

博 士 論 文

高断熱住宅における床チャンバー方式による  
全館空調システムの設計に関する基礎的研究

井 口 雅 登



## 論文の内容の要旨

**論文題目** 高断熱住宅における床チャンバー方式による  
全館空調システムの設計に関する基礎的研究

**氏名** 井口 雅登

近年、環境意識の向上に伴い日本の住宅の断熱水準は向上している。住宅の高断熱化が進めば、暖冷房の熱負荷が小さくなるだけでなく、冬期暖房時の室内各面の温度が高くなって上下温度差が軽減され、快適な温熱環境が実現されやすくなる。温暖地域では必要時に必要な部屋のみを空調する部分間欠空調が主流であるが、寒冷地でみられる住宅全体を連続的に空調する全館空調の導入により、飛躍的に住宅の快適性が向上する。また、最近では住宅に居住者の健康面での配慮も求められ、住宅内の温度差が原因で急性疾患を引き起こす、いわゆるヒートショックへの対策も必要とされている。住宅内の温度差を小さくするには、全館空調で住宅全体を快適な温度に維持することが有効である。しかし、全館空調は専用の空調機器や各居室と空調機器を接続するダクトの設置が必要で、スペース面やコスト面で制約がある。また、全館空調は24時間連続して住宅全体を空調するため、部分間欠空調に比べて暖冷房負荷が大きくなるという課題がある。

一方、家庭用の電動ヒートポンプ式エアコンディショナー（以下、単に「エアコン」という）は、近年エネルギー効率が向上している。最近ではエネルギー消費効率（APF）が7を超えるエアコンも登場しており、エアコンは1台の機器で暖冷房の両方が可能で、家電量販店で比較的容易に購入できることから、大変有用な暖冷房方式である。しかしながら、住宅における冷房ではエアコンが用いられるものの、暖房ではエアコンが常に用いられず、石油ストーブや電気ヒーターが用いられることがある。省エネルギーの観点からみれば、エアコンは他の暖房機器に比べエネルギー効率が高いため、暖房でもエアコンが用いられることが望ましい。しかし、エアコンによる暖房は、燃焼式による暖房と比べ吹出温度がさほど高くなく機器自体の放射による熱伝達が少ないため、暖まりにくく上下温度差が大きいという課題が指摘されることがある。このような課題は、断熱性能の良くない住宅における居室内の温度低下に起因していると考えられる。よって住宅が高断熱化されれば、このような問題は軽減され、エアコンによる暖房でも快適な温熱環境を実現できる可能性が飛躍的に向上する。

そこで、住宅を高断熱化し暖冷房負荷を小さくした上で、床下空間を給気経路とする床チャンバー方式を採用すれば、省ダクトで省エネルギーな全館空調システムを構築することが可能となると考えられる。さらに、床チャンバー方式は、床下空間を給気経路とする



ため、居室の床表面温度が暖房時は高く、冷房時は低くなるといった床表面温度の向上も期待でき、大変合理的なシステムと成りうる。

本研究では、高断熱住宅における床チャンバー方式による全館空調を取り上げ、快適かつ省エネルギーな暖冷房方式の構築を目標とし検討を行う。床チャンバー方式に関する研究は、オフィスビルを対象に20年以上前から進められてきた。しかし、住宅ではオフィスビルと違って暖房が中心であり、吹出口の配置や対象室の大きさも異なることから、住宅を対象とした検討が必要となる。住宅におけるエアコンを用いた床チャンバー方式に関する研究は、まだ十分に行われておらず、床チャンバー方式による全館空調の設計法を確立させる必要がある。設計法の構築には、床チャンバー方式における温熱シミュレーション手法の確立が必要不可欠であり、本研究では温熱シミュレーション手法の確立に主眼をおいて次の通り研究を進めた。

- (1) 床チャンバー方式による温熱環境の特徴の整理
- (2) 床チャンバー内の性状分析と温熱シミュレーション手法の構築
- (3) 温熱シミュレーションを用いた設計の流れの作成
- (4) 実住宅における検証

#### **(1) 床チャンバー方式による温熱環境の特徴の整理**

測定の結果、通常方式と比べて床表面温度が向上し居室内の風速が小さいことが確認された。しかし、快適性の向上のためには冷房時の上下温度差低減や暖房時の床面付近の温度低下を防止するため、日射遮蔽と断熱強化が必要であることが明らかとなった。さらに、処理熱量が通常方式より15%程度大きいため、処理熱量の面からも断熱強化が重要となることが明らかとなった。

