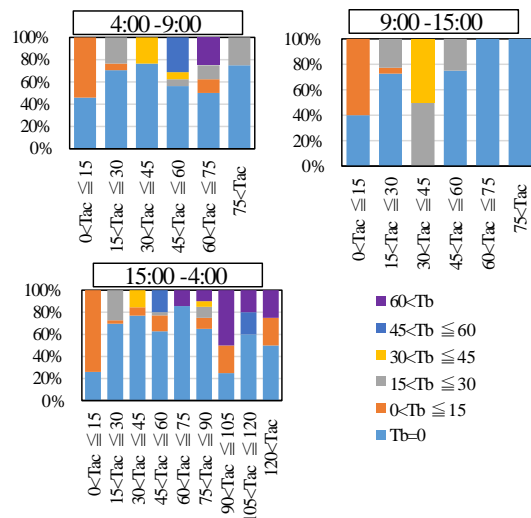


Fig. 7 Distribution of time before the operation in each Tac

Fig. 8 は稼働継続時間数 Tc の分布を示す。図では稼働後時間数 $Tac - Tc$ を横軸にとり、両者の関係性を示す。サンプルの大部分は稼働継続時間数 Tc が稼働後時間数 $Tac - Tc$ と等しく、稼働停止時刻が行為停止時刻であるサンプルが多いことを示している。

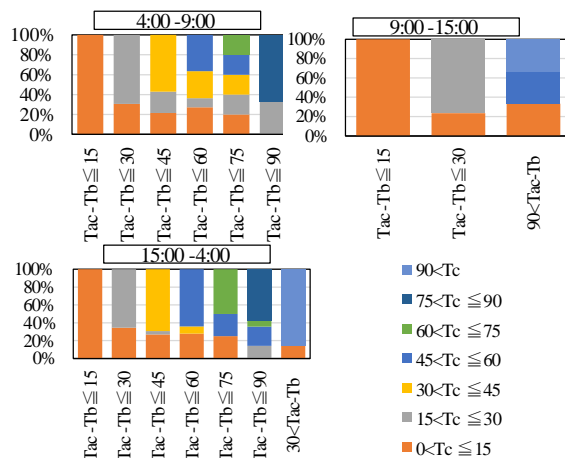


Fig. 8 Distribution of duration time of appliance in each Tac-Tb

1.4 モデルの評価方法

調理実施者 162 人それぞれの調理・食事のしたく行為をモデルの入力条件として与え、5つのモデルによりコンロの稼働状況を推計する。この結果を1.3に示した各指標と時刻別のコンロ稼働数の再現性から評価する。なお、モデルは確率モデルであることから、各モデルですべてのサンプルに対してそれぞれ100回モデルでの試行を行い、得られた結果の平均値を示す。また、実態値と推計値の誤差は RMSE : Root Mean Square Error (二乗平均平方根

誤差)を用いて評価する。

2. モデル化手法の違いが再現性に与える影響

本章では1.3に説明したデータを1節冒頭に説明したモデルに適用し、得られた結果とアンケート結果より得られたコンロの使用状況を1.4で説明した評価方法により比較し、モデルの再現性を評価する。

Fig. 9にコンロ稼働数の時刻別推計値と実態値を示す。A modelは5種類のモデルのうち最も過大推計されている。B modelとC modelはほぼ同じ推計値で過大推計である。D modelとE modelは5種類の中で最も実態に近い2つである。

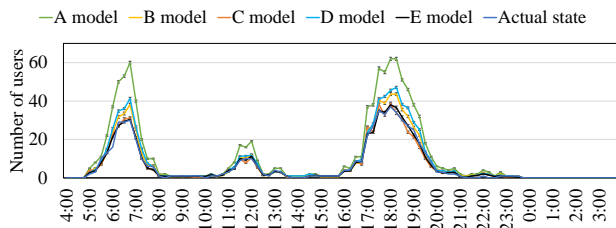


Fig. 9 Number of users over times

Fig. 10に稼働継続時間数の度数分布の推計値と実態値を示す。A modelからB modelになるとどの稼働継続時間数 T_c の度数も減少する。B modelからC modelになるとどの稼働継続時間数 T_c の度数も実態値に近づく。C modelからD modelになるとではどの稼働継続時間数 T_c の度数も実態値から離れる。D modelからE modelになることでFig. 9ではどの稼働継続時間数 T_c の度数も減少する。

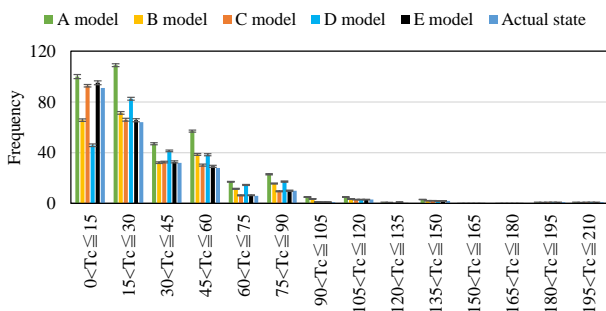


Fig. 10 Frequency distribution of T_c

Fig. 11に稼働継続時間数の頻度分布の推計値とコンロ稼働数の時刻別推計値と実態値の誤差を示す。A modelからB modelではどちらの指標のRMSEも減少する。この結果は稼働確率を考慮すると推計精度が大幅に向上することを意味する。B modelからC modelになるとどちらの指標のRMSEも減少する。この結果は稼働確率に加え稼働継続時間数の分布を考慮すると推計精度が向上することを意味する。C modelからD modelになるとどちらの指標のRMSEも大きく5種類のモデルの中で2番目に大きい。この結果は稼働継続時間数の分布を無視し、稼働確率と稼働前時間数の分布のみを考慮すると稼働確率のみを考慮したモデル以上に推計精度が悪くなることを意味す

る。この理由はまずD modelの稼働確率はFig. 7で示した時間帯別・行為継続時間数別だがB modelはFig. 5で示した時間帯別であり、D modelの方が行為継続時間数が長いときの稼働が発生しやすい。またFig. 7では稼働前時間数 $T_b=0$ であるサンプルが多く割合を占めるため、同じ行為継続時間数の際の稼働では稼働継続時間数 T_c はB modelとD modelで高い確率で同じとなる。よってFig. 9ではD modelの方が長い稼働継続時間数 T_c の度数が多く、推計精度が悪くなる。D modelからE modelになるとどちらの指標のRMSEもC modelとほぼ同じである。この結果は稼働継続時間数の分布を考慮した上で稼働前時間数の分布を考慮しても推計精度はほぼ変化しないことを意味する。これはFig. 7では稼働前時間数 $T_b=0$ であるサンプルが多く割合を占めるためである。

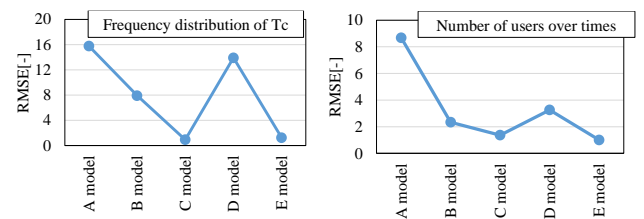


Fig. 11 RMSE of model

3. まとめ

本研究は独自のアンケート調査から調理とコンロの使用状況の関係の把握を実施し、その後異なる手法でモデル化した5種類のモデルの再現性を評価した。以下に本研究から得られた知見を示す。

- 1) 時間帯によってコンロの使用に違いがある。
- 2) 稼働前時間数 $T_b=0$ の稼働が多い。
- 3) 稼働確率だけでなく稼働継続時間数 T_c の分布を考慮するとモデルは精度が向上する
- 4) 稼働確率のみを考慮したモデルと稼働前時間数 T_b の分布を考慮したモデルでは前者の方が精度が良い
- 5) 稼働継続時間数 T_c の分布を考慮したモデルに稼働前時間数 T_b の分布を考慮しても精度は変化しない

参考文献

- 1) Yoshiyuki Shimoda et al. : City-level energy and CO₂ reduction effect by introducing new residential water heaters, Energy 35 4880-4891, 2010
- 2) Urs Wilke, Frédéric Haldi, Jean-Louis Scartezzini, Darren Robinson : A bottom-up stochastic model to predict building occupant' time-dependent activities, Building and Environment 60, 254-264, 2013
- 3) 総務省統計局 : 平成23年度社会生活基本調査, <http://www.stat.go.jp/data/shakai/2011/index.htm>, (アクセス日 2016.02.15)

ボトムアップ型エネルギー需要推計による住宅時刻別電力需要のモデル化 Estimation of Time-series Electricity Demand based on Bottom-up Modelling Approach

○山口 容平 (大阪大学, 科学技術振興機構 CREST)

深澤 晋平 (大阪大学)

下田 吉之 (大阪大学, 科学技術振興機構 CREST)

Yohei YAMAGUCHI Shinpei FUKAZAWA Yoshiyuki SHIMODA

Osaka University, CREST, Japan Science and Technology Agency (JST)

This paper compared 15 family composition from singles to 5 members' family in terms of active hours while occupants are awoken and present in home and electricity demand by using a stochastic energy demand model. This result revealed that family composition alters active hours, electricity demand and these time series characteristics significantly. Especially, the scale of peak in morning and afternoon, timing of peak, duration of peak are characterized by family composition.

はじめに

家庭部門のエネルギー需要は地球温暖化や電力の安定供給など様々な問題にかかわっており、家庭部門におけるエネルギー需要情報は多様な研究分野における基本情報として使用されている。住宅におけるエネルギー需要を得る方法には、実存住宅において計測されたエネルギー需要データを用いる方法や、計測データに基づいて開発された数理モデル（回帰モデルやニューラルネットワークモデルなど）による推計値を用いる方法などがある。これらの方法は、現時点で利用可能なデータに基づいてエネルギー需要の挙動をモデル化する方法であると考えられることができるが、上記の問題群においては自由に計算対象の地域や気象条件や世帯構成の条件、技術の想定を変更してエネルギー需要を推計することができない。このような分析能力の欠点を解決する方法として、住宅内の個々の機器・設備のエネルギー消費の積み上げによって住宅・住宅群のエネルギー需要を推計するボトムアップ型のエネルギー需要モデルを開発する方法が提案されている。これまでに開発されてきたエネルギー需要モデルは、エネルギー需要が形成されている構造を数値モデル上で再現するものであり、まず住宅居住者の生活行為（睡眠、外出、食事などの時間の使い方）を確率モデルにより推計し、各生活行為に伴う機器・設備の稼働を決定し、機器・設備の仕様等を考慮して各機器・設備のエネルギー消費を算出する。Yamaguchi らはこの方法によって大阪府内の郊外地区に立地する集合住宅に居住する約 200 世帯の電力需要を 5 分間隔の解像度で推計し、平均値と世帯間のばらつきについてある程度の精度で推計できることを示した。

本論文では、Yamaguchi らのモデルを用いて世帯構成別の電力需要を推計し、世帯構成が住宅の電力需要に及ぼす影響を評価する。今回検討の対象とした世帯構成を

Table. 1 に示す。評価では各世帯構成についてランダムに 100 世帯を生成する。生成された世帯はすべて同じ仕様の住宅仕様、世帯構成、気象条件を持つが、それ以外の因子については後述するように実態を反映するようランダムにサンプリングされる。その条件に基づいてエネルギー需要推計を行い、100 世帯分の推計結果を平均化し、世帯構成別に平均値を比較する。評価には起床在宅時間、時刻別在宅率、電力需要を比較の指標として用いる。本研究では在宅して睡眠状態にない居住者を起床在宅状態にあると定義し、一日の中で一人でも起床在宅状態にある時間数を起床在宅時間数とよぶ。時刻別在宅率は起床在宅状況を時刻別に比率として算出したものである。今回は 2012 年大阪市の気象条件を用いて 365 日分の平日のエネルギー需要推計を行い、その結果を日平均値としてまとめる。電力需要の推計結果は暖冷房、給湯の影響を避けるため、4 月の平均値のみを使用する。給湯器はガス給湯器が使用されているものとした。以下では 1 節にエネルギー需要モデルの概要を説明する。2 節に起床在宅時間数、時刻別起床在宅率を推計した結果を示す。3 節に 4 月平日の電力需要を推計した結果を示す。

Table. 1 Analyzed family composition

人数	記号	世帯構成	記号	世帯構成
1 人	H1-MU45	20 歳～44 歳の独身男性	H1-FU45	20 歳～44 歳の独身女性
	H1-MU65	45 歳～65 歳の独身男性	H1-FU65	45 歳～65 歳の独身女性
	H1-MES	高齢単身男性	H1-FES	高齢単身女性
2 人	H2-WC	共働き夫婦	H2-EC	高齢者夫婦（仕事なし）
3 人	H3-WC-1S	共働き夫婦と小学生		
	H3-WH-1S	勤め人男、専業主婦、小学生		
4 人	H4-WC-2S	共働き夫婦、小学生、中学生		
	H4-WH-2S	勤め人男、専業主婦、小学生、中学生		
	H4-WC-SU	共働き夫婦、高校生、大学生		
	H4-WH-EC	勤め人男、専業主婦、高齢夫婦		
5 人	H5-CP-1S	共働き夫婦、高齢夫婦、小学生		

1. エネルギー需要モデルの概要

1.1 生活行為生成モデル

本モデルは人の時間の使い方を表す統計情報に基づいて、計算対象日における住宅居住者の時間の使い方を確率的に生成するものである。時間の使い方は総務省統計局による社会生活基本調査²⁾で広く調査されており、本研究では平成18年度に実施された調査の個票を入手し、統計情報を整備した。社会生活基本調査では、被調査者は特定の調査日に実施した行為を日記形式で回答する。この生活時間の記録に加えて、回答者の年齢、性別、就業の有無、職業、ライフステージなどの属性情報が整備されている。これらの情報に基づいて、Table. 2に示す計59種の類型を作成し、計算対象世帯の構成に従って各居住者の組み合わせとして世帯を表現する。

Table.2 Classification of occupant segments

大分類	説明および小分類
勤め人男性	20歳～44歳の独身、45歳から65歳の独身、同親と同居する人、(14区分) 未就学児の子供を持つ人、小・中・高校生の子供を持つ人、18歳
勤め人女性	以上の未婚の子供を持つ人、それ以外の子供を持たない人の区分(28区分)を考慮。これらの各区分について男性では①午前、午後に勤務時間を持つ人、②昼から深夜にかけて勤務する人、女性では男性と同じ2種類のほか、③午前中のみのパートタイム勤務の人、午後のみのパートタイム勤務の人の区分を用意した。
家庭主婦	20歳から65歳の家庭主婦。年齢、同居している子供の有無・年齢により次の5類型を作成：①45歳未満で子供のいない主婦、②45歳以上で子供のいない主婦、③小学生未満の子供を持つ主婦、④小学生以上、高校生未満の子供を持つ主婦、⑤18歳以上の子供を持つ主婦
生徒・学生	性別および小学生、中学生、高校生、大学生・専門学校生・大学院生の4区分による8区分
高齢男性・女性	65歳以上の男性、女性。一人暮らしと家族暮らしを区分し計4区分を考慮。

モデルでは毎日定型的に行う睡眠、食事、仕事、入浴をルーチン行為とし、それ以外の非ルーチン行為とする。まずルーチン行為を24時間の枠へ配置し、ルーチン行為間の空白を非ルーチン行為で埋めるアルゴリズムを採用している。ルーチン行為はその開始時刻、終了時刻、継続時間数の頻度分布に基づいてランダムに生成する。ただし、食事、入浴については世帯構成員間の相互作用を考慮している。非ルーチン行為の配置は、まず対象タイムステップにおける実施行為の比率、空きタイムステップ数、行為別行為継続時間数の確率分布の3つのデータを用いて当該タイムステップにおける行為を決定する。次に当該行為の継続時間を継続時間数の確率分布によって決定する。この操作を一日の最後に行われるルーチン行為開始時刻まで繰り返す。ここまでの操作を計算対象日分繰り返し、生活行為の時系列データを取得。行為の生成に使用される統計情報はTable. 2の区分別に整備され、平日、休日それぞれに用意される。これにより人の属性、曜日の特性などを反映した生活行為のデータを生成することができる。

1.2 住宅機器モデル

モデルで考慮しているエネルギー消費機器を表2

に示す。各住宅機器の稼働状態は居住者の生活行為実施時において機器が稼働する確率を表す「時刻別機器使用確率」を用いて決定する。本データは生活行動別に行動実施時において対象機器が稼働する確率を時刻別に表したものであり、行為が遷移した際に一様乱数を振り、乱数が時刻別機器使用確率を下回った場合、対象とする住宅機器が稼働すると判定する。それ以外の時間帯は待機状態となる。住宅機器の稼働状態が決定した後、住宅機器による電力消費量が算出される。算出には機器別に与えられる住宅機器消費・待機電力情報を使用する。

表1 モデルで考慮する家電機器

電気炊飯器	衣類乾燥機	CDプレイヤー
食器洗い乾燥機	ドライヤー	パソコン
電気ジャーボット	スタンド	パソコン周辺機器
電子レンジ	掃除機	衛星放送チューナー
トースター	アイロン	FAX
換気扇	テレビ	電話
コンロ	VTR	温水洗浄便座
洗濯機	ラジオ	給湯器

1.3 照明、暖冷房モデル

照明モデルでは、居住者の在室状況と室内の自然照度に基づいて点灯の必要性を判断し、照明器具の仕様に応じた電力消費量を与える。暖冷房についても同様に、自然室温を算出し、暖冷房器具の稼働が決定されエネルギー源の消費量を算出する。

1.4 機器・設備所有状況、仕様のサンプリング

住宅機器・設備の所有状況、仕様は住宅のエネルギー需要を決定する主要な因子である。本研究では機器・設備の所有台数、仕様についてのデータベースを構築しており、エネルギー需要推計の際には計算対象世帯において保有されている機器・設備とその仕様をランダムにサンプリングする。

2. 住宅居住者の起床在宅時間数と時刻別起床在室率

2.1 起床在宅時間数平日平均値

Fig. 1に各世帯構成の平日起床在宅時間数を示す。H1から始まる世帯構成は一人暮らしのものである。45歳未満の一人暮らしの勤め人男性、女性の起床在宅時間は8時間未満であり、男性のほうが短い。この傾向は年齢が45歳から65歳の区分(H1-MU65, H1-FU65)でも見られる。一方高齢単身者は男女間での差異は小さい。また、年齢が増加するにしたがって起床在宅時間が長くなる傾向がみられる。2人以上の世帯では、高齢者あるいは専業主婦の有無で起床在宅時間数が異なる。例えば2人世帯では、勤め人の夫婦(H2-WC)では起床在宅時間数が11時間程度であるのに対して高齢者の夫婦(H2-EC)では起床在宅時間は16時間であり、大きな差異がある。3人以上の世帯でも同様の傾向がみられる。

が、3人以上の世帯では世帯構成員人数の増加に伴う起床在宅時間数の増加量が小さくなる。これは起床在宅の時間が共通である時間が多いためである。最も長い起床在宅時間を持つ世帯は高齢夫婦と専業主婦が同居している勤め人男、専業主婦、高齢夫婦より構成されているH4-WH-ECであり、起床在宅時間は約19時間であった。