#### **(2) 床チャンバー内の性状分析と温熱シミュレーション手法の構築**

実大実験室における床チャンバー内の測定の結果、気流分布や熱橋の影響で水平温度分布があることや、床チャンバー内への給気温度（導入風量）によって温度差が変化すること、床チャンバー内の対流熱伝達率は、面の上下方向や暖冷房時で異なることが分かった。

このことから、温熱シミュレーションを行うには、温度の水平分布を再現するため床チャンバー内を分割すること、床下への給気温度を計算するためエアコン室を設けること、上下面に異なる対流熱伝達率の設定を行うことが必要であることが明らかとなった。実大実験室の熱橋や気流分布を分析した上で、上記をふまえた温熱シミュレーション結果を実測結果と照合した。その結果、両者は整合し、このような温熱シミュレーション手法の妥当性が確認され、設計法確立に有用であることが確かめられた。



### (3) 温熱シミュレーションを用いた設計の流れの作成

温熱シミュレーションにより、床チャンバー方式の基本的な熱特性を分析した。計算によって得られた結果から、吹出口の配置、住宅の高断熱化、床下への給気温度、床板の材料が設計上の留意点として挙げられた。吹出口の配置の設計については複雑な CFD による計算が必要で、簡易法の構築が必要となるが、それは今後の課題として別途検討するものとした。住宅が高断熱化されれば室内の温度差が小さくなると想定できるため、その他の点は検証された温熱シミュレーションを用いて設計することが可能となる。よって、温熱シミュレーションを用いた供給風量と温度の設定によって、各室の温度と熱負荷を確認しながら快適性と省エネルギーを目指した住宅を設計することができる。さらに、設計法の検証のため、このような設計法により実際の戸建住宅の設計が行われた。

### (4) 実住宅における検証

設計の流れを用いて設計された戸建住宅において、温熱環境とエネルギー消費の年間測定を行った。その結果、床チャンバー方式による全館空調によって、年間を通して室温が小さく室内が快適な温度に維持されることが検証された。また、一次エネルギー消費量は、標準的な断熱の戸建住宅での部分間欠空調に比べて小さくなったことを確認した。

以上の研究により、高断熱住宅における床チャンバー方式による全館空調システムの設計の流れを構築し、実戸建住宅において検証を行った。本研究で示した温熱シミュレーション手法や設計の流れが、快適かつ省エネルギーな住宅の構築の一助になれば幸いである。





## STUDY SUMMARY

### **A Basic Study on Designing a Central Air Conditioning System Utilizing Under-Floor Chambers in a Highly Insulated Residence**

**Masato IGUCHI**

In recent years, the level of thermal insulation in the building envelope of Japanese residences has been increasing as environmental awareness has improved. With such improved insulation, the thermal load is reduced, the temperature of indoor surfaces is higher, and the vertical temperature distribution is reduced, meaning that efficient thermal comfort is more easily achieved. In addition, thermal comfort would be considerably increased by adopting a central air conditioning system such as is often seen in cold regions, as opposed to local systems operated intermittently when needed, such as are mainly adopted in warm regions.

Also, it is necessary to take the health of residents into consideration, and minimize the risk of potentially acute 'heat shock' caused by dramatic temperature differences in a residence. To reduce such temperature differences, it is important to maintain a moderate temperature throughout the whole residence, which is facilitated by the use of central air conditioning systems.

However, such systems have issues in terms of space and cost, because they require the installation of an exclusive central air conditioner unit, and a duct system between the unit and local outlets. Moreover, the thermal load required to maintain air conditioning throughout an entire residence over 24 hours is typically significantly greater than in the case of local intermittent usage.

On the other hand, the energy efficiency of electric heat pump air conditioners for domestic use (hereinafter 'air conditioners') has been steadily improving. Recently, air conditioners with an annual performance factor (APF) exceeding 7 have appeared, and have proven highly useful, as they modulate not only cooling but also heating, and are easily obtained at electronics retail stores.