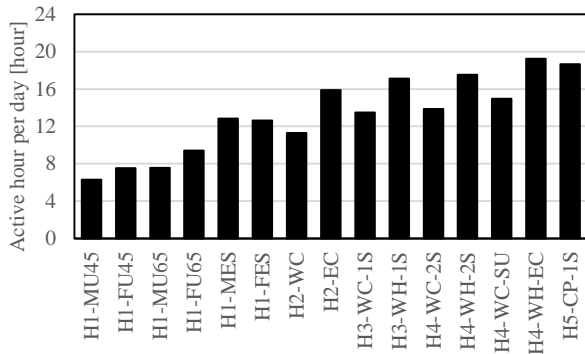


Fig. 1 Active hour per day on weekdays

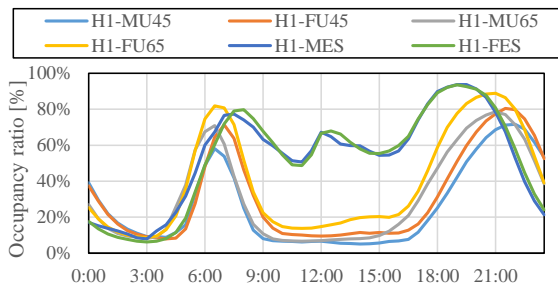


Fig. 2 Occupancy ratio of single persons

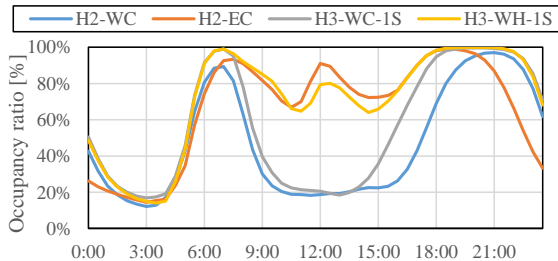


Fig. 3 Occupancy ratio of 2 to 3 members' family

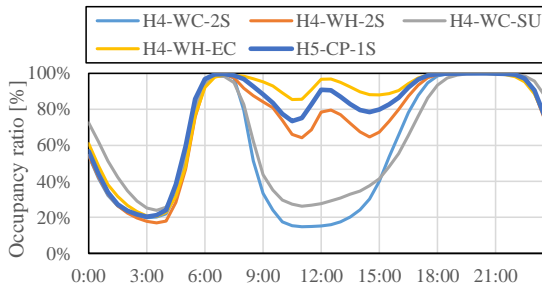


Fig. 4 Occupancy ratio of 4 to 5 members' family

2.2 時刻別起床在宅率

ここでは時刻別起床在宅率を示し、起床在宅時間の時刻別の分布を考察する。Fig. 2に一人暮らしの6世帯構成の時刻別起床在宅率を示す。ここでは朝方、夜間の起床在宅率ピーク値、昼間の起床在宅率、夜間の起床在宅率ピーク出現時刻に注目する。起床在宅時間数が最も短かった45歳未満の勤め人男性、女性は昼間の在宅率が

小さく、朝方、夜間のピーク値も小さい。また、夜間の起床在宅率のピーク出現時間は他の類型と比較して最も遅い。45歳から65歳の独身の区分になると朝方、夜間のピーク値が増加するとともに、夜間のピークが発生する時間が早まる。就業していない高齢者は昼間の起床在宅率が高く、朝方のピークの出現が遅く、逆に夜間では遅い。

Fig. 3に2人世帯、3人世帯の時刻別起床在宅率を示す。2.1では高齢者、専業主婦が含まれる世帯の起床在宅時間が長いと述べたが、高齢夫婦世帯(H2-EC)、専業主婦のいる夫婦と子一人世帯(H3-WH-1S)では昼間の在宅率が高い。共働き夫婦(H2-WC)と共働き夫婦と子一人世帯(H3-WC-1S)では夕方の在宅率が大きく異なる。これには子供の在宅が増加すること、共働き夫婦世帯では比較的長い勤務時間の女性の比率が高いのに対して子供がいる世帯ではパート勤務などによって短い勤務時間を持つ女性の比率が高くなることに起因する。

Fig. 4に4人世帯、5人世帯の時刻別起床在宅率を示す。図からわかるように4人以上の世帯になると、朝方、夕方から夜間にかけて100%の稼働率となる時間が長くなる。また、0時以降の稼働率も高い。

3. 4月平日の電力需要推計結果

3.1 日電力需要平日平均値(4月)

Fig. 5に各世帯構成の4月平日における日電力需要を示す。今回の推計では、100世帯の中ではランダムに機器所有状況が異なるものの、すべての世帯構成で同じ機器の所有状況を想定した。そのため、世帯間の電力需要の差異は世帯構成の違いと世帯居住者の時間の使い方の違いに起因すると考えることができる。おおむね図に示した日電力需要はFig. 1に示した起床在宅時間に比例する関係にある(Fig. 6)。

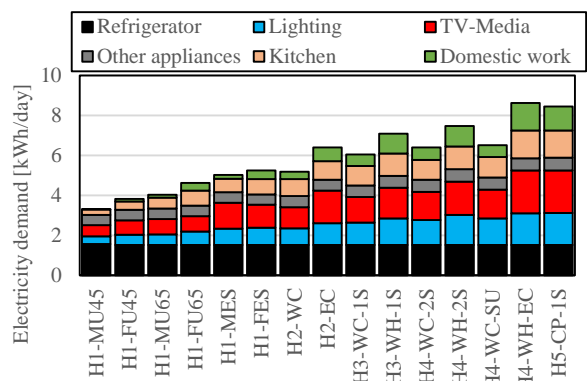


Fig. 5 Active hour per day on weekdays

図に示す電力需要の内訳をみると、照明、テレビ・メディア(PC、インターネットを含む)、キッチン・家事用家電の電力需要は起床在宅時間数におおむね比例する関係があることがわかる。ただし、テレビと照明の内訳

の変化は異なる。テレビは起床在宅時間数に比例する関係があるが、照明電力消費の計算モデルでは自然採光を考慮していることから、昼間の在宅状況よりも夜間の部屋稼働数によって電力需要が決まる。そのため世帯構成員が大きくなるほど照明の電力需要は大きくなっている。

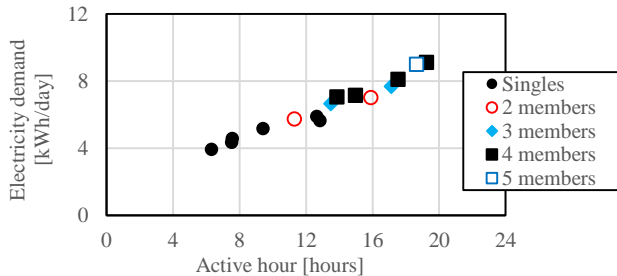


Fig. 6 Relationship between active hour and electricity demand per day on weekdays

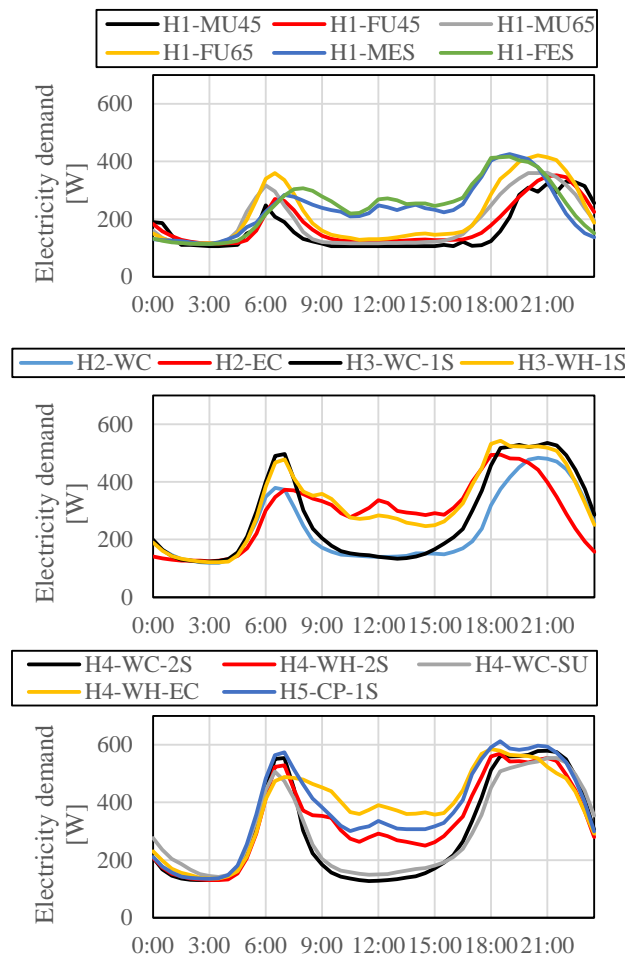


Fig. 7 Electricity demand of the family compositions

3.2 時刻別電力需要

Fig. 7 に世帯構成別の電力需要平均値を示す。一人暮らし世帯の電力需要を見ると、Fig. 2 に示した起床在宅スケジュールと同様に、朝方と夜間におけるピーク電力需要、昼間の電力需要、また、夜間の電力需要ピーク値が観測される時刻に居住者属性の特徴がある。単身男性の電力需要は最も小さく、女性の方が高い電力需要を持

つ、年齢が高くなるほど朝方、夜間の出力需要のピーク値が大きくなる傾向にあり、夜間のピーク時刻の出現時刻は早くなる。高齢世帯では昼間の電力需要が大きく、朝のピーク出現時刻は遅く、夜間のピークは早く出現する。二世帯では、共働き夫婦 (H2-WC)、高齢夫婦 (H2-EC) とともに朝方のピーク時電力需要はほぼ同等であるが、昼間の電力需要、夜間のピーク電力需要出現時刻に大きな差異がみられる。三世帯になると二世帯と比較してピーク時間帯における電力需要が大きくなる。特に朝方の需要の増加が顕著である。これは、朝方は多数の部屋が同時に稼働していることに起因する。18時ごろにも同様の増加がみられる。一方、21時以降ではそれほど大きな違いは見られない。二世帯から三世帯への増加に伴う朝方のピーク電力需要の差異は100W程度であったが、3人から4人世帯、5人世帯への増加に伴う電力需要の増加量は50W程度である。これは機器・設備の共有利用に起因する。また、多人数世帯では世帯構成による20時以降の電力需要の世帯間の差異は小さい。また、世帯居住者人数の増加は昼間の電力需要を増加させ、夕方におけるピークの出現時刻も早めることがわかった。

4. まとめ

本研究では1人から5人で構成される15の世帯構成についてひとりでも非睡眠状態で在宅している居住者がいる時間数を表す起床在宅時間数とエネルギー需要の日平均値を算出し世帯構成間の差異を分析した。この結果、住宅居住者の在宅状況は居住者の年齢、性別、就業形態によって特徴づけられ、朝方、昼間、夜間の在宅率、また、夜間のピーク値の観測される時刻に差異が存在すること、多人数世帯になると朝方、夜間における起床在宅率のピーク値が高くなるほか、高い起床在宅率を示す時間帯が前後に広がることがわかった。電力需要についても同様に傾向がみられ、世帯構成の影響が大きく表れる時刻とそうでない時刻が存在することがわかった。

参考文献

- 1) Yohei Yamaguchi, Yoshiyuki Shimoda. Validation of an Energy Demand Model of Residential Buildings. Proceedings of the ASim2014, Nagoya, Japan, pp. 625-632, 2014. 11.
- 2) 総務省統計局; 平成 18 年社会生活基本調査, <http://www.stat.go.jp/data/shakai/2011/index.htm>, (アクセス日 2014. 04. 10)
- 3) Yohei Yamaguchi, Yoshiyuki Shimoda. Evaluation of a Behavior Model of Occupants in Home based on Japanese National Time Use Survey, Proceedings of the Building Simulation 2015.

関西地区における節電キャンペーンによる家庭の節電効果の持続性評価 Continuity of Electricity Saving Behavior After the Electricity Saving Campaign for Residential Customers in Kansai Area

○井上 智樹（大阪大学） 松岡 綾子（大阪大学） 山口 容平（大阪大学） 下田 吉之（大阪大学）
吉武 公彦（関西電力） 花岡 佳奈子（関西電力）

Tomoki INOUE*¹ Ayako TANIGUCHI-MATSUOKA*¹ Yohei YAMAGUCHI*¹ Yoshiyuki SHIMODA*¹

Kimihiko YOSHITAKE*² Kanako HANAOKA*²

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

This paper is to quantify the effect of electricity saving campaign by analyzing the smart meter data set of residential customers in Kansai area. We evaluate the electricity saving effect by using the indicators that represent the length of air conditioning period, the electricity use for air conditioning, and the electricity use for non-air conditioning, respectively.

The results of the analysis of temperature sensitivity of the electricity consumption show that the participants saved electricity use for cooling and heating. We also clarified that the participants continue the electricity saving behavior continues after the campaign, especially during cooling period.

はじめに

原子力発電所の停止に伴い、2012年夏期には全国的に電力需給の逼迫が危惧された。特に関西電力供給エリアでは深刻な状況が予想されたが、産業部門、業務部門、家庭部門のそれぞれで各種節電施策が実施されたことで、計画停電に至らずに済んだ。家庭部門においては、夏期の平日14時から15時までの最大電力消費が2010年比で9%削減されるなど、大きな節電効果がみられたり。

同エリアにおいては、2012年6月～8月に家庭向けの節電キャンペーンが実施された。実施期間における電力消費量の合計を昨夏同期と比較し、その削減率に応じて商品券が受け取れるという取り組みであり、約19万6千世帯が参加した。下田ら²⁾によると、参加世帯の8月平日昼間の電力消費は不参加世帯に対して5%小さかったと報告されている。

このように、家庭部門における節電ポテンシャルに期待がよせられている。しかし、今後さらに効果的な節電施策を実施するためには、上記のような節電キャンペーンの実施によって得られた効果やその内容を定量的に把握することが重要である。また、節電施策実施後においても継続的に効果を得るためには、節電キャンペーン終了後の効果の持続性についても把握しておく必要があると考える。

そこで本研究では、節電キャンペーンの実施中およびその前後にスマートメーターで計測された電力消費データを分析することによって、節電効果およびその内容、節電効果の持続性を明らかにすることを目的とする。本

研究ではまず、電力消費の時系列データから、暖冷房を継続して使用している期間の判別を行う。次に、暖冷房使用期間、暖冷房以外の電力消費、暖冷房による電力消費にそれぞれ評価指標を設け、節電効果の定量化を行う。さらに、評価指標の経年変化を分析することで、節電効果の持続性についても議論する。

1. 電力消費データの概要

本研究では、関西電力供給エリアにおいてスマートメーターで計測された電力消費データのうち、オール電化でない世帯のデータのみを抽出して用いる。Table.1に抽出したサンプル数を世帯分類別に示す。世帯分類は、節電キャンペーンに参加しなかった世帯（No-ESC）と参加した世帯（ESC）であり、それぞれのサンプル数で平均した電力消費データを用いて分析を行う。計測期間は2011年6月1日～2014年3月31日であり、時間解像度は1時間である。

Table.1 Number of samples in each group

Analysis group	Fiscal year	Number of samples
No-ESC2011	FY2011	1237 (Nov. - Mar. 1,230)
No-ESC2012	FY2012	1,237
No-ESC2013	FY2013	1,222
ESC2011	FY2011	161
ESC2012	FY2012	161
ESC2013	FY2013	156

2. 分析の手法

2.1 暖冷房期間の判別方法

1 時間間隔の電力消費データを日積算値に換算し、電量消費の外気温に対する回帰分析を行い、暖冷房を継続して使用している期間を以下の手順で判別する。

Fig.1 に判別方法の概念図を示す。

- 1) 外気温が 15°C から 25°C の連続する期間ごとに、日積算電力消費量が最小となる日を抽出する。
- 2) 抽出された日とその前後 1 日ずつを含めた範囲を検定区間とし、外気温を説明変数として回帰分析を行う。
- 3) 得られた回帰式について、帰無仮説「回帰が有意でない」を回帰式の傾きで検定を行う。回帰式の傾きの信頼区間を求め、0 より有意に偏っている場合に仮説を棄却する。棄却されない場合、さらに前後 1 日ずつ検定区間を拡大して検定を行う。仮説が棄却されるまで繰り返す。
- 4) 仮説が棄却された場合は、検定区間の前後どちらが気温に感応したか（傾きの正負）を判断し、以降は気温に感応していない側だけで検定区間を拡大し、3)の検定を繰り返す。再び仮説が棄却された際に、検定区間を気温に感応しない期間（中間期）、それ以外を気温に感応する期間（暖冷房期間）と判別する。

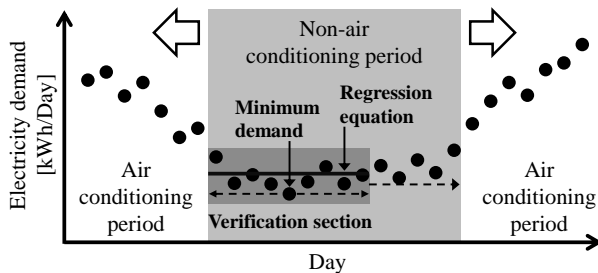


Fig.1 Method to distinguish the periods

2.2 節電効果の分析方法

本研究で経年変化を分析する項目は、暖冷房使用期間、暖冷房以外の電力消費、暖冷房による電力消費である。これらの項目ごとに評価指標としてそれぞれ、境界気温、中間期の電力消費、電力消費の気温感応度を設ける。各評価指標の定義を Table.2 に示す。次章では、前述した暖冷房期間の判別方法を適用した後、Table.2 で定義した評価指標を用いて節電効果の経年変化を分析する。

3. 分析結果と考察

3.1 暖冷房使用期間の分析結果

1.2 の方法を適用し、暖冷房期間を判別した結果を Fig.2 に示す。節電キャンペーンが実施された 2012 年度の夏期以前は、暖冷房期間の日数に参加世帯と不参加世帯の間に大きな違いはみられない。一方、実施以降では、参加世帯の暖冷房期間の日数が不参加世帯に比べて減少している。このことから、節電キャンペーン後も、参加世帯は外気温に依存して電力を消費する機器の使用抑制を行ったと示唆される。ただし、暖冷房期間の日数はその年の気象条件に依存するため、次に期間の境界となる日の移動平均気温^{注1)}の経年変化を確認する。

Table.2 Indicators used for the analysis

Indicator	Definition
Boundary temp.	Moving ave. temp. distinguishing A.C. period from non-A.C. period [$^{\circ}\text{C}$]
Electricity demand during non-A.C. period	Mean of electricity demand in annual non-A.C. period [kWh/Day]
Temp. sensitivity	Slope of linear regression equation of electricity demand on temp. [kW/ $^{\circ}\text{C}$]