Nevertheless, air conditioners are not used in all cases. Sometimes dedicated heating equipment is used for heating, such as portable kerosene stoves and electric heaters, while the air conditioner is solely used for cooling. From the viewpoint of energy conservation, air conditioners are preferable even for heating, because they have



higher energy efficiency than other heating equipment. However, problems have been noted in the case of heating by such air conditioners, including inadequate heating of rooms and greater vertical temperature distribution; because the temperature of the air supply and the radiative heat transfer from the unit is not as great as in combustion-type heating systems. However, such problems are typically caused by low temperatures resulting from inadequate insulation. Therefore, with thorough insulation, such difficulties may be addressed, and the possibility of achieving thermal comfort using air conditioner is significantly increased.

Moreover, if an under-floor chamber air conditioning system, using the under-floor space as the air supply route, is installed, with adequate insulation, a central air conditioning system involving little duct work and low energy consumption may be constructed. And such an arrangement is highly desirable, because the floor surface temperature will typically be higher when heating and lower when cooling, when the air supply is delivered through the under-floor chamber.

This study investigates a central air conditioning system utilizing the under-floor chamber space in a highly insulated residence, in order to achieve both comfort and energy conservation. Under-floor chamber air conditioning systems for office buildings have been investigated for more than 20 years. However, a dedicated residential study is necessary, because of the typical differences between office building and residential environments, including a greater focus (in the latter) on heating and key differences in floor-outlet distribution and target room sizes. Specifically, there is a noticeable lack of residence-specific designing method in this regard. To develop such a designing method, the construction of a simulation procedure is essential, and this is the primary purpose of the present study, which is organized as follows.

- (1) Description of the thermal characteristics of the system
- (2) Analysis of the aspects of the under-floor chamber space, and construction of the simulation procedure
- (3) Development of the designing method using thermal simulation
- (4) Verification in an existing detached house

#### **(1) Description of the thermal characteristics of the system**

It was confirmed through measurement that the proposed system results in a floor surface temperature improvement, and in lesser air flow in the rooms, in comparison to standard systems. However, in order to improve thermal comfort, it is necessary to reduce the vertical temperature distribution during cooling, and avoid low temperatures near the floor during heating, due to solar shading, and to install



thorough insulation. In addition, thermal load is a serious consideration, as the load in the proposed system is 15% larger than that of standard systems.

**(2) Analysis of the aspects of the under-floor chamber space, and construction of the simulation procedure**

Measurement in the under-floor chamber space of the full-scale test unit revealed a horizontal temperature distribution affected by the air flow and the heat-bridge in the under-floor chamber, and altered by the air supply temperature (or volume); and it was confirmed that the convective heat transfer coefficient in the under-floor chamber differed with the surface direction and between heating and cooling.

Therefore, it is necessary to construct the simulation model such that (a) the under-floor chamber is partitioned in such a manner as to imitate the horizontal temperature distribution, (b) the air conditioner room is designed to calculate the temperature of the air supply, and (c) varying convective heat transfer coefficients are established according to the surface direction in the under-floor chamber. The simulation results are compared to the actual measurements in the full-scale test unit, and significant agreement is confirmed between the two, verifying that the simulation procedure is valid and useful.

**(3) Development of the designing method using thermal simulation**

The thermal characteristics of the under-floor chambers were analyzed using the constructed simulation procedure. Based on the simulation results, key design points for a prospective residence environment for the proposed system include outlet dispositions, insulation level (high), temperature (or volume) of the air supply into the under-floor chamber, and floor material.

With respect to the outlet dispositions, at present a complicated CFD (Computational Fluid Dynamics) calculation is required, and this should be simplified; however, this will be investigated in a future study. With respect to the other features, assuming that the prospective residence is highly insulated and the temperature distribution in the room is not considerable, a valid simulation procedure may be constructed. Therefore, the designing method of this system, aimed at thermal comfort and energy conservation, assumed a system-specific residential design, including monitoring of both room temperatures and thermal load based on the modulation of air supply volume and temperature, using the simulation. Based on this designing method, an actual detached house was designed, for the purposes of empirical verification.



#### **(4) Verification in an existing detached house**

In the detached house designed according to this method, the thermal environment and the energy consumption were measured over the course of one year. The results confirmed that a comfortable temperature was maintained throughout the house, and there was little temperature difference among the rooms. Furthermore, primary energy consumption was less than that of a detached house with local intermittent air conditioning and normal thermal insulation.