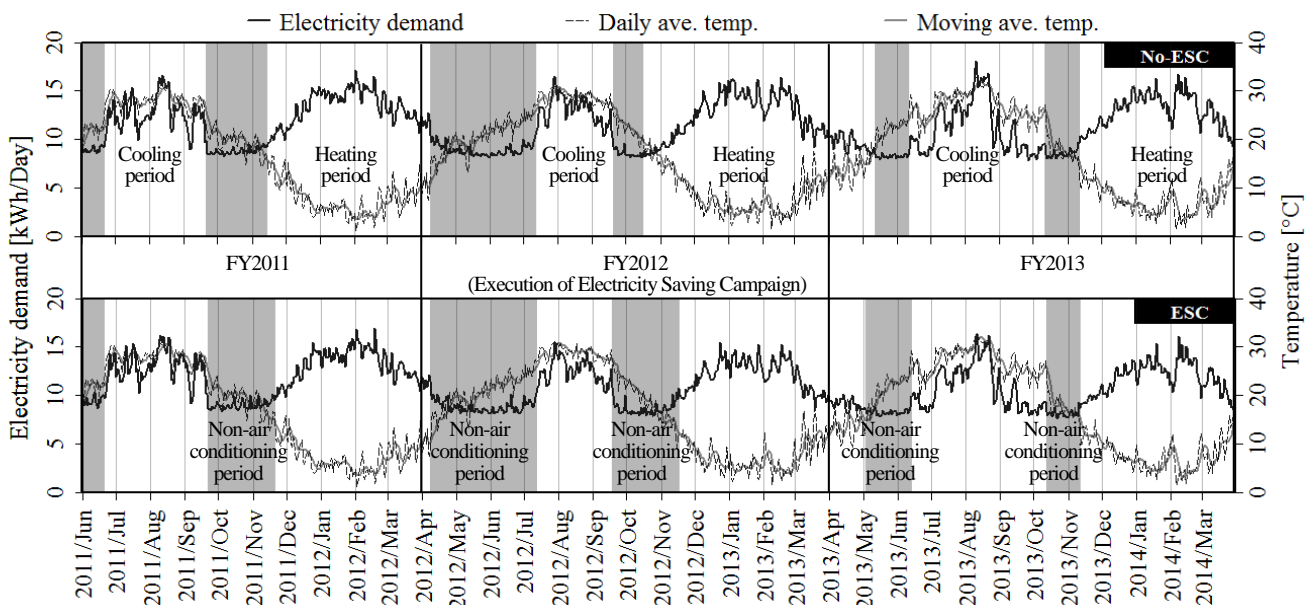


Fig.2 Result of distinguishing between air conditioning period and non-air conditioning period

境界気温の経年変化を Fig.3 に示す。不参加世帯では、冷房終了の境界気温にほとんど経年変化がみられず、冷房開始の境界気温は 2011 年度から 2012 年度で約 3℃ 上昇したあと、2013 年度には 2011 年度と同程度に下降した。一方参加世帯では、冷房開始と終了の境界気温ともに 2011 年度から 2012 年度で約 3℃ 上昇し、冷房開始の境界気温は 2013 年度においても上昇を維持している。また、同じく参加世帯では、暖房開始の境界気温が 2011 年度から 2012 年度で約 2℃ 下降した。以上より、節電キャンペーンへの参加で、主に初夏の冷房機器の使用抑制による節電行動が継続的に実施されたと考えられる。

3.2 暖冷房以外の電力消費の分析結果

中間期の電力消費の経年変化を Fig.4 に示す。不参加世帯では、2011 年度から 2012 年度に変化がみられず、2012 年度から 2013 年度に約 0.4kWh/Day の削減がみられた。一方参加世帯では、2011 年度から 2012 年度に約 0.3kWh/Day、2012 年度から 2013 年度に約 0.5kWh/Day の削減がみられた。以上より、節電キャンペーンへの参加で、高効率機器への買い替えなど、外気温に依存しない用途における節電行動が行われたと考えられる。ただし、2012 年度から 2013 年度にかけては、参加の有無によらず削減がみられ、消費税増税などによるインセンティブが働いて機器の買い替えが行われたと予想される。

3.3 暖冷房による電力消費の分析結果

(1) 日積算電力消費の回帰分析の結果

まず、電力消費の外気温に対する挙動を把握するため、外気温を説明変数に電力消費を二次回帰した結果を冷房期間について Fig.5、暖房期間について Fig.6 に示す。冷房時の外気温 30℃ 程度の高温側では、不参加世帯の回帰式による電力消費の予測に大きな経年変化はみられない。一方、参加世帯では 2011 年度から 2012 年度で低下し、さらに 2013 年度も低下が維持されている。このことから、参加世帯では、電力供給ピークとなる暑い時期における節電が継続されていることが分かる。また、暖房時はどの温度帯でも参加世帯で年度を経るごとに電力消費の低下がみられる。しかし、冷房時にみられたような電力供給ピーク時の節電は確認できない。

(2) 日積算電力消費の気温感応度による評価

次に、ピーク時の節電の効果を評価するため、回帰分析の対象日に外気温の条件を設け、一次回帰を行って気温感応度を求める。気温感応度とは、気温 1℃ の上昇に伴う電力消費の増加分で、外気温に依存して電力を消費する用途に関する節電の評価が可能である。冷房期間では 28℃ 以上と 29℃ 以上、暖房期間では 5℃ 以下と 7℃ 以下のそれぞれ 2 区間について気温感応度を算出する。

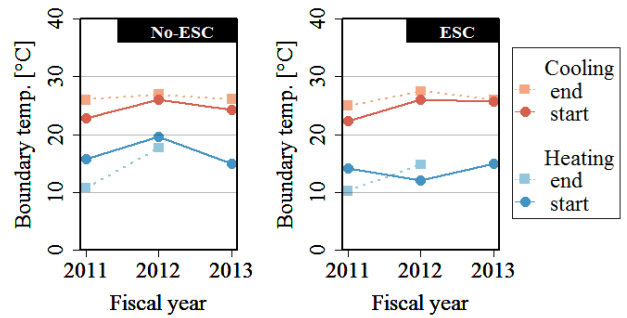


Fig.3 Change of boundary temperature

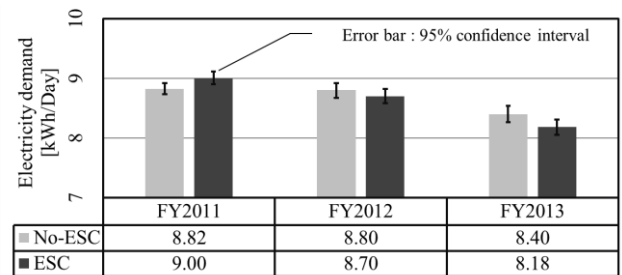


Fig.4 Electricity demand of non-air conditioning period

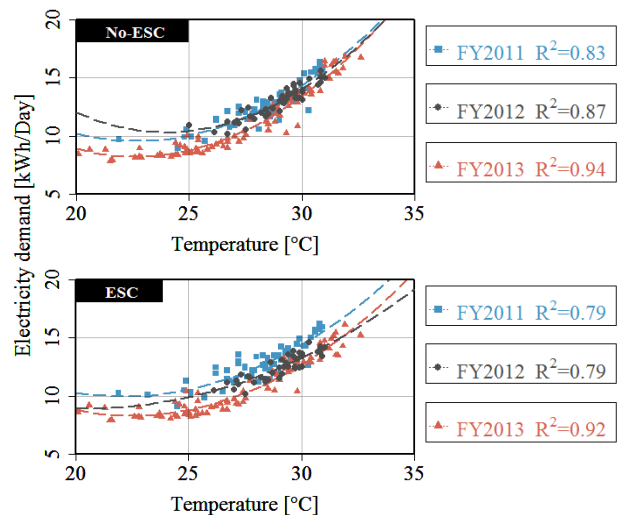


Fig.5 Regression result of electricity demand during cooling period

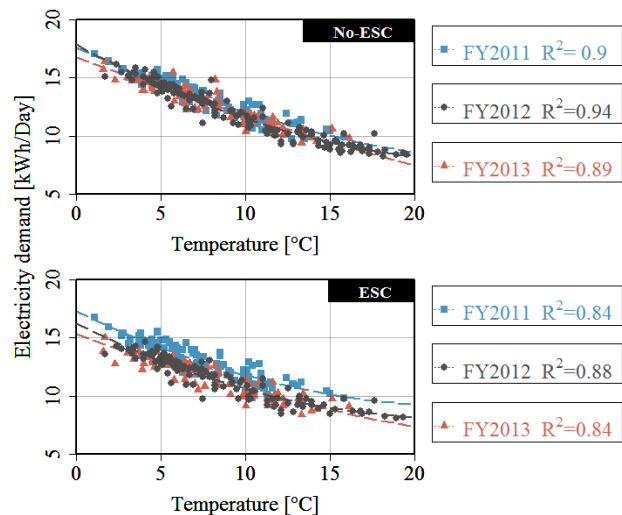


Fig.6 Regression result of electricity demand during heating period

外気温の区別に算出した気温感応度の経年変化を Fig.7 に示す。不参加世帯では、2012 年度において、冷房時の 29℃ 以上で 0.54kWh/Day/°C、暖房時の 5℃ 以下で 0.19kWh/Day/°C、2011 年度に対して低下がみられる。一方参加世帯では、同区分で、冷房時に 0.49kWh/Day/°C、暖房時に 0.31kWh/Day/°C 低下し、2013 年度も 2011 年度より低い。以上より、参加世帯では、電力供給ピーク時における節電効果がある程度継続しているとと言える。

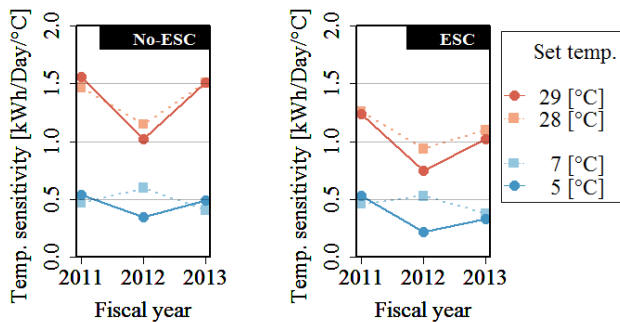


Fig.7 Change of temperature sensitivity

(3) 時刻別電力需要の気温感応度による評価

最後に、時刻別に気温感応度を求め、節電行動が行われた時刻について把握する。冷房期 31℃ 以上、暖房期 3℃ 以下に該当する時間を対象に回帰分析を行う。

時刻別の気温感応度を冷房期間について Fig.8 に、暖房期間について Fig.9 に示す。なお、回帰分析に該当時間が不足する時刻は省略した。冷房期については、不参加世帯では 2012 年度に気温感応度が一旦低下するが 2013 年度には 2011 年度と同程度に戻っている一方、参加世帯では 12～16 時を除いて低下が維持されている。暖房期については、参加世帯で 2012 年度の 6～7 時の気温感応度の低下が特に大きい。2013 年度においては、参加世帯、不参加世帯ともに気温感応度の低下が維持されている。

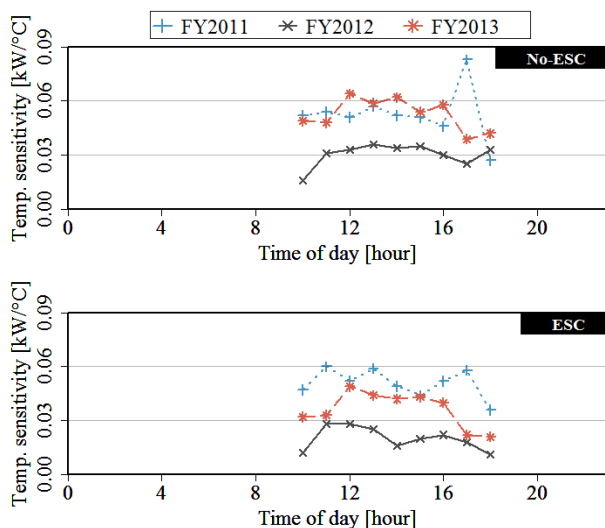


Fig.8 Hourly temperature sensitivity during cooling period

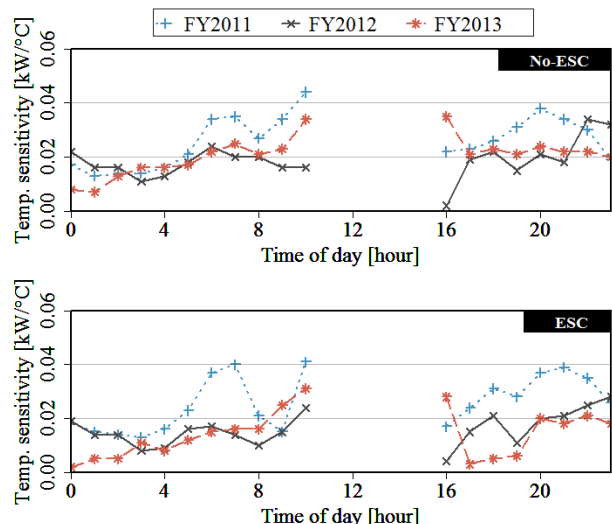


Fig.9 Hourly temperature sensitivity during heating period

4. 結論

関西電力管内においてスマートメーターで計測された家庭の電力消費データを用いて、節電キャンペーンによる節電効果の定量化と、その持続性に関する評価を行った。以下に、得られた知見を示す。

- ・ 暖冷房使用期間の経年変化の分析では、参加世帯の節電キャンペーン後において冷房開始の境界温度が約 3℃ 上昇しており、初夏の冷房機器の使用を抑制による継続的な節電行動が行われたと考えられる。
- ・ 中間期の電力消費の経年変化では、節電キャンペーン実施期間に、参加世帯で 0.3kWh/Day 程度の節電効果がみられた。
- ・ 時刻別電力消費の気温感応度の経年変化では、参加世帯は冷房時の 10～18 時、暖房時の 5～8 時と 17 時以降において、暖冷房に関連する節電を行ったと考えられる。また、冷房時の 10～12 時と 16～18 時、暖房時の同時刻においては、節電キャンペーン終了後においても節電効果が継続的に得られている。冷房期の昼間の節電行動が継続されにくいことが今後の節電対策の実施において課題であると言える。

注1) Table.2, Fig.2 にも示した移動平均気温（図表中では、Moving ave. temp.）は、変動が大きい観測値を平滑化するために、観測日を含めた前七日間の日平均気温を単純平均した値である。

参考文献

- 1) 関西広域連合エネルギー検討会：関西電力管内における今夏の電力需給実績等の検証について、http://www.kouiki-kansai.jp/data_upload/1349065885.pdf, (アクセス日 2016.2.8)
- 2) 下田吉之, 山口容平, 他 4 名：2012 年夏の関西地区における家庭の節電効果分析, 第 32 回エネルギー・資源学会研究発表会, pp.107-110, 2013.6

戸建住宅の建物配置と通風量に関する研究

Study on the Relationship between the Housing Arrangement of Detached House and Ventilation Ratio

○竹 本 優 貴 (神戸大学)

竹 林 英 樹 (神戸大学)

Yuki TAKEMOTO*¹Hideki TAKEBAYASHI*¹

The relationship between the opening area, the main wind direction and ventilation ratio is analyzed based on the real housing plan. The ventilation ratio was increased when the opening area facing the prevailing wind direction was large except for the south side opening area. The relationship between the housing arrangement, adjacent building interval and the average ventilation ratio is analyzed intended for modeled residential district and real residential district. The difference of ventilation ratio between windward and leeward side houses which is occurred in the case of aligned arrangement, is reduced when the adjacent building interval increases or it becomes a staggered arrangement.

1. はじめに

中間期、夏期において通風を利用することは、省エネルギーを図りつつ、室内温熱環境を改善することに有効である。通風利用による室内温熱環境改善効果は、可感気流による体感温度低下効果より、排熱効果が大幅に大きいことが赤林ら¹⁾により明らかになっている。本研究においても室内温熱環境改善効果を排熱効果(換気回数)により評価する。

本研究では、実在住宅モデルを対象として開口面積や主風向と換気回数の関係を分析する。更に、モデル化した住宅街区を対象として隣棟間隔や角地などの住宅配置と平均通風量比の関係を分析する。

2. 建物形状及び開口条件と換気回数の関係

2.1 計算の概要

2階建て戸建住宅12プランを対象として数値計算を行った。計算対象住宅を表1、計算領域とその中の詳細領域を図1、例としてプラン1の解析対象モデルを図2、計算条件を表2に示す。

解析には、RANSモデル系の標準 $k-\epsilon$ 乱流モデルを用いた。計算領域は詳細領域と周辺領域に分けて設定し、詳細領域の格子間隔は、 $100\text{mm} \times 100\text{mm} \times 100\text{mm}$ を基準とし、開口部の形状や大きさを再現するために、最小のメッシュ幅を 60mm とし、周辺領域は徐々に広がる不等間隔とした。開口部は網戸の設置を考慮し、開口率70%とした。全96パターン(12プラン \times 8風向)の計算結果で開口部の風速を算出した。

2.2 開口面積と換気回数

開口部の流入風速から各プランの換気回数を求め、建物形状と換気回数との関係を考察する。各プランの方位別開口面積を図3に示す。南側開口面積を図3に示す。

Table.1 Objective houses

Plan number	Total floor area (m ²)	The entrance orientation	The roof shape	The stairs in the living room	The stairs position
1	117.0	S	hip roof	nonexistence	NE
2	117.0		gable roof	nonexistence	NW
3	118.8		gable roof	existence	E
6	125.5		hip roof	existence	N
13	117.0	EW	hip roof	nonexistence	N
14	118.0		gable roof	existence	N
15	118.5		gable roof	nonexistence	N
17	122.0		hip roof	existence	C
22	116.0	N	gable roof	nonexistence	W
23	116.0		hip roof	nonexistence	N
24	116.5		hip roof	existence	C
26	122.5		gable roof	existence	E

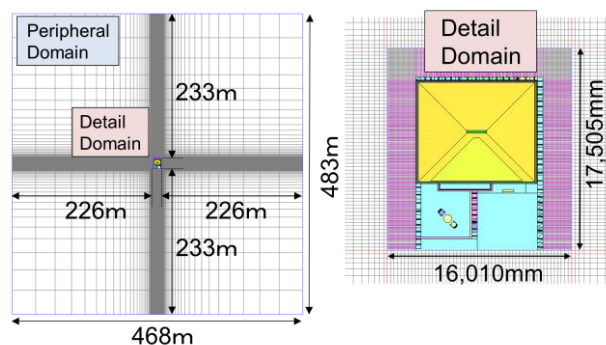


Fig.1 Calculation domain (left) and Details domain (right)

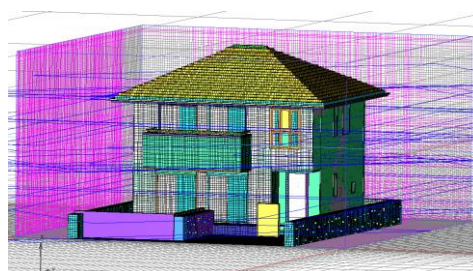


Fig.2 Example of objective model (plan 1)

南側開口面積は、プラン 3 とプラン 22 を除いて非常に大きく、東、西、北側開口面積は全てのプランで小さい。

開口面積率（東・西・南・北）と換気回数（風向 E・W・S・N）の関係を図 4 に示す。全体的に南側開口面積率は大きく、北側・東側・西側開口面積率は小さい。北側・東側・西側開口面積率の増加に伴い、換気回数も増加する。南側開口面積率と換気回数には相関がみられず、ばらついている。

以上より、主風向側の開口面積が増加すると、換気回数は増加するが、大きな開口面積を有する南側では、既に大きな換気回数になっており、開口面積が増加しても換気回数は変化しない。

3. 隣棟間隔および住宅配置と換気回数の関係

3.1 計算の概要

赤林ら¹⁾は各方角に同面積の開口を設けた単純住宅モデルを用いて、周辺建蔽率を段階的に変化させたときの建蔽率と平均通風量比の関係を求めた。また、住宅団地内の隣接する 4 つの単純住宅モデルを対象に、室内通風デグリーアワーを算出し、建物の配置計画や建蔽率との関係を求めた²⁾。本研究では、宅地計画における通風への配慮を想定し、隣棟間隔および住宅配置（整列と雁行配置）に注目して検討を行う。

2 階建て単純住宅モデルを用いて、住宅団地モデルを構成する。単純住宅モデルの概要と寸法を図 5、表 3 に示す。表 1 の 2 階建て戸建住宅 12 プランの寸法の平均に基づき決定した。一般的な戸建住宅団地を想定し、住宅は 5 棟×2 列を 1 ブロックとし、団地内の道路幅は 6m とした。東西に主要道路を持つ住宅団地と、南北に主要道路をもつ住宅団地を対象とする。住宅団地モデルの寸法の例を図 6、配置パターンを表 4 に示す。ただし、住宅団地モデルの寸法や、単純住宅モデルの敷地寸法は住宅団地モデルの配置パターンによっても変化する。東西と南北の隣棟間隔を 2m、5m、8m と変化させ、雁行配置の場合は東西（南北）に移動させる距離を変化させた。隣棟間隔を変化させる場合は解析対象領域以外の住宅団地モデルも同様に变化させ、雁行配置に変更する場合は、解析対象領域のみ変化した。

計算領域の例を図 7 に示す。計算条件は表 2 と同様のものであり、計算領域や開口部の設定方法も前章の方法を踏襲した。住宅の配置に対称性がある場合は N, NW, S, SW, W の 5 風向、対称性が見られない場合は E, N, NE, NW, W, S, SE, SW, W の 8 風向で計算を行った。詳細領域内部の住宅団地を解析対象領域とし、各単純住宅モデルに立地箇所に応じて①～⑩の番号を割り当てた。

3.2 計算結果と考察

計算結果のコンター図の例を図 8 に示す。主要道路が東西の場合の標準的な住宅団地モデルでは、主要道路上

Table.2 CFD calculation condition

Simulation software		STREAM ver.8 and ver.9
Turbulence model		Standard k-ε model
Boundary condition	Inlet	Power low (reference height 17.2m, wind speed 3.8m/s)
	Outlet	Natural inflow and outflow
	Lateral	free-slip
	Upper	
	ground surface	Generalized log low
	Wall	
Opening	Pressure drop model : aperture ratio 70%	
Flat terrain categories		Ⅲ (power low index a=0.20)
Convergence criterion		10 ⁻⁴
Wind direction		N. E. S. W. NE. NW. SE. SW

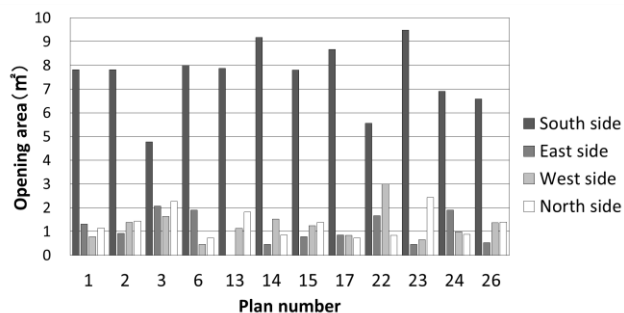


Fig.3 Opening area of each plan

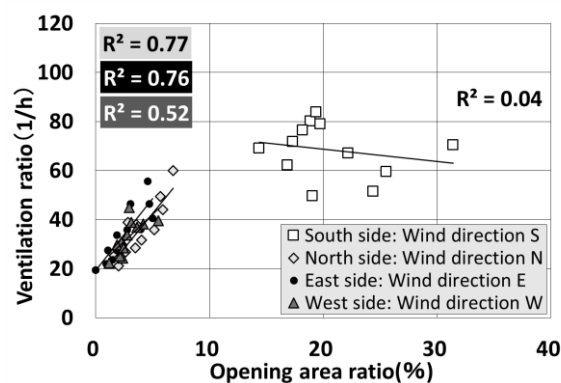
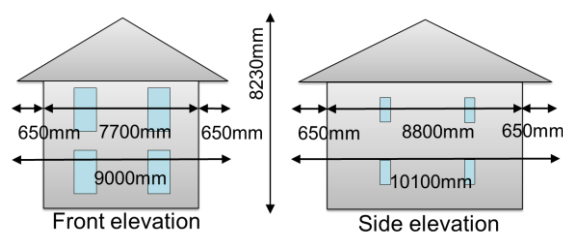
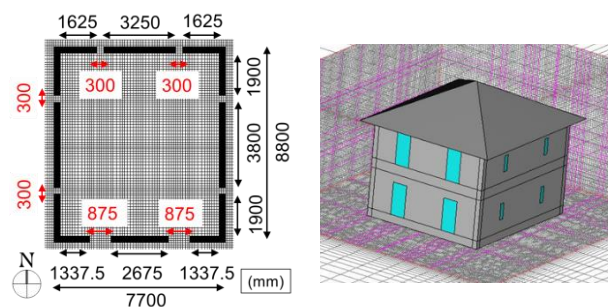


Fig.4 Relationship between opening area ratio facing to main wind direction and ventilation ratio



(a) Elevations



(b) Plan (left) and Perspective (right)

Fig.5 Overview of the simple model

A-60

で風速が大きくなり、開口が主要道路に面している住宅や風上側の住宅において風がよく流入している。流入風向が45度（風向SW、風向NW）の場合、風上側の角地の住宅で特に風が流入している。東西・南北の隣棟間隔を広げると、住宅間に風の道が形成され風速が大きくなっている。雁行配置にすると、整列配置の際に生じていた風の道に相当する箇所に住宅が位置するため、風下側の住宅でも風上側の住宅同様に風が流入している。南北主要道路の場合も、東西主要道路の場合と同様の傾向が確認される。

3.3 隣棟間隔および雁行配置と換気回数の関係

立地箇所別の平均換気回数を図9に示す。東西主要道路の場合、角地、すなわち、南側住宅の①と⑤、北側住宅の⑥と⑩の換気回数が比較的大きい。南側住宅（①～⑤）の換気回数は、北側住宅（⑥～⑩）より全体的に大きい。雁行配置にすることで南側住宅と北側住宅の換気回数の差が減少し、全体的に大きくなる。南北主要道路の場合も、角地、すなわち、西側住宅の①と⑤、東側住宅の⑥と⑩の換気回数が比較的大きい。西側住宅（①～⑤）と東側住宅（⑥～⑩）の換気回数にほとんど差はない。

隣棟間隔別、立地箇所別平均換気回数を図10に示す。東西主要道路の住宅団地モデルの場合、東西の隣棟間隔を広げると、住宅間に風の道が形成されて風速は大きくなるが、換気回数は大きく増加しない。ただし、東西の住宅間の換気回数の差は小さくなる。雁行配置にすると、整列配置の場合に生じていた風上側と風下側の換気回数の差が小さくなる。また、東西隣棟間隔が5mの場合、南側と北側の住宅間で生じていた大きな換気回数の差はほぼ無くなり、大きな値となる。南北主要道路の住宅団地モデルの場合、南北隣棟間隔を広げると、角地の換気回数は大きく増加しないが、南北の住宅間の換気回数の差は小さくなる。

Table.3 CFD calculation condition

parameters	the average of 12 plans	the simple model
total floor space (m ²)	118.7	135.5
width (m)	7.7	7.7
depth (m)	8.8	8.8
height (m)	8.2	8.2
opening area of south side (m ²)	7.5	7.5
opening area of east side (m ²)	1.1	1.2
opening area of west side (m ²)	1.2	1.2
opening area of north side (m ²)	1.3	1.2
total opening area (m ²)	11.1	11.1

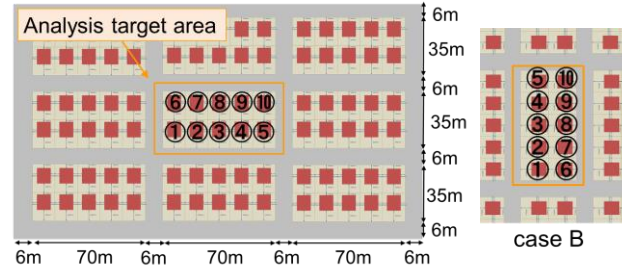


Figure.6 Dimensions of the residential district model (case A-5) (left) and the number of each house

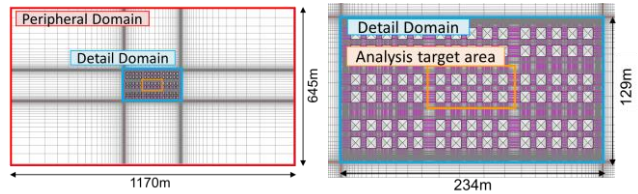


Figure.7 Calculation (left) and Details (right) domain

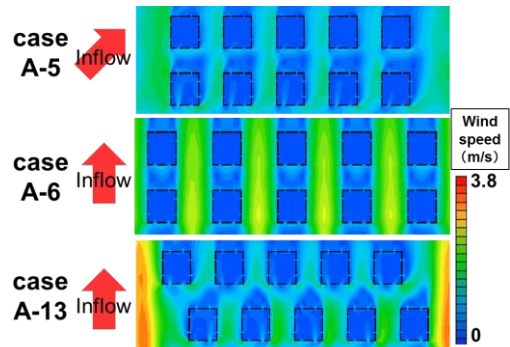


Figure.8 Example of calculation results of wind speed

Table.4 The arrangement pattern of the adjacent houses

East-west main road				North-south main road			
aligned arrangement		adjacement building interval		aligned arrangement		adjacement building interval	
		East-West	South-North			East-West	South-North
case A-1		2m	2m	case B-1		2m	2m
case A-2		2m	5m	case B-2		2m	5m
case A-3		2m	8m	case B-3		2m	8m
case A-4		5m	2m	case B-4		5m	2m
case A-5		5m	5m	case B-5		5m	5m
case A-6		5m	8m	case B-6		5m	8m
case A-7		8m	2m	case B-7		8m	2m
case A-8		8m	5m	case B-8		8m	5m
case A-9		8m	8m	case B-9		8m	8m
staggered arrangement		adjacement building interval		staggered arrangement		adjacement building interval	
		East-West	South-North			East-West	South-North
case A-10	South side houses shifted to 3.5m east	5m	5m	case B-10	West side houses shifted to 6.05m north	2m	2m
case A-11	South side houses shifted to 5.5m east	2m	2m	case B-11	West side houses shifted to 6.05m north	5m	2m
case A-12	South side houses shifted to 5.5m east	2m	5m	case B-12	West side houses shifted to 7.55m north	2m	5m
case A-13	South side houses shifted to 7.0m east	5m	5m	case B-13	West side houses shifted to 7.55m north	5m	5m
case A-14	North side houses shifted to 3.5m east	5m	5m	case B-14	East side houses shifted to 6.05m north	2m	2m
case A-15	North side houses shifted to 5.5m east	2m	2m	case B-15	East side houses shifted to 6.05m north	5m	2m
case A-16	North side houses shifted to 5.5m east	2m	5m	case B-16	East side houses shifted to 7.55m north	2m	5m
case A-17	North side houses shifted to 7.0m east	5m	5m	case B-17	East side houses shifted to 7.55m north	5m	5m

4. 実街区における検討

4.1 計算の概要

典型的な新興住宅地である芦屋市内の住宅団地を対象として同様の検討を行う。解析対象モデルを図11に示す。住宅団地内の住宅を、単純住宅モデルに置き換えて計算を行い、換気回数を算出し、住宅団地モデルの計算結果と比較する。解析対象領域内の単純住宅モデルに立地箇所に応じて①～④の番号を割り振った。計算条件などは住宅団地モデルの計算と同様である。

4.2 計算結果と考察

計算結果のコンター図の例を図12に示す。芦屋市内の住宅団地は、典型的な新興住宅団地であり、住宅の形状のばらつきが少なく、住宅区画も整理されており、整列配置の住宅団地モデルに配置パターンが類似している。解析対象領域の北と南に存在する道路沿いのオープンスペースから風が流入している。

4.3 実街区における隣棟間隔と換気回数の関係

風向別の換気回数を図13に示す。同様の隣棟間隔を持ち同じ立地箇所である、整列配置の住宅団地モデルの単純住宅モデルを比較対象として選定する。芦屋市の立地箇所①の住宅では、風向0°の場合を除いて整列配置と同様である。風向0°の場合には南に存在する道路沿いのオープンスペースからの流入量が増加している。

5. 結論

標準的な住宅団地では、南側と北側の住宅間の換気回数に大きな差が生じるが、隣棟間隔を広くするか、雁行配置にすると、住宅団地全体の通風状態が改善される。主風向に応じて換気回数が大きくなる場合とあまり変化しない場合があるため、対象地域の主風向に応じて配置の検討を行う必要がある。

芦屋市内の住宅団地の様に整列配置の住宅団地モデルに配置パターンが類似している場合には計算結果の傾向と概ね一致する。ただし、周辺のオープンスペースやわずかな形態の違いにより、換気回数が大きく変化する場合もあるため、周辺の住宅配置や街区特性の局所的な影響にも配慮する必要がある。

参考文献

- 1) 赤林伸一, 坂口淳, 細野淳美, 佐藤英樹, 久保俊輔: 室内気流分布を考慮した通風性能評価に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, No. 633, 1261-1266, 2008
- 2) 川崎みなも, 赤林伸一, 坂口淳, 山口遵: 戸建住宅を対象とした通風性能評価に関する研究 その18 戸建て住宅団地の配置計画と通風性能に関する研究, 日本建築学会北陸支部研究報告集, 第52号, 251-254, 2009

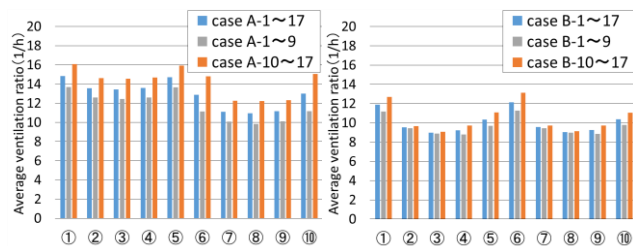


Figure.9 Mean ventilation ratio in each house

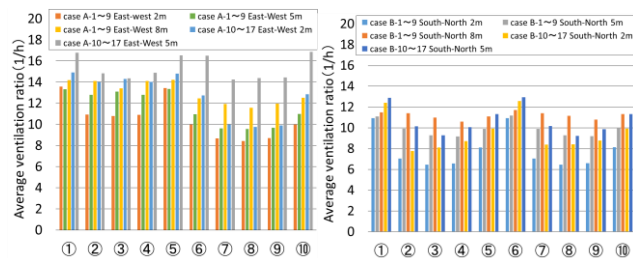


Figure.10 Mean ventilation ratio in each house and different
adjacent building interval

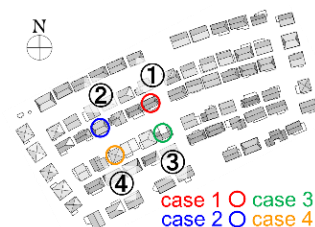


Figure.11 Analysis target model (Ashiya-shi)

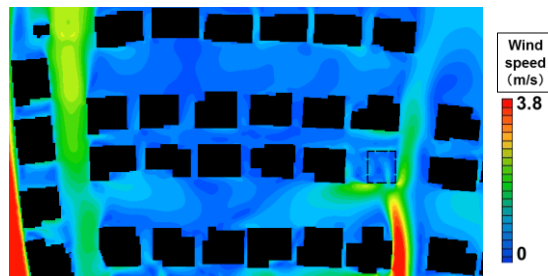


Figure.12 Example of calculation results of wind speed (case 1)

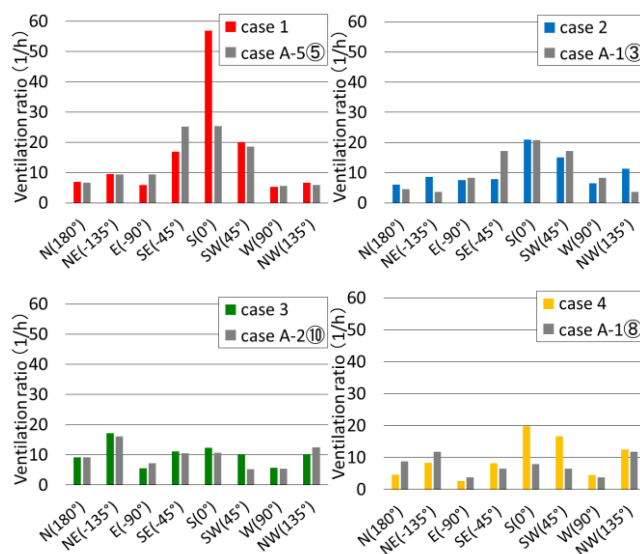


Figure.13 Ventilation ratio in each wind direction (ashiya-shi)

東日本大震災後の火力発電由来排出量増加が大気質に及ぼす影響の評価 Impact of emission increase from thermal power generation on air quality after the Great East Japan Earthquake

○珍 坂 舞 (大阪大学) 嶋 寺 光 (大阪大学) 近 藤 明 (大阪大学)

Mai CHINZAKA*¹ Hikari SHIMADERA*¹ Akira KONDO*¹

*¹ Osaka University

The amount of thermal power generation has increased significantly in Japan since the Great East Japan Earthquake, resulting in increase in emissions of air pollutants. This research evaluated the impact of the emission increase on air quality in Kinki region. Three cases of CMAQ simulations were conducted with emission data considering thermal power generation for the year 2010 and 2012, and without power plant emissions, using the meteorological field fixed to 2010. The emission increase caused higher air pollutant concentrations around power plants, and the contribution of power plant emissions was up to 15 % of NO₂ concentration in 2012.