The present study developed designing method for an under-floor chamber heat pump central air conditioning system, and verified the efficiency of this system in an existing detached house. It is hoped that the method will prove useful in designing residences for comfort and energy conservation.





# 高断熱住宅における床チャンバー方式による 全館空調システムの設計に関する基礎的研究

## 目 次

第 1 章	はじめに	1
1.1	住宅における全館空調とエアコンを用いた床チャンバー方式	
1.1.1	住宅における全館空調	
1.1.2	全館空調システムの課題	
1.1.3	エアコンのエネルギー効率と課題	
1.1.4	床チャンバー方式	
1.2	既往研究と本研究の位置づけ	
1.3	本研究の構成	
第 2 章	実居室における温熱環境の実測と被験者アンケート	12
2.1	本章の目的	
2.2	温熱環境の実測と被験者アンケート	
2.2.1	実居室の概要	
2.2.2	実測および実験の概要	
2.3	温熱環境の実測結果	
2.3.1	温度の時間変動と空間分布の実測結果	
2.3.2	床表面温度、風速および相対湿度の実測結果	
2.4	実測結果とアンケート結果の分析	
2.4.1	平均放射温度と PMV に関する分析	
2.4.2	平均皮膚温度と温冷感に関する分析	
2.5	本章のまとめ	
第 3 章	実大実験室における温熱環境の実測	40
3.1	本章の目的	
3.2	温熱環境実測の概要	
3.2.1	実験室の概要	

- 3.2.2 実測の概要
- 3.3 エアコン風量の計測と計測結果
  - 3.3.1 エアコン風量の計測概要
  - 3.3.2 エアコン風量の計測結果
- 3.4 上下温度分布の実測結果
  - 3.4.1 温度の実測結果
- 3.5 室内温度分布の実測結果（定常運転）
  - 3.5.1 温度と風速の実測結果
  - 3.5.2 水平温度分布に関する分析
  - 3.5.3 鉛直温度分布に関する分析
  - 3.5.4 熱収支の比較
- 3.6 室内温度分布の実測結果（スケジュール運転）
  - 3.6.1 温度変動の比較
  - 3.6.2 処理熱量の比較
- 3.7 気流可視化実験の概要と結果
  - 3.7.1 実験の概要
  - 3.7.2 分析の流れ
  - 3.7.3 気流可視化の分析結果
- 3.8 本章のまとめ

## 第4章 床チャンバー内の気流性状と熱性状…………… 106

- 4.1 本章の目的
- 4.2 床チャンバー内の気流性状
  - 4.2.1 測定の概要
  - 4.2.2 床チャンバー内の風速測定結果
- 4.3 床チャンバー内の熱性状
  - 4.3.1 測定の概要
  - 4.3.2 測定結果（暖房時）
  - 4.3.3 測定結果（冷房時）
- 4.4 表面熱流の対流成分と対流熱伝達率の計算
  - 4.4.1 表面熱流の対流成分の計算
  - 4.4.2 対流熱伝達率の計算
- 4.5 本章のまとめ