はじめに

2011年3月の東日本大震災による福島第一原発事故以降、原子力発電の代替として火力発電の占める割合が増加している。10電力会社の電源別年間発電電力量¹⁾は原子力発電の占める割合は震災前の2010年度では29%であったが、震災後の2012年度では2%に減少しており、火力発電の占める割合は62%から89%と大きく増加している。特に、近畿地方では震災前は原子力に強く依存していたため、関西電力の火力発電の割合は2010年から2012年で46%から80%に増加した。火力発電量の増加により大気汚染物質の排出量も増加していると考えられる。汚染物質が大気にどのような影響を及ぼすか評価することは、環境保全という観点から必要である。本研究では、大気質モデルを用いて近畿における震災後の火力発電由来の大気汚染物質排出量の増加が大気質に及ぼす影響の評価を行った。

1. 計算条件

1.1 本研究で用いたモデル

米国環境保護庁によって開発された大気質モデル Community Multiscale Air Quality system (CMAQ) を用いて、大気汚染物質濃度の計算を行った。CMAQの入力データとして、気象場は、米国大気研究センターによって開発された気象モデル Weather Research Forecasting model (WRF) により作成した。排出量データは、近畿圏における2010年度及び2012年度の火力発電を考慮した排出量、火力発電部門を除外した排出量の3ケースを作成した。CMAQの東アジア域境界濃度には、全球化学輸送モ

デル Model for Ozone and Related Chemical Tracers version 4 (MOZART-4) の計算結果を使用した。

1.2 計算期間・計算領域

計算期間は2010年3月22日～2011年3月31日とし、2010年3月22日～3月31日の10日間は助走期間とし、2010年4月1日～2011年3月31日を評価対象期間とした。水平計算領域は東アジアの広域を対象とする64km格子領域(D1)、16km格子領域(D2)および近畿圏を対象とする4km格子領域(D3)の3領域を設定した。鉛直層は、地表面から上空100hPaまでを30層に分割して計算を行った。D3及び対象とした火力発電所の位置をFig.1に示す。

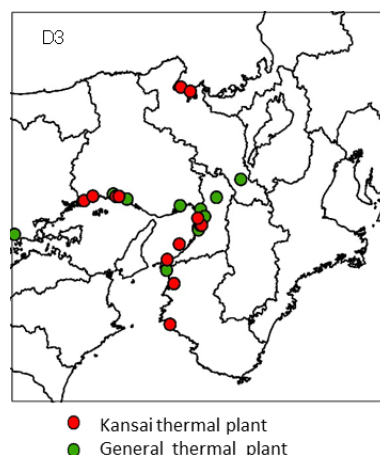


Fig. 1 Location of thermal power plants in D3

1.3 WRF/CMAQ 計算条件

WRFは非静水圧・完全圧縮性の3次元メソスケールモデルであり、本研究ではバージョン3.5.1を使用した。CMAQはオイラー型の3次元大気質モデルであり、本研究ではバージョン5.0.2を使用した。本研究で使

用したWRF及びCMAQの設定をTable.1に示す。

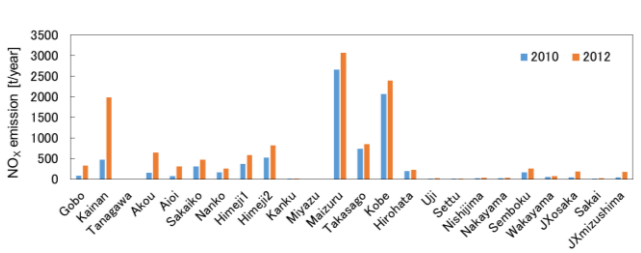
Table.1 WRF/CMAQ configurations

Parameter	Setting
WRF	
Version	ARW 3.5.1
Initial and boundary	NCEP FNL, MSM-GPV, RTG-SST-HR
Land use	USGS 24-category data
Horizontal grid number	98×88 (D1), 108×120 (D2), 92×92(D3)
Vertical grid number	30 (surface-100 hPa layer)
Explicit moisture	WSM-6
Cumulus	Kain-Fritsch
PBL	YSU scheme
Surface layer	Noah land-surface model
Radiation	RRTM and Dudhia
CMAQ	
Version	5.0.2
Horizontal grid number	76×76 (D1), 92×104 (D2), 76×76(D3)
Initial and boundary	Made from MOZART-4
Baseline emission	INTEX-B, JATOP(vehiccle), OPRF(ship), EAGGrid2010-JAPAN
Horizontal/vertical advection	WRF-based scheme
Horizontal/vertical diffusion	Multiscale/ACM2
Photolysis calculation	CCTM in-line calculation
Gas phase chemistry	CB05
Aerosol	AERO 6

1.4 火力発電由来排出量

Fig.1に示したD3内の火力発電所について、NO_x、SO₂、PM₁₀、PM_{2.5}、NH₃の排出量を推計した。関西電力の発電所からのNO_x、SO₂の排出量は、関西電力の2014年度の発電所ごとの排出量²⁾をもとに、PM₁₀、PM_{2.5}、NH₃はEAGGrid2010-JAPAN³⁾の2010年度の排出量をもとに、燃料消費量の比率をかけることによって2010年度及び2012年度の排出量を求めた。2010年度から2012年度の燃料増加比率は、石油4.19倍、LNG1.56倍、石炭1.15倍である。一般事業者の発電所の排出量は、関西電力の同燃料の発電所を参考に総出力の比より求めた。また、排出量には月ごとに24時間の時間変動を与えた。発電量の時間変動が排出量の時間変動であるとみなし、2012年度の発電量⁴⁾を参考に時間変動を求めた。2010年度及び2012年度の各発電所ごとのNO_x、SO₂の排出量をFig.2に示す。石油を使用している海南では2010年から2012年にかけて大幅に排出量が増えている。神戸では2010年からすでに火力発電由来の排出量が多い。

(a) NO_x



(b) SO₂

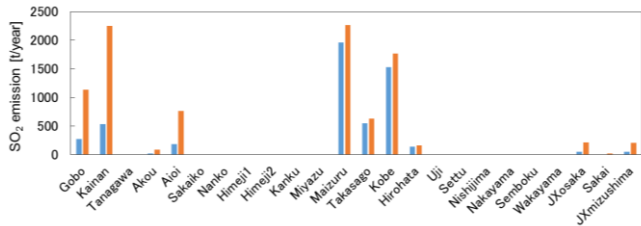


Fig.2 NO_x and SO₂ emission from thermal plant in 2010 and 2012

2. 計算結果

2.1 計算値と観測値の比較

WRFとCMAQによる計算値を観測値と比較した。モデルの再現性の評価には、統計指標として相関係数(R)、Mean Absolute Error (MAE)、Mean Bias Error (MBE)、Index of Agreement (IA)を用いた。気象の計算結果は観測値と良好な一致を示していた。2010年4月1日～2011年3月31日における大阪のCMAQ計算値と観測値の時系列をFig.3及び統計指標一覧をTable.2に示す。NO₂、SO₂、PM_{2.5}は日平均値、O₃は日最大1時間値を用いて計算した。すべての物質で良好な一致を示しており濃度予測に適当であるといえる。

Table.2 Statistical evaluation of air quality simulation

Statistic			Statistic		
NO ₂	num	358	O ₃	num	360
	Obs_ave [ppb]	22.0		Obs_ave [ppb]	49.8
	Sim_ave [ppb]	21.8		Sim_ave [ppb]	49.2
	R	0.85		R	0.84
	MBE [ppb]	-0.2		MBE [ppb]	-0.7
	MAE [ppb]	4.0		MAE [ppb]	7.8
	IA	0.91		IA	0.90
SO ₂	num	363	PM _{2.5}	num	358
	Obs_ave [ppb]	4.8		Obs_ave [μg/m ³]	19.2
	Sim_ave [ppb]	3.0		Sim_ave [μg/m ³]	14.3
	R	0.65		R	0.88
	MBE	-1.7		MBE [μg/m ³]	-4.9
	MAE	2.0		MAE [μg/m ³]	5.7
	IA	0.69		IA	0.89

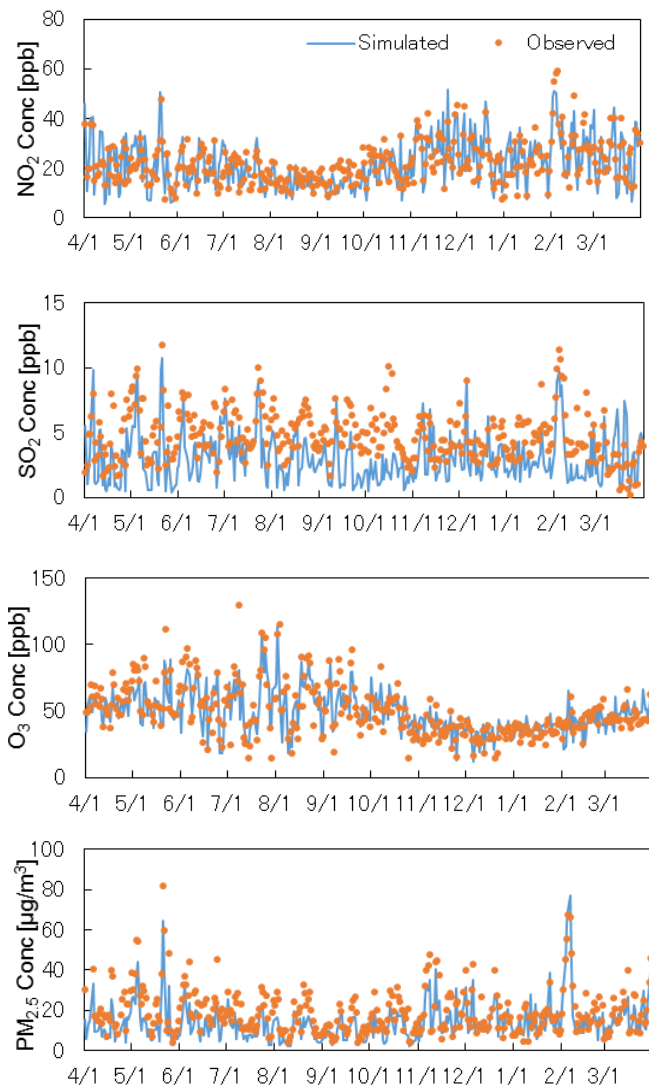
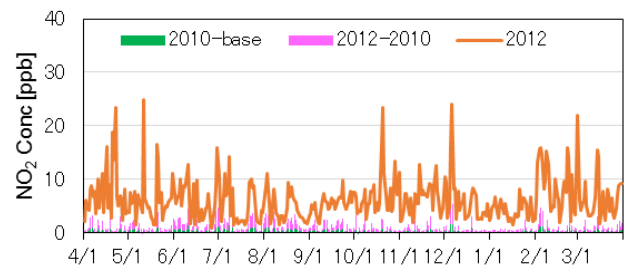


Fig.3 Time series of NO₂, SO₂, PM_{2.5}, O₃ concentration

2.2 火力発電由来排出量の寄与

2010 年から 2012 年の火力発電起源排出量増加の影響が大きい海南の近傍及び火力発電起源排出量そのものの影響が大きい神戸の近傍について以下に結果を示す。2012 年度の NO₂ 濃度の時系列変化及び 2010 年度時点の排出量分の寄与と 2010～2012 年度の排出量増加分の寄与を **Fig.4** に示す。NO₂ 濃度に対する火力発電排出量の寄与は海南で最大 22 %, 神戸で最大 23 % であり, 火力発電由来排出量増加の寄与は海南で最大 15 %, 神戸で最大 5 % であった。海南における 排出量増加の寄与が大きい時間の空間分布を **Fig.5** に示す。各火力発電所周辺で火力発電の寄与により濃度が上昇していることがわかる。

(a) Kainan



(b) Kobe

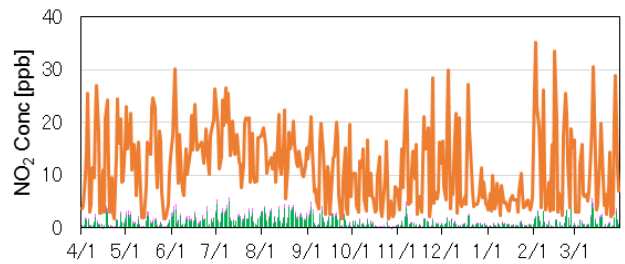


Fig.4 Time series of NO₂ concentration and power plant contribution to NO₂ at (a)Kainan, (b)Kobe

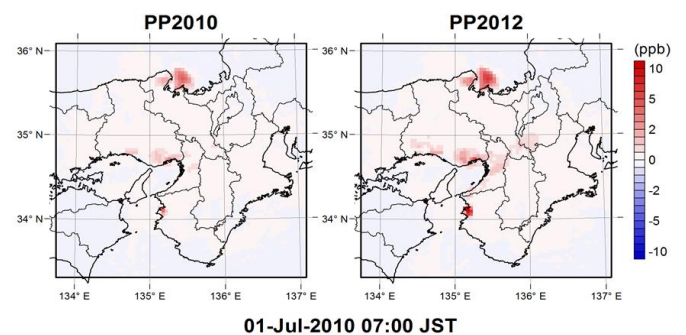
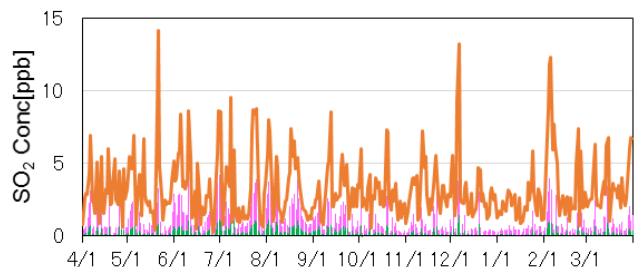


Fig.5 Power plant contribution to NO₂

2012 年度の SO₂ 濃度の時系列変化及び 2010 年度の寄与と 2010～2012 年度の排出量増加の寄与を **Fig.6** に示す。

(a) Kainan



(b) Kobe

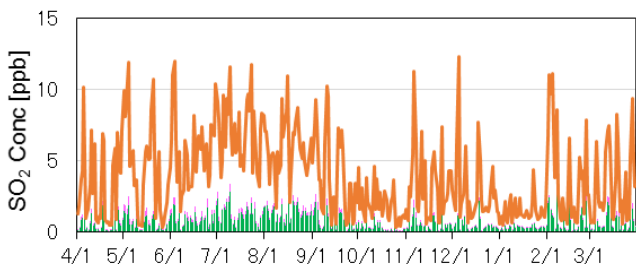


Fig.6 Time series of SO₂ concentration and power plant contribution to SO₂ at (a)Kainan, (b)Kobe

SO₂濃度に対する火力発電排出量の寄与はNO₂, SO₂, O₃, PM_{2.5}の中で1番海南で最大43%, 神戸で最大29%であり, 火力発電由来排出量増加の寄与は海南で最大32%, 神戸で最大5%であった。NO₂, SO₂共に海南のほうが火力発電増加の寄与が大きく, これより排出量の増加が濃度増加に影響することがわかった。海南における排出量増加の寄与が大きい時間の空間分布をFig.7に示す。2010年と比べると2012年ではより顕著に寄与が表れており, 排出量の増加が広範囲に影響していることがわかる。

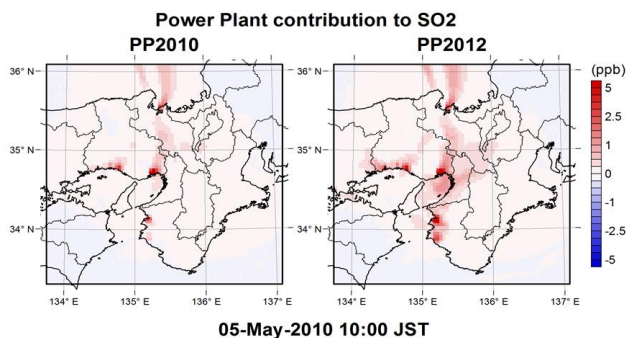


Fig.7 Power plant contribution to SO₂

2012年度のO₃濃度の日最大1時間値の時系列変化及び2010年度時点の排出量分の寄与と2010~2012年度の排出量増加分の寄与をFig.8に示す。

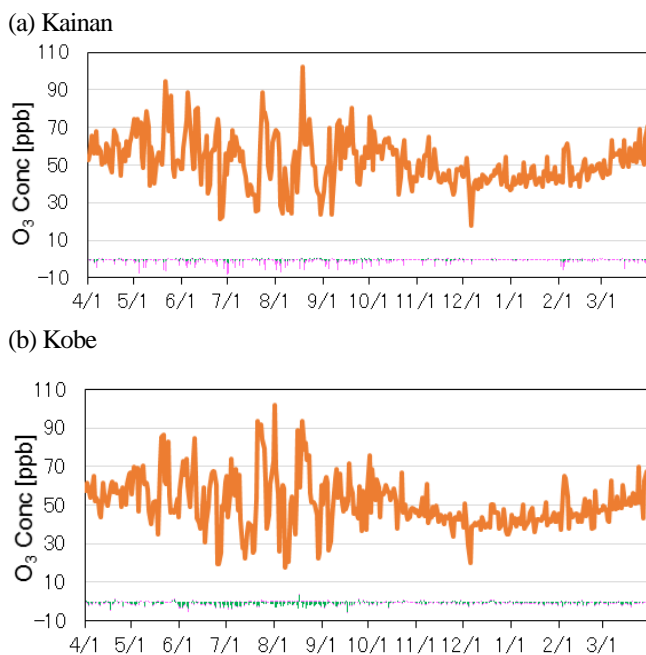


Fig.8 Time series of O₃ concentration and power plant contribution to O₃ at (a)Kainan, (b)Kobe

O₃の火力発電所の排出量増加による寄与について, 平均は海南が-0.90 ppb, 神戸が-0.075 ppbであり, マイナスになった。最大1時間値はそれぞれ0.53 ppb, 0.99 ppbとなった。2010年でO₃が1番高濃度な8月2日の空間分布をFig.9に示す。

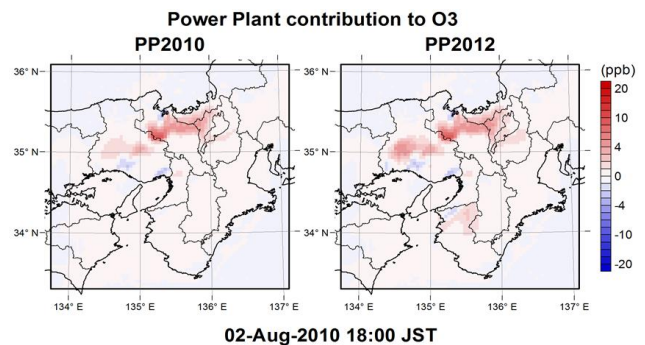


Fig.9 Power plant contribution to O₃

内陸部ではプラスの寄与がみえるが, 神戸の発電所付近でO₃に対する火力発電の寄与がマイナスになっていた。これは, 火力発電由来のNOとO₃が反応し, 火力発電付近ではO₃が減少し, 風下の内陸部では酸化されたNOがNO₂になり広がっていったためと考えられる。これより発電所付近の濃度の火力発電から離れたところにも影響するということがいえる。

3. 結論

近畿における大気汚染物質排出量の増加が大気質に及ぼす影響の評価を行った。NO₂, SO₂について, 海南近傍は2010年から2012年の濃度増加量が大きく, 神戸近傍は2010年度の時点で濃度が大きいことがわかった。これは海南が石油を使用しており2010年から2012年の排出量の増加が大きいこと, 神戸が石炭を使用しており2010年の時点で排出量が大きく, 2012年にかけての増加が海南ほど多くないことを反映している。これより, NO₂, SO₂排出量の増加が濃度の増加に影響することがわかった。濃度分布をみると, 総出力の大きい発電所周辺で高濃度になっており, 2010年と比べると2012年ではより顕著に寄与が表れており, 排出量の増加が広範囲に影響していることがわかる。本研究により, 火力発電由来排出量増加が発電所周辺の濃度を増加させ, その影響は広範囲に及ぶことがわかった。

参考文献

- 1) 電気事業連合会：原子力・エネルギー図面集 2015
- 2) 関西電力関連資料火力発電所環境保全実績:
<http://www.kepco.co.jp/sustainability/kankyou/report/data/karyoku01.html>.
- 3) 福井哲央、國領和夫、馬場剛、神成陽容：大気汚染物質排出インベントリ-EAGrid2000-Japanの年次更新, 大気環境学会誌, 49, pp.117-125, 2014.
- 4) 関西電力過去の電力使用実績データ:
http://www.kepco.co.jp/energy_supply/supply/denkiyoho/download.html.

気象・化学輸送オンラインモデルを用いた東アジア地域におけるエアロゾル直接効果の評価 Evaluation of aerosol direct effect using an online coupled meteorology-air quality model in East Asia

○関 口 亜 未 (大阪大学) 嶋 寺 光 (大阪大学) 近 藤 明 (大阪大学)

Ami SEKIGUCHI*¹ Hikari SHIMADERA*¹ Akira KONDO*¹

*¹ Osaka University

Numerical simulations were performed in order to evaluate the impact of the direct effect of aerosol particles on meteorology and air quality over East Asia. The online coupled Weather Research and Forecasting-Community Multiscale Air Quality (WRF-CMAQ) modeling system was applied from January to March 2014 for cases with/without feedback: two-way/one-way simulations. Ground-level shortwave radiation and PM_{2.5} concentration in the two-way simulation were respectively smaller and higher than those in the one-way simulation over the Asian Continent. These differences indicate that the aerosol direct effect substantially influence the atmospheric stability, and therefore the dispersion efficiency of air pollutants.

はじめに

東アジア地域（特に中国）では急速な経済成長に伴う大気中のエアロゾルの増加が深刻化している。エアロゾルは、粒径 0.001 ~ 100 μm 程度の空気中に浮遊する粒子状物質の混合体であり、太陽放射を散乱・吸収することで地球の放射収支を左右し気温や大気境界層 (PBL: Planetary Boundary Layer) の高さ等様々な気象要素に影響を及ぼす。このエアロゾルによる放射収支への作用は「エアロゾルの直接効果」と呼ばれ、近年、東アジア地域におけるエアロゾルの直接効果による環境影響が重要視されている。しかし、従来の大気質シミュレーションにおいては多くの場合に直接効果が考慮されていなかったため、現段階ではこの効果による大気環境動態に対する影響評価が十分でない。

そこで本研究では、東アジア地域を対象に、気象および化学輸送計算を同時に行う気象・化学輸送オンラインモデル¹⁾を用いてエアロゾルの直接効果を考慮したシミュレーションを行い、直接効果による気象場およびエアロゾル濃度変化について評価することを目的とした。

1. 気象・化学輸送オンラインモデル

本研究で使用したオンラインモデルは、気象モデル WRF-ARW (Advanced Research Weather Research Forecasting model)²⁾のバージョン 3.4 と化学輸送モデル CMAQ (Community Multiscale Air Quality system)³⁾のバージョン 5.0.2 が結合されたモデルである。このモデルを用いた化学輸送シミュレーションは、CMAQ の計算により得られたエアロゾルのデータを WRF での放射計算にフ

ィードバックさせることでエアロゾルの直接効果を考慮した計算が可能である。また、モデル間にフィードバックを導入するか否かは計算時に選択でき、フィードバックを行うことでCMAQによる計算結果をWRFに反映させる two-way の手法と、フィードバックを行わず WRF から CMAQ へ単一方向の計算を行う one-way の手法がある。本研究では、two-way および one-way の両計算を実施し得られた各結果を比較することで、直接効果を考慮したことによる気象場およびエアロゾル濃度変化を評価した。

2. 計算設定

2.1 計算領域

Fig.1 に計算領域および計算結果の比較対象地点を示す。計算領域は、水平格子解像度 45 km, WRF, CMAQ の水平格子数は 140×120, 130×110 の東アジア広域とし、鉛直層は地表面～上空 100 hPa までを 30 層に分割した。計算期間は 2013 年 12 月 22 日～2014 年 3 月 31 日とし、はじめの 10 日間を助走期間、2014 年 1 月 1 日～3 月 31 日を評価対象期間とした。計算結果の比較は、中国 23 地点および日本 6 地点の計 29 地点について行った。

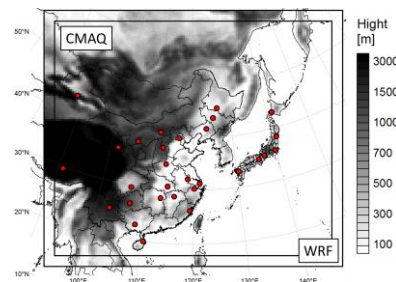


Fig.1 Modeling domain and locations of analysis sites.

2.2 モデルの設定

本研究で使用した気象・化学輸送オンラインモデル (WRF-CMAQ) の設定を **Table.1** に示す。CMAQ の入力に必要な排出量データは NO_x , SO_2 , CO , NH_3 , 揮発性有機化合物 (VOC: Volatile Organic Compounds), 粒子状物質 (PM: Particulate Matter) に対して各種の排出インベントリおよび排出量推計モデルの計算結果を組み合わせることで作成した。

Table.1 WRF-CMAQ configurations.

Parameter	Setting
WRF	
Initial and boundary	NCEP FNL, MSM-GPV, RTG-SST-HR
Land use	USGS 24-category data
Explicit moisture	Morrison 2-moment scheme
Cumulus	Kain-Fritsch scheme
Surface	Pleim-Xiu Land-Surface Model
PBL and surface layer	ACM2 scheme / Pleim-Xiu scheme
Radiation	RRTMG shortwave and longwave schemes
FDDA	$3.0 \times 10^{-4} \text{ s}^{-1}$ (Temperature, Mixing ratio, Wind)
CMAQ	
Initial and boundary	Made from MOZART-4
Horizontal advection	Yamartino scheme
Vertical advection	WRF-based scheme
Horizontal diffusion	Multiscale
Vertical diffusion	ACM2
Photolysis calculation	CCTM in-line calculation
Gas phase chemistry	CB05
Aerosol	AERO6

3. 計算結果

3.1 観測値との比較

本研究で使用したオンラインモデルの精度を評価するため、中国 4 地点 (北京, 上海, 太原, 海口) と大阪において計算値と観測値の比較を行った。評価には統計指標として、MBE (Mean Bias Error), 相関係数 (R), MAE (Mean Absolute Error), RMSE (Root Mean Square Error), IA (Index of Agreement) を用いた。気象計算結果は, Emery⁴⁾ らが気象モデルによる計算精度評価のために設定したベンチマークを基に比較した。ベンチマークは、気温に対して $\text{MBE} \leq \pm 0.5^\circ\text{C}$, $\text{MAE} \leq 2 \text{ K}$, $\text{IA} \geq 0.8$, 混合比に対して $\text{MBE} \leq \pm 1 \text{ g/kg}$, $\text{MAE} \leq 2 \text{ g/kg}$, $\text{IA} \geq 0.6$, 風速に対して $\text{MBE} \leq \pm 0.5 \text{ m/s}$, $\text{RMSE} \leq 2 \text{ m/s}$, $\text{IA} \geq 0.6$ が定められている。**Table.2** に、比較を行った 5 地点のうち、北京および大阪での計算期間における気温、混合比、風速、 $\text{PM}_{2.5}$ 濃度の統計指標を示す。

気象場の計算結果は one-way, two-way の両パターンともに日変化を捉えており、観測値と概ね良好な一致が見られた。気温は、MAE は北京で、IA は北京および大阪でベンチマークを満たしており、計算結果はいずれの地点でも two-way の方が one-way よりも低い値を示した。混合比は、両地点ともに MBE, MAE, IA の 3 項目を満

たしている。また、気温、混合比の相関係数は 0.9 以上と高く、計算値と観測値の変化の傾向は計算期間を通して良好に一致しているといえる。風速は、MBE は北京で、RMSE, IA は北京および大阪でベンチマークを満たしている。一方で、相関係数は北京で約 0.5 と低く、比較を行ったその他中国の 3 地点についても 0.1 ~ 0.6 と低い値を示した。この原因としては、中国の観測値データはノット (knot : $1 \text{ knot} \approx 0.514 \text{ m/s}$) で与えられており分解能が粗くなっていること、本研究で設定した 45 km 格子の計算では実際の土地の起伏を十分に解像できておらず地形による風速の減衰を再現できていないことが挙げられる。

$\text{PM}_{2.5}$ 濃度の計算結果は one-way, two-way の両パターンで IA が 0.8 以上であり濃度の変動、ピーク位置の再現性は良好であった。計算期間において中国では正のバイアス、大阪ではわずかな負のバイアスとなった。観測値の平均に対する MAE の値は中国において約 3 ~ 6 割と大きな割合を示した。これは特にピーク時の濃度を大幅に過大評価している地点で顕著であり、高濃度時の再現性が十分でないためだと考えられる。また、中国では one-way の計算結果が、大阪では two-way の計算結果がより高い精度を示した。

Table.2 Statistical evaluation of meteorology and $\text{PM}_{2.5}$ simulations (※Y: two-way/N: one-way simulation).

	Mean(Obs)	feedback	Mean(Model)	MBE	R	MAE	RMSE	IA
Temperature	($^\circ\text{C}$)	※	($^\circ\text{C}$)	($^\circ\text{C}$)		($^\circ\text{C}$)	($^\circ\text{C}$)	
Beijing	2.3	Y	0.5	-1.8	0.98	1.8	2.2	0.97
		N	1.6	-0.7	0.98	1.0	1.4	0.99
Osaka	7.2	Y	3.9	-3.3	0.98	3.3	3.4	0.80
		N	4.1	-3.1	0.98	3.1	3.2	0.82
Mixing ratio	(g/kg)		(g/kg)	(g/kg)		(g/kg)	(g/kg)	
Beijing	2.2	Y	2.1	-0.1	0.91	0.4	0.6	0.95
		N	2.1	-0.1	0.90	0.4	0.6	0.94
Osaka	4.0	Y	3.9	-0.1	0.98	0.2	0.3	0.99
		N	3.9	-0.1	0.98	0.2	0.3	0.99
Wind speed	(m/s)		(m/s)	(m/s)		(m/s)	(m/s)	
Beijing	2.0	Y	2.3	0.3	0.56	0.8	1.0	0.67
		N	2.4	0.5	0.57	0.8	1.0	0.66
Osaka	2.3	Y	3.3	1.0	0.76	1.0	1.2	0.63
		N	3.4	1.0	0.76	1.1	1.2	0.62
$\text{PM}_{2.5}$	($\mu\text{g}/\text{m}^3$)		($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	($\mu\text{g}/\text{m}^3$)		($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	
Beijing	110.7	Y	163.9	53.2	0.87	59.5	82.2	0.85
		N	139.8	29.1	0.87	42.8	54.3	0.91
Osaka	20.4	Y	20.1	-0.3	0.90	4.6	6.3	0.94
		N	20.0	-0.4	0.89	4.7	6.5	0.94

3.2 直接効果の評価

(1) 対象領域全体の $\text{PM}_{2.5}$ 濃度比較

Fig.2 に中国および日本における対象期間平均の $\text{PM}_{2.5}$ 濃度を示す。結果は、全 29 地点中 28 地点で two-way が one-way よりも大きな値を示した。また、one-way での計算結果で比較的高い $\text{PM}_{2.5}$ 濃度を示した地点で two-way との差が大きくなるという傾向を示した。

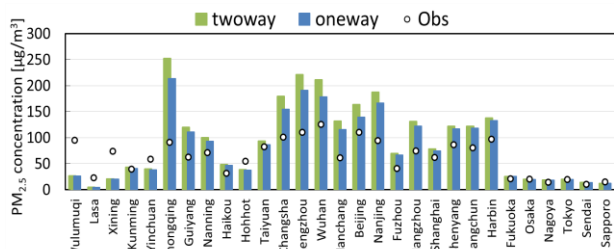


Fig.2 Comparison of PM_{2.5} concentration at all 29 sites.

この結果を基にエアロゾルの直接効果を考慮したことによる気象要素および大気中の PM_{2.5} 濃度の変化をより明確に示すため、one-way, two-way の計算結果の差に着目した比較を行った。気象要素については、エアロゾルによって直接的に影響される短波放射と、その変化に伴い二次的な影響があると考えられる PBL 高さの2つの要素を扱った。

(2) 直接効果による変化率

Fig.3 に two-way での PM_{2.5} 濃度の計算結果を、**Fig.4** にエアロゾルの直接効果による地表面短波放射および PM_{2.5} 濃度の変化率をそれぞれ空間分布で示す。変化率は one-way での結果を基準として算出した。

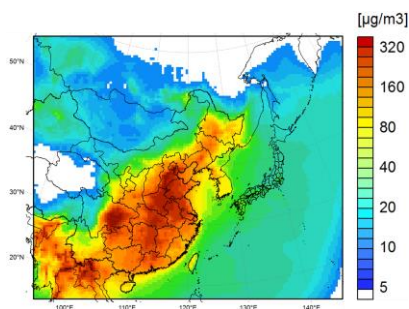


Fig.3 Spatial distribution of PM_{2.5} concentration for two-way simulation.

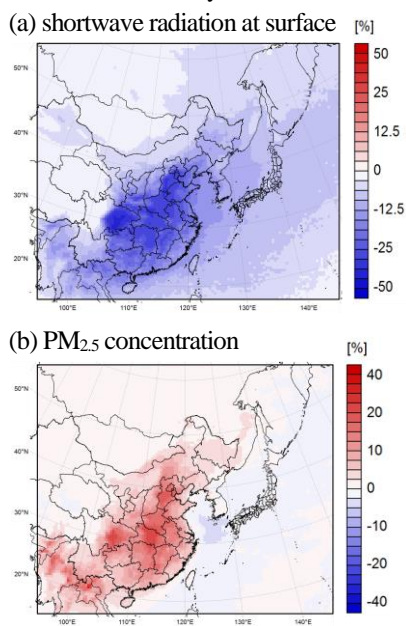


Fig.4 Spatial distributions of contribution rate of aerosol direct effect.

直接効果を考慮した結果、計算期間の平均として地表面短波放射は領域全体で減少傾向を、PM_{2.5} 濃度は大陸上で増加傾向を示し、日本海・東シナ海以東では約 4 % の減少傾向を示す地域もあった。最大変化率は、地表面短波放射が約 -40 %、PM_{2.5} 濃度が約 +30 % であり、地表面短波放射について大きな減少を示した地域で PM_{2.5} 濃度の増加量が大きいことが確認された。**Fig.5** に計算対象領域のうち陸域における各格子での変化率の相関を散布図で示す。地表面短波放射および PBL 高さの変化率と PM_{2.5} 濃度の変化率は負の相関を示した。

以上の結果から、気象・化学輸送オンラインモデルを用いた計算を行うことで、高濃度のエアロゾルによる散乱によって地表面に到達する短波放射が大きく減少する、という直接効果の影響が確認された。また、PBL 高さの減少は、地表面が吸収する短波放射の減少に伴い気温が低下することで地表面付近の大気が安定したことによるものであると考えられる。

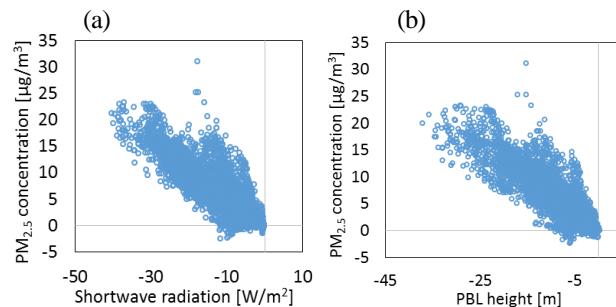


Fig.5 Scatter plots of contribution of aerosol direct effect to PM_{2.5} concentration and (a) shortwave radiation at surface, and (b) PBL height.

(3) 中国 5 地点の変化量比較

気象要素および PM_{2.5} 濃度変化率の空間分布の結果を基に、より大きな変化率を示した中国の 5 地点（重慶 (Chongqing)、鄭州 (Zhengzhou)、武漢 (Wuhan)、北京 (Beijing)、南京 (Nanjing)）に着目し、直接効果を考慮したことによる地表面短波放射、PBL 高さ、PM_{2.5} 濃度の日変化の相関関係を検証した。**Fig.6** に上記 5 地点について、直接効果による変化量の比較を示す。

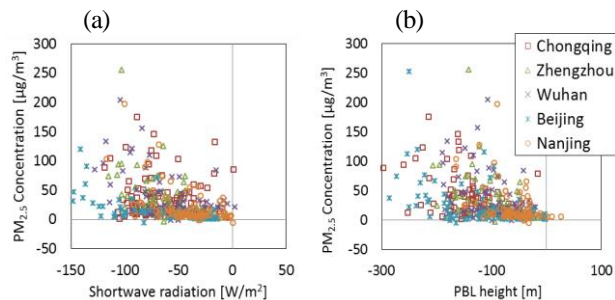


Fig.6 Scatter plots of contribution of aerosol direct effect to PM_{2.5} concentration and (a) shortwave radiation at surface, and (b) PBL height at 5 sites.

直接効果による地表面短波放射および PBL 高さの変

化量とPM_{2.5}濃度の変化量は全体的に負の相関を示した。したがって、日平均値でも計算された気象要素の減少に伴ってPM_{2.5}濃度が増加するという対応関係が明らかとなった。一方で、プロットが幅広く散布している地点も多いことから、エアロゾル濃度の変動が、必ずしも同じ日の気象場の変動によって起こるわけではないということも確認された。

(4) 直接効果によるPM_{2.5}の越境汚染変化

PM_{2.5}の越境汚染が観測された2月26日に着目し、エアロゾルの直接効果を考慮したことによる輸送変化について評価を行った。Fig.7到北京および大阪におけるPM_{2.5}濃度の時系列変化を、Fig.8に同日午前6時の、two-wayでのPM_{2.5}濃度の計算結果および直接効果によるPM_{2.5}濃度の変化をそれぞれ空間分布で示す。

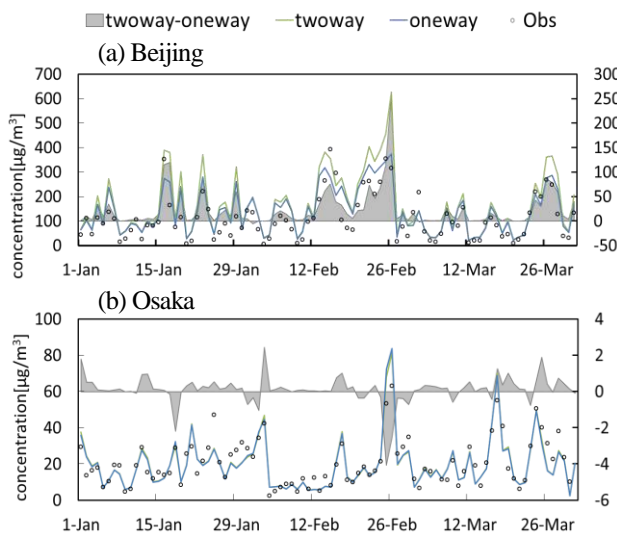


Fig.7 Time series of PM_{2.5} concentration.

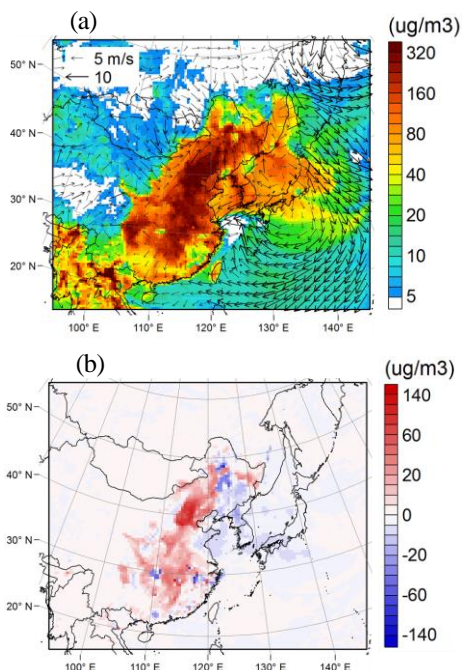


Fig.8 Spatial distributions of (a) PM_{2.5} concentration and (b) difference of PM_{2.5} concentration on 26-February 2014.