## 第5章 床チャンバー方式における温熱シミュレーション手法の構築… 123

- 5.1 本章の目的

## 5.2 温熱シミュレーションにおける床チャンバー内の各種設定に関する検証

### 5.2.1 温熱シミュレーション手法の概要

### 5.2.2 床チャンバー内の各種設定に関する検証

## 5.3 床チャンバー方式における温熱シミュレーション手法の検討

### 5.3.1 検討の進め方

### 5.3.2 躯体伝熱計算による割増係数の推定法の検討

### 5.3.3 CFDによる小スペースの流出入風量の推定

### 5.3.4 伝熱ネットワークによる温熱シミュレーションとその計算結果

### 5.3.5 対流熱伝達率の設定に関する検証

## 5.4 本章のまとめ

## 第6章 床チャンバーの部位構成や空調風量と熱負荷…………… 145

### 6.1 本章の目的

### 6.2 実大実験室を対象とした検討

#### 6.2.1 検討と計算の概要

#### 6.2.2 床チャンバー内の基礎的な熱特性の違いによる分析

#### 6.2.3 床チャンバー方式と通常方式の比較

### 6.3 集合住宅モデルを対象とした検討

#### 6.3.1 検討と計算の概要

#### 6.3.2 CFDによる床チャンバー内の風速と床吹出口の風量の分析

#### 6.3.3 温熱シミュレーションの概要

#### 6.3.4 床下への吹出口および床チャンバー内の分割に関する分析

#### 6.3.5 床チャンバー方式と通常方式との比較

## 6.4 本章のまとめ

## 第7章 床チャンバー方式における設計の流れと設計事例…………… 167

### 7.1 本章の目的

### 7.2 床チャンバー方式における設計の流れ

#### 7.2.1 温熱シミュレーションの活用

#### 7.2.2 設計の流れ

### 7.3 設計事例

#### 7.3.1 設計の基本コンセプト

#### 7.3.2 システムの基本構成

#### 7.3.3 温熱シミュレーションを活用した設計事例

## 7.4 本章のまとめ

第8章 床チャンバー方式を取り入れた実戸建住宅における検証·····	180
8.1 本章の目的	
8.2 実戸建住宅における実測	
8.2.1 実測対象住宅の概要	
8.2.2 空気分配に関する検証	
8.2.3 温熱環境と消費電力に関する検証	
8.2.4 暖冷房用消費電力量の検証と考察	
8.3 温熱シミュレーションの概要	
8.3.1 計算対象住宅の入力データ	
8.3.2 気象データ	
8.3.3 エアコン処理熱量の計算	
8.3.4 温熱シミュレーション結果と実測結果との比較	
8.4 本章のまとめ	
 第9章 結論と展望·····	 200
9.1 本研究の結論	
9.2 今後の展望	
 謝辞·····	 204
 記号·····	 206
 注·····	 209
 参考文献·····	 212
 付録	
付録-1 研究活動リスト	
付録-2 投稿論文	
付録-3 実測データおよび分析条件	

## 第1章 はじめに

### 1.1 住宅における全館空調とエアコンを用いた床チャンバー方式

#### 1.1.1 住宅における全館空調

日本の住宅の高断熱化は、環境意識の向上や住宅エコポイントの導入などにより、急速に進展している。図 1-1 に示す<sup>1)</sup>ように、新築住宅の省エネ基準適合率は 2008 年度までは 20%以下の状態が続いていたが、2010 年度以降に 50%近くまで上昇している。今後、省エネ基準適合の義務化も見据えて、適合率はさらに上昇するものと考えられる。

住宅の高断熱化が進めば、暖冷房の熱負荷が小さくなるだけでなく、冬期暖房時の室内各面の温度が高くなって上下温度差が軽減され、快適な温熱環境が実現されやすくなる。温暖地では必要時に必要な部屋のみを空調する部分間欠空調が主流であるが、寒冷地でみられる住宅全体を連続的に暖房するような全館空調の導入により、格段に住宅の快適性が向上する。

また、近年では住宅の性能に居住者の健康への配慮も求められる。図 1-2 に、東京 23 区での入浴中の事故死数と平均外気温を示す<sup>2),3)</sup>。入浴中の事故死は、外気温の低い冬期に多く発生しており、いわゆるヒートショックといわれる住宅内の温度差に起因した急激な血圧の変化による疾患が着目されている。このようなリスクを低減するには、住宅内の温度差を小さくすることが重要であり、住宅の断熱性能を向上させ全館空調で住宅全体を快適な温度に保つことが有効である。

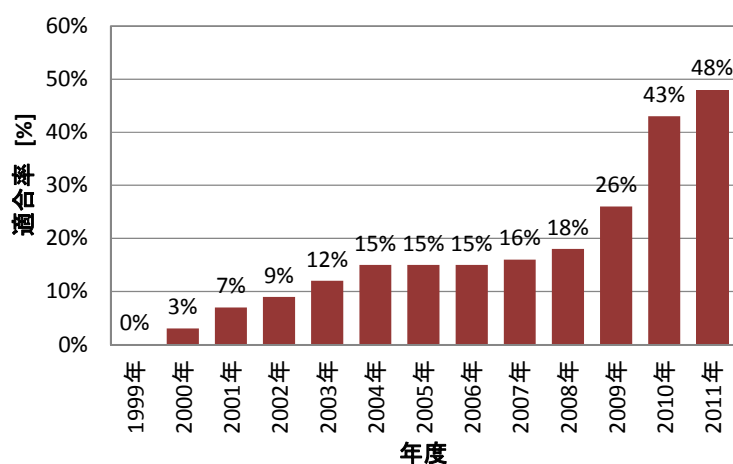