北京および大阪では、2月26日に濃度が著しく増加しており、大阪での濃度の増加は大陸からの北西～西風によるPM_{2.5}の輸送によるものである。このときの直接効果によるPM_{2.5}濃度の変化量は、北京で約250 μg/m³の増加、大阪で約4 μg/m³の減少を示し、同日のtwo-wayの計算結果と比較すると北京では約40%、大阪では約5%にあたることが明らかとなった。また、空間分布よりPM_{2.5}濃度の減少傾向を示す地域は大陸からのPM_{2.5}の輸送が顕著である風下にあたる地域と概ね一致している。これらの結果は、直接効果により短波放射収支、PBL高さ等の気象要素が変化し大気中のPM_{2.5}が拡散しにくい大気環境がもたらされたことで、中国の高濃度PM_{2.5}が大陸上で滞留しているために生じていると考えられ、これに伴い風により輸送されるPM_{2.5}濃度が減少し、風下地域では負の変化を示したと推測される。

4. 結論

本研究では、2014年冬季の東アジア地域を対象に、気象・化学輸送オンラインモデルを用いてエアロゾルの直接効果を考慮したシミュレーションを行い、直接効果による気象場およびエアロゾル濃度への影響を評価した。今後の課題としては、より高解像度の計算や冬季以外の期間を対象とした計算、排出量データ等異なるモデルの設定での計算を行うことで、モデルの結果がどのように変化するかを検証することが挙げられ、エアロゾルの直接効果による大気環境への影響についてさらに評価することが重要であると考えられる。

参考文献

- 1) Wong D.C., Pleim J., Mathur R., Binkowski F., Otte T., Gilliam R., Pouliot G., Xiu A., Young J.O. and Kang D.: WRF-CMAQ two-way coupled system with aerosol feedback: software development and preliminary results, *Geoscientific Model Development*, 5, pp.299-312, 2012.
- 2) Skamarock W.C., Klemp J.B., Dudhia J., Gill D.O., Baker D.M., Duda M.G., Huang X.-Y., Wang W. and Powers J.G.: A description of the advanced research WRF version 3, NCAR Technical Note, NCAR/TN-475+STR., 2009.
- 3) Byun D., Ching J.: Science algorithms of the EPA Models-3 Community Multiscale Air Quality (CMAQ) modeling system, EPA/600/R-99/030, 1999.
- 4) Emery C., Tai E., Yarwood G.: Enhanced meteorological modeling and performance evaluation for two texas ozone episodes. Prepared for The Texas Natural Resource Conservation Commission 12118 Park 35 Circle Austin, Texas 78753, 2001.

タグ付きトレーサー法を用いた大阪府の夏季高濃度オゾンに対する発生源寄与解析

Source apportionment of summertime high ozone concentration in Osaka by using tagged tracer method

○服部 慎也 (大阪大学) 嶋寺 光 (大阪大学)

秋山 和世 (大阪大学) 近藤 明 (大阪大学)

Shinya HATTORI^{*1}

Hikari SHIMADERA^{*1}

Kazuyo AKIYAMA^{*1}

Akira KONDO^{*1}

^{*1} Osaka University

Source apportionment of summertime high ozone concentration in Osaka was conducted using the Community Multiscale Air Quality model (CMAQ) with zero-out emission and tagged tracer methods. Results of source analyses by the two approaches were compared with each other in order to show similar and different points between them. Source contributions to daily maximum ozone concentrations estimated by the two approaches similarly varied day-by-day under variation in meteorological conditions. Zero-out and tagged tracer methods showed large differences for contributions of nitrogen oxides that react non-linearly with ozone.

はじめに

光化学オキシダントは、揮発性有機化合物(VOC)および窒素酸化物(NO_x)が光化学反応を起こすことによって生成される。日本において光化学オキシダント(主成分はオゾン)は環境基準達成率が極めて低く、近年濃度は上昇傾向にある。近畿圏では大阪府を中心として高濃度のオゾンが出現している。^[1]大阪府で観測されるオゾンには、大阪府内だけでなく他の地域の様々な発生源の寄与によって生成されたものがあると考えられる。オゾンの発生源寄与の推定は、大気質モデルを用いた推定が主流となっており、主な手法としてゼロアウト法とタグ付きトレーサー法^[3]が挙げられる。本研究では、大阪府のオゾン濃度に対して両手法を用いて発生源寄与解析を行い、両手法から得られる結果の共通点・差異およびその原因を明確にすることを目的とした。

1. 計算条件

1.1 数値モデル設定

大阪府のオゾンに対する発生源寄与解析に使用した数値モデルについて説明する。気象モデル WRF (Weather Research and Forecast) ^[2]では地形、土地利用、客観解析値を入力し、気温・風速・湿度・圧力などの気象場を計算する。大気質モデル CMAQ Community Multiscale Air Quality system) ^[3]は NO_x 、VOCなどの排出量データと気象場を基に大気中濃度を計算する。計算期間は2009～2013年のそれぞれの7月1日～8月31日とした。計算領域を Fig.1 に示す。計算領域は、東アジアを対象とする

64km 格子領域(D1)、日本本州を対象とする 16km 格子領域(D2)、近畿圏を対象とする 4km 格子領域(D3)の3領域とした。また、Fig.2 に近畿圏における NO_x 排出量の空間分布を示す。

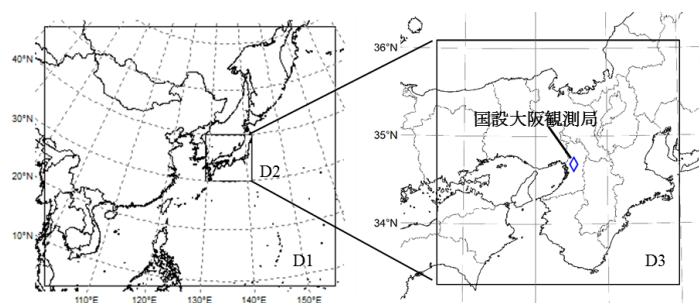


Fig.1 Modeling domain

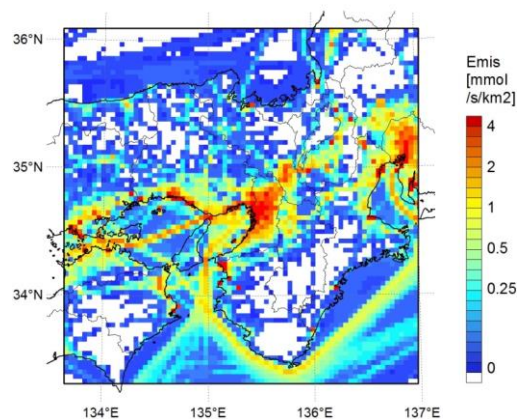


Fig.2 Spatial distribution of NO_x emission in D3

1. 2 発生源寄与解析方法

本研究では、大阪府において、それぞれの前駆物質のオゾン濃度に対する寄与を、タグ付きトレーサー法及びゼロアウト法^[4]を用いて求め、両手法による結果の比較を行った。タグ付きトレーサー法では、各前駆物質にタグをつけることによって、寄与を1度の計算で算出できるが、ゼロアウト法では、基本ケースと排出量を変化させたゼロアウトケースとの濃度差を寄与として表した。ゼロアウト法による発生源寄与解析の計算条件を Table. 1 に示し、ゼロアウト法における各寄与の算出式を Table. 2 に示す。BVOC_other, AVOC_other, NO_x_other は、D3 内の大阪以外の地域からの寄与を表している。

Table.1 Emission conditions of zero-out run cases

	排出量条件
Base	全排出量
B0/A0/N0	[Base]－[D3のBVOC/AVOC/NO _x の排出量]
B0/A0/N0_Osaka	[Base]－[大阪のBVOC/AVOC/NO _x 排出量]

Table.2 Calculation formula for estimating contribution by zero-out method

寄与(ppb)	
BVOC_all	[O3 (Base)] － [O3 (B0)]
BVOC_Osaka	[O3 (Base)] － [O3 (B0_Osaka)]
BVOC_other	[BVOC_all] － [BVOC_Osaka]
AVOC_all	[O3 (Base)] － [O3 (A0)]
AVOC_Osaka	[O3 (Base)] － [O3 (A0_Osaka)]
AVOC_other	[AVOC_all] － [AVOC_Osaka]
NO _x _all	[O3 (Base)] － [O3 (N0)]
NO _x _Osaka	[O3 (Base)] － [O3 (N0_Osaka)]
NO _x _other	[NO _x _all] － [NO _x _Osaka]

2. 計算結果

2. 1 観測値との比較

2010 年の国設大阪におけるオゾン濃度及びNO₂濃度の CMAQ による計算値と観測値の時系列変化及び精度分布を Fig.3 及び Fig.4 に、2010 年のオゾン濃度と NO₂ 濃度の 1 時間値と日最大 1 時間値の平均濃度と統計評価を表 Table. 3 に示す。評価指数として、相関係数 (R)、平均バイアス誤差 (Mean Bias Error、略称 MBE)、平均絶対誤差 (Mean Absolute Error、略称 MAE)、二乗平均平方根誤差 (Root Mean Square Error、略称 RMSE) およびモデルー致性インデックス (Index of Agreement、略称 IA) を用いた。全体的に計算値と観測値は良好な一致を示している。100ppb を超える高濃度オゾンが観測された日にも CMAQ による計算はうまく対応しており、ゼロアウト法およびタグ付きトレーサー法を用いたオゾン濃度の発生源感度解析をするにあたって妥当な計算であるといえる。

Table.3 Average of observed and caluculated value and statistics 1 hour value and daily maximum ozone concentration

	1 時間値		日最大 1 時間値	
	O ₃	NO ₂	O ₃	NO ₂
観測値平均	25. 1	17	59. 3	27. 6
計算値平均	33. 5	16. 1	56. 7	26. 9
R	0. 84	0. 57	0. 83	0. 67
MBE[ppb]	8. 4	-0. 86	-2. 6	-0. 63
MAE[ppb]	11. 9	5. 59	11. 3	5. 88
IA	0. 88	0. 74	0. 89	0. 8

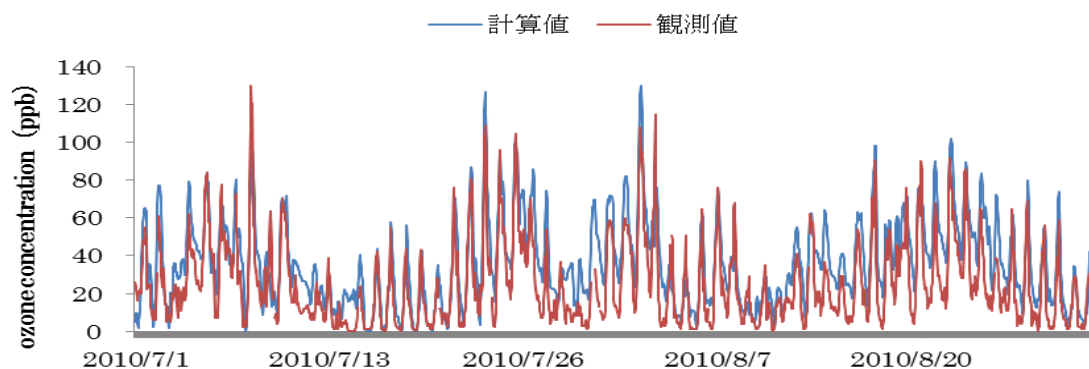


Fig.3 Time series of O₃ concentration

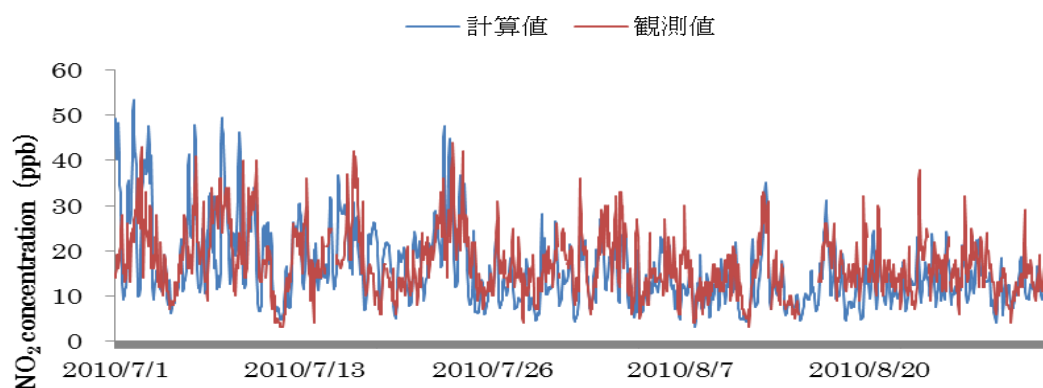
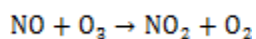
Fig.4 Time series of NO₂ concentration

Table.4 Average of observed and calculated value and statistics 1 hour value and daily maximum ozone concentration

	1 時間値		日最大 1 時間値	
	O ₃	NO ₂	O ₃	NO ₂
観測値平均	25. 1	17	59. 3	27. 6
計算値平均	33. 5	16. 1	56. 7	26. 9
R	0. 84	0. 57	0. 83	0. 67
MBE[ppb]	8. 4	-0. 86	-2. 6	-0. 63
MAE[ppb]	11. 9	5. 59	11. 3	5. 88
IA	0. 88	0. 74	0. 89	0. 8

2. 2 VOC 及び NO_x 排出量が大阪府のオゾン濃度に与える影響

Fig.5 に、2010 年の国設大阪におけるタグ付きトレーサー法とゼロアウト法によるオゾン濃度の日最大 1 時間値に対する BVOC、AVOC、NO_x の発生源寄与推計結果を示す。両手法による発生源寄与は、同様の日々変動をしていることがわかる。これは、気温や風速、降水量といった気象条件の変動に伴い、輸送・反応条件が変動することが原因であると考えられる。また、ゼロアウト法では、大阪府の NO_x 排出量による寄与の多くが負の値を示していることがわかる。負の値を示す主な理由として、以下の式 (3. 1) の反応により、NO_x 排出源近傍ではオゾン濃度が減少することが挙げられる。



(1)

Fig.2 に示すように、大阪府は特に NO_x 排出量が多いため、Base ケースに比べて、NO_x_Osaka ケースでは大阪府内で式 (1) によるオゾン濃度の減少が生じにくくオゾン濃度が高くなる、すなわち大阪の NO_x 寄与が負となる状況が発生する。一方で、タグ付きトレーサー法の場合は、それぞれの前駆物質の発生源からの寄与の計算を化学輸送計算と同時にを行い、式 (1) 等によってオゾンが消滅する際に、オゾン消滅前の各発生源寄与の比率が保たれる。

そのため、Fig.5 に示すように、常に寄与が正の値となっている。

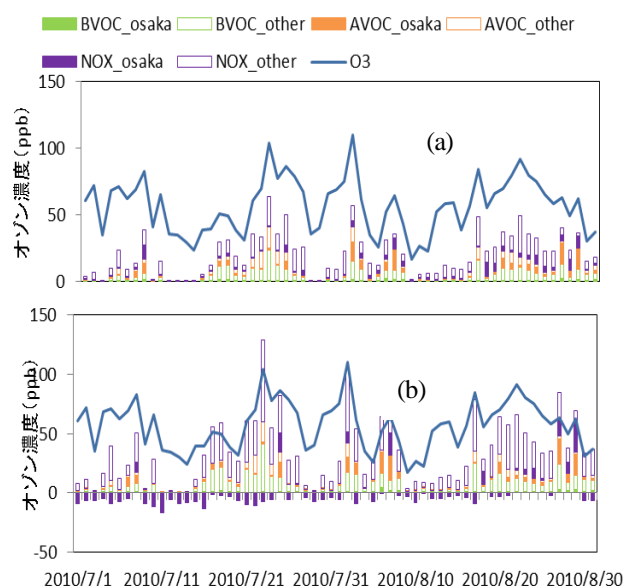


Fig.5 Contribution of precursor estimation sources to daily maximum 1-hour ozone concentration by zero-out and tagged tracer methods at Kokusetsu Osaka in 2010

(a): tagged tracer method

(b): zero-out method.

計算期間において国設大阪で 100ppb 以上の高濃度のオゾンが観測された日におけるオゾン濃度の日最大 1 時間値に対する BVOC、AVOC、NO_x の寄与の割合を Fig.6 に示す。ゼロアウト法による寄与の割合は、各寄与の絶対値の和を 100%とした。高濃度日に限ると、ゼロアウト法による寄与は正の値を示す日が多くなった。

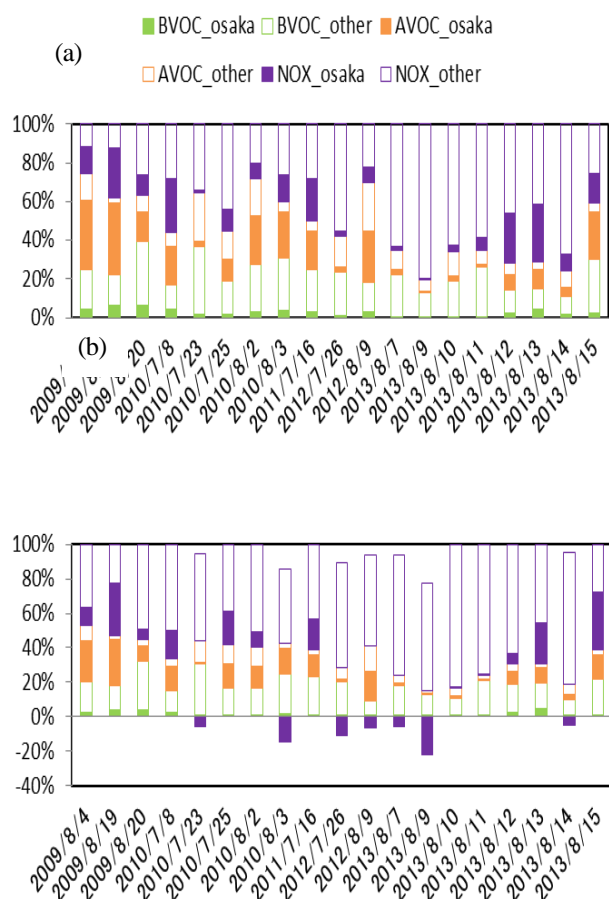


Fig.6 Proportion of precursor contribution to daily maximum 1-hour ozone concentration on high concentration (> 100ppb) days by zero-out and tagged tracer methods at Kokusetsu Osaka in 2010 (a): tagged tracer method (b): zero-out method.

2. 3 ゼロアウト法とタグ付きトレーサー法の計算結果の比較

計算期間 2009 年～2013 年の国設大阪でのオゾン濃度の日最大 1 時間値に対する発生源寄与において、ゼロアウト法とタグ付きトレーサー法の計算結果の比較を行った。計算期間全日及びオゾンの高濃度日における比較の結果を Fig.7 に示す。図に示したように、AVOC、BVOC に関しては、タグ付きトレーサー法とゼロアウト法による計算結果の相関が良く、AVOC、BVOC と比べて NO_x は相関が悪いという結果が得られた。これは、NO_x がオゾンと非線形的な反応をするため、各発生源からの排出量を変更した複数の化学輸送計算結果を比較するゼロアウト法と、1 度の化学輸送計算中に内部で発生源寄与を計算するタグ付きトレーサー法で差が生じやすいためであると考えられる。

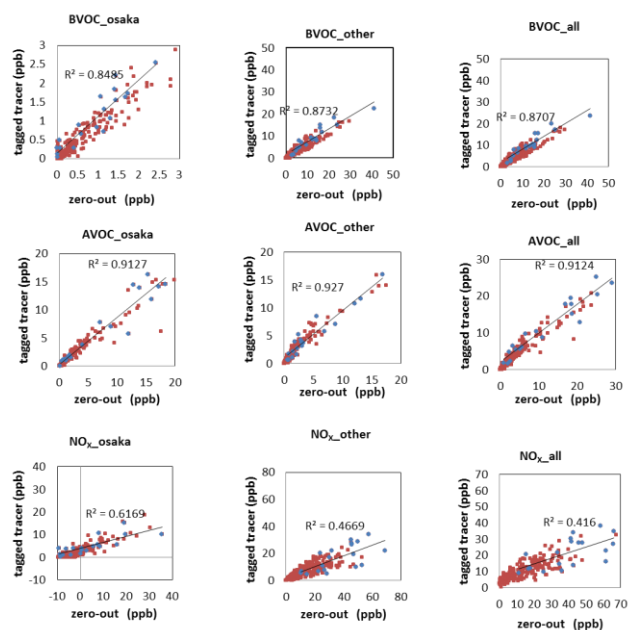


Fig.7 Comparison of contributions of precursor emissions to daily maximum ozone concentrations by zero-out and tagged tracer methods for the entire simulation period on entire simulation period and high concentration (> 100ppb) days.

(red points : entire simulation period ,
blue points : high concentration days.)

3. 結論

本研究では、ゼロアウト法とタグ付きトレーサー法を用いてオゾンの発生源感度解析を行い、両手法による寄与推定結果の比較を行った。両手法で発生源寄与が同様の日々変動を示すということ、非線形的に反応する前駆物質に対しては両手法による発生源寄与に差が生じやすいということが確認できた。

今後の課題として、様々なオゾンの発生源の中で、オゾン濃度を高める主要因、または条件について解析し、明確にしていくことが挙げられる。

参考文献

- [1] 環境省(2012)平成 24 年度大気汚染状況について [http://www. env. go. jp/air/oscn/index. html](http://www.env.go.jp/air/oscn/index.html)
- [2] Skamarock, W. C., et al., NCAR Technical Note, NCAR/TN-475+STR., 2009.
- [3] Byun D. and Ching J., EPA/600/R-99/030, 1999
- [4] Kwok R. H. F., Napelenok S. L. and Baker K. R. : Implementation and evaluation of PM2. 5 source contribution analysis in a photochemical model, *Atmospheric Environment*, 80, pp. 398-407, 2013.

兵庫県における気候変動によるコメ収量変化の予測

Impact of climate change on variation of rice yield in Hyogo prefecture

○柳澤 和紀（大阪大学）

小西 遼（大阪大学）

嶋寺 光（大阪大学）

近藤 明（大阪大学）

Kazuki YANAGISAWA^{*1}Ryo KONISHI^{*1}Hikari SHIMADERA^{*1}Akira KONDO^{*1}^{*1} Osaka University

This study estimated the impact of climate change on rice yield in Hyogo prefecture that has one of the largest rice yields in west part of Japan. A multiple regression equation (explained variable: rice yield, explanatory variables: climate factors) was built by using agricultural and meteorological statistics. Climate factors were calculated by the Weather Research and Forecasting model (WRF) with the Community Climate System Model 4 (CCSM4) for the current (1981-2000) and future (2081-2100) periods. Estimated rice yields by the multiple regression equation with the current and future climate indicated that fluctuation range of rice yields become larger in future.

はじめに

近年温暖化をはじめとする気候変動が大きな問題となっている。中でも温暖化は、長期的な気温上昇だけでなく、集中豪雨や干ばつなど、極端な自然現象の発生頻度も大きくさせる¹⁾。コメは冷夏の年に収量が大きく減少するなど、気候条件への依存性が大きいことから、気候変動の影響を受けていると考えられる。これまでに蓄積された統計を基にコメ収量と気候変動の関係性を定量的に表すことができれば、将来気候を用いて将来のコメ収量の推計を行うことができる。

本研究では、兵庫県において過去～現在の気候変動とコメ収量・作況指数の関係から重回帰分析を用いて回帰式を作成し、数値モデルによる将来気候予測結果を適用することで将来のコメ収量・作況指数の推計を行った。コメ収量に関しては気候要因、技術要因がかかわる値であり、作況指数は気候変動を平年並みとした 10a 当たり平年収量と実収量の比から算定するため、単にどちらか一方の重回帰分析をして将来予測をするのではなく、両方の結果について考察する必要がある。

1. 重回帰分析

1.1 データ

重回帰分析の目的変数として用いる 10a 当たりのコメ収量及び作況指数については、農林水産省公表データである、兵庫県の作物収量累年統計値²⁾を用いた。説明変数として用いる気象データについては、気象庁観測部観測課統計室の地上気象観測統計値³⁾の地上気象観測月年別値（累年値）ファイルの中から、兵庫県内の豊岡、姫路、神戸、洲本の 4 地点の観測データの平均値をとり兵庫県のデータとして用いた。この気象データは、5～9 月の気温、風速、降雨に関する月別統計値であり、分析には 1962～2004 年のデータを用いた。

1.2 手法

10a 当たりの収量及び作況指数と 5～9 月の気象データの相関を調べ、より相関の大きかったものをあらかじめ選抜し、重回帰分析を行った。

説明変数の決定には変数減少法(t 値が一定の値よりも小さいものの中から、最も小さかったものを一つ減らし、再び重回帰分析にかける、これをすべての説明変数の t 値が一定の値以上になるまで繰り返す方法)を用いた。

1.3 回帰式

コメ収量 (X) と作況指数 (Y) に関して式 (2), 式 (2) の回帰式を導出した.

$$X = 9.23 \times A + 25.38 \times B - 13.05 \times C - 184.16 \quad (1)$$

(A: 7 月の日降水量 0.0mm 以上 0.1mm 未満の日数, B: 8 月の日最低気温の月平均, C: 9 月の日最大風速 10m 以上の日数)

$$Y = -5.32 \times D + 0.87 \times E + 1.03 \times F + 1.44 \times G - 1.52 \times H - 5.42 \times I + 189.18 \quad (2)$$

(D: 7 月の日最高気温の月平均, E: 7 月の日最高気温 30 度以上の日数, F: 7 月の日降水量 0.1mm 未満の日数, G: 8 月の日最高気温の月平均, H: 9 月の不照日数, I: 9 月の日降水量 100.0mm 以上の日数)

Fig.1 に, 式 (1) 及び式 (2) に気象観測統計値を代入して得られた推計値と, 真値の比較を表す. A~C, D~I の変数で変動とピーク値をある程度捉えられていることがわかる.

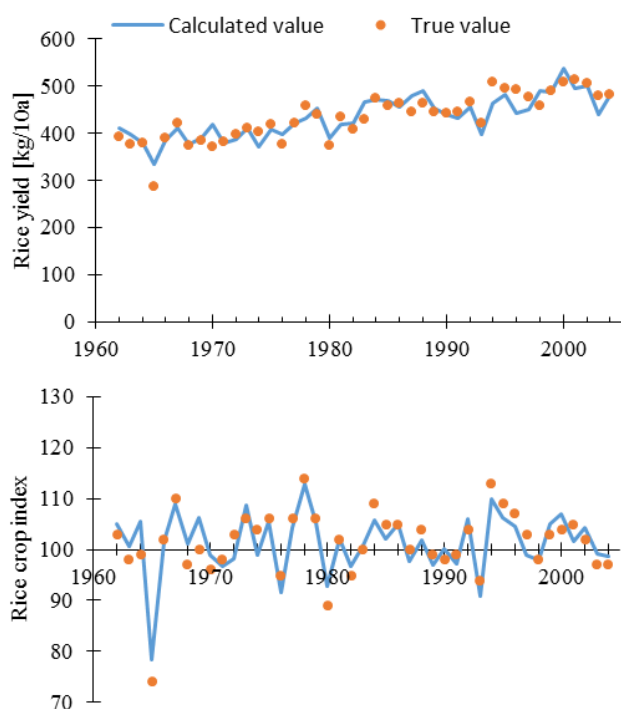


Fig.1 Comparison between calculated value and true value of rice yield (top) and crop index (bottom)

2. 気候モデル

現況及び将来気候データは, 全球気候モデル Community Climate System Model version4 (CCSM4) の出力データセットを基に, メソスケール気象モデル Weather Research and Forecasting model (WRF) で

力学的ダウンスケーリングを行うことで作成した. 現況計算には Coupled Model International Project phase5 (CMIP5) による現在気候再現実験に基づいて計算されたデータから 1981~2000 年の 20 年間を, 将来計算には CMIP5 による IPCC の RCP4.5 シナリオを用いた将来気候予測実験に基づいて計算されたデータから 2081~2100 年の 20 年間を使用した.

式 (1) 及び式 (2) の説明変数のうち, 代表として, Fig2 と Fig3 に式(1)の変数 B と式(2)の変数 I の 1981~2000 年, 2081~2100 年の経年変化を示す. Fig.2 より, 期間平均 25.2℃から 26.1℃に上昇し, さらに変動が大きくなっているのがわかる. また Fig.3 より, 期間平均 0.7 日から 1.4 日に増加している. これらのことから, 温暖化による気温上昇と, 極端な気象現象の増加が確認できる.

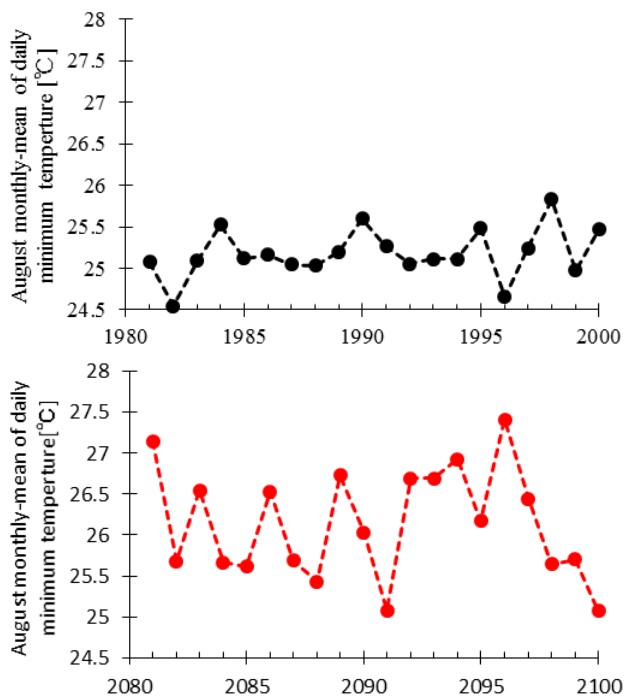


Fig.2 Simulated monthly-mean of daily minimum temperature in August in 1981~2000 (top) and 2081~2100 (bottom)

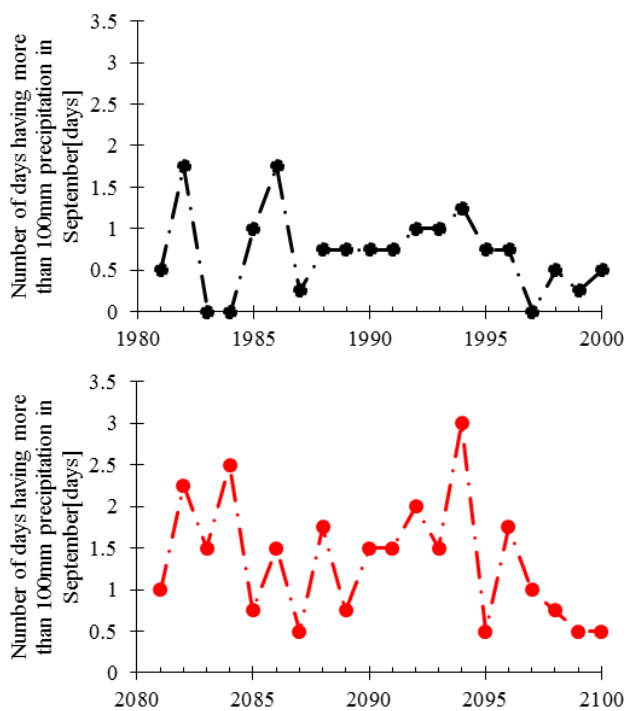


Fig.3 Number of days having more than 100mm precipitation in September in 1981~2000 (top) and 2081~2100 (bottom)

3. 結果

Fig.4 に、10a 当たりコメ収量の現況及び将来の計算結果を表す。期間内 20 年間の平均値では 10a 当たり約 27kg 増加し、コメ収量の変動が大きくなった。

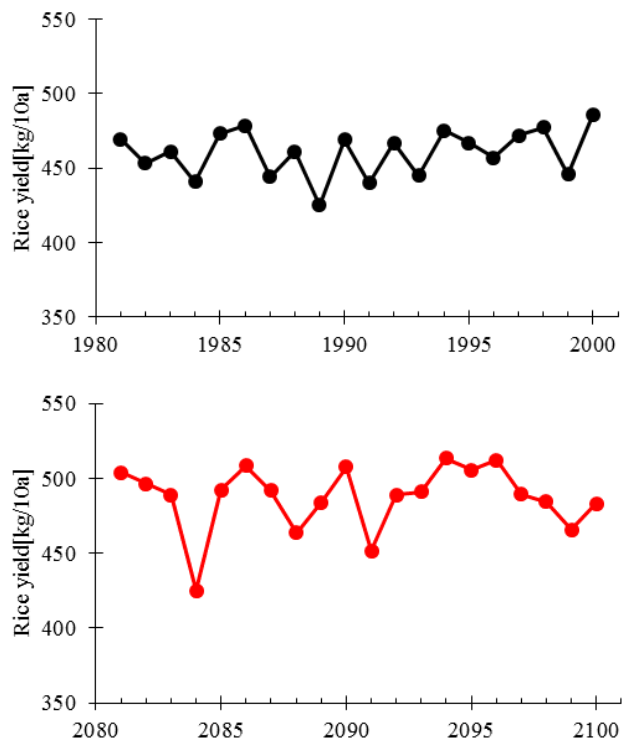
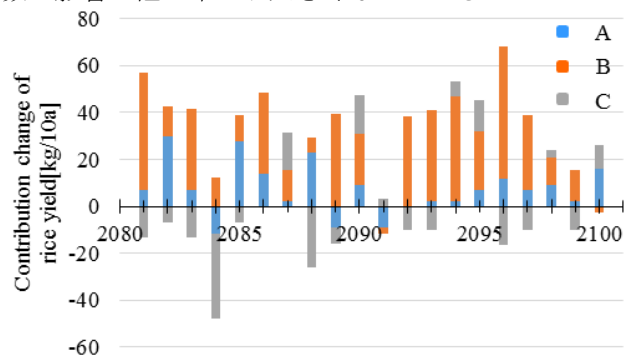


Fig.4 Rice yield change from current to future

Fig.5 に 10a 当たりのコメ収量に対する各変数の寄与の、現況から将来への変化（2081~2100 の各年の寄与から、1981~2000 年の寄与の平均を差し引いた値）を表す。収量が増えるため、寄与の合計はほぼ毎年プラスである。8 月の日最低気温の月平均が大きい割合を占め、将来の気温上昇と一致する。また、現況計算の平均と比べて寄与の収支が大きくマイナスとなる 2084 年は 9 月の日最大風速 10m 以上の日数の影響が他の年より大きくなっていることがわかる。



る。

Fig.5 Contribution change from 1981~2000 of rice yield

次に Fig.6 に作況指数の現況及び将来の計算結果を示す。収量と同様、変動が大きくなった。現況計算に比べ、将来では作況指数が 100 以下となる回数が 7 回から 12 回に増えている。

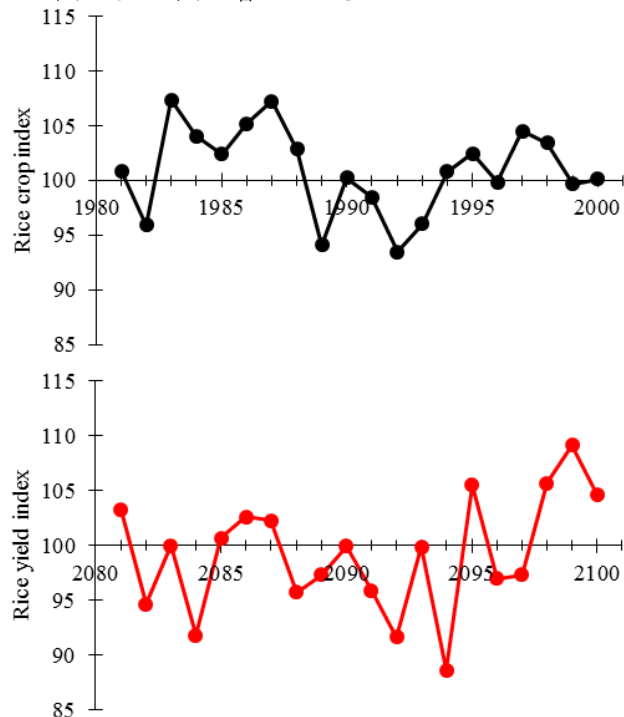


Fig.6 Rice yield index change from current to future

作況指数に対する各変数の寄与の、現況から将来への変化を Fig.7 に示す。寄与の合計が負になる年は、9月の日降水量 100.0mm 以上の日数が現況計算よりも大きく影響を与えている年であることがわかる。

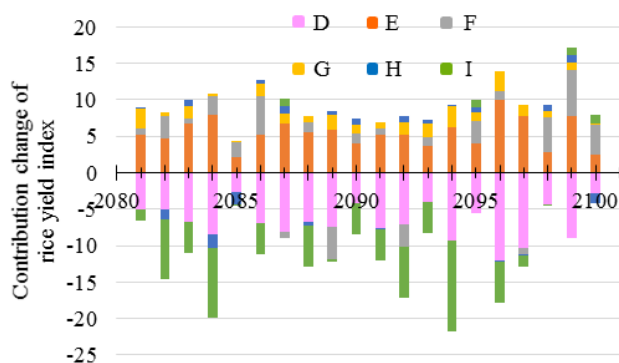


Fig.7 Contribution change from 1981~2000 of rice yield index

4. 考察

10a 当たりコメ収量，作況指数のどちらにおいても，1981～2000年と比較し，2081～2100年の方が，収量の多い年と少ない年，作況指数の良い年と悪い年の差が大きくなった。寄与に関しては8月の日最低気温の月平均が大きくなることから温暖化の影響が，また，9月の日最大風速 10m 以上の日数や日降水量 100.0mm 以上の日数など，台風などに代表されるような極端現象に大きく左右されるということが，それぞれわかる。つまり，将来は温度上昇や暴風雨などの極端現象に対して，対策をとる必要があると考えられる。今回は気温が上昇することは主に収量増加につながったが，高温による酸化障害など 4) が発生する可能性も考えられる。

5. 結論・課題

本研究では，気候変動に伴い変化してきているコメ収量を，作況指数とともに重回帰分析を用いて気象変数で定量的に表し，将来気候を入力することで将来のコメ収量を推計した。結論及び課題を次に示す。

- コメ収量及び作況指数は，いくつかの気象変数を用いて説明できた。
- 将来のコメ収量と作況指数は気候変動を受け

て変動がより激しくなり，その要因として温度が高くなる日数の増加や過度な気象現象の増加が考えられる。

- 今回は全球気候モデル CCSM4 を用いたが，単一の全球モデルでは不確実性が大きいために，他の全球モデルを用いた結果との比較が必要である。
- 気象要因の説明変数を，月別ではなく稲の成長季節に変換して重回帰式を行うこと，地点別で収量と気象データの重みづけを行うことなどが推定精度の向上につながると考えられる。

参考文献

- 1) IPCC 第5次報告書第1作業部会報告書政策決定者向け要約. 2013年
- 2) 農林水産省. 作況調査 長期累年統計表一覧. (オンライン) http://www.maff.go.jp/j/tokei/kouhyou/sakumotu/sakkyou_kome/#
- 3) 気象庁観測部観測課統計室. 統計値ファイルフォーマット. (CD-ROM). 2005年
- 4) 井関洸太郎, 本間香貴, Boonrat Jongdee, 白岩立彦 (京都大学大学院農学研究科, ウボン稲研究所). イネの乾燥ストレス下における生育と酸化ストレス耐性に関する遺伝的変異. (pdf)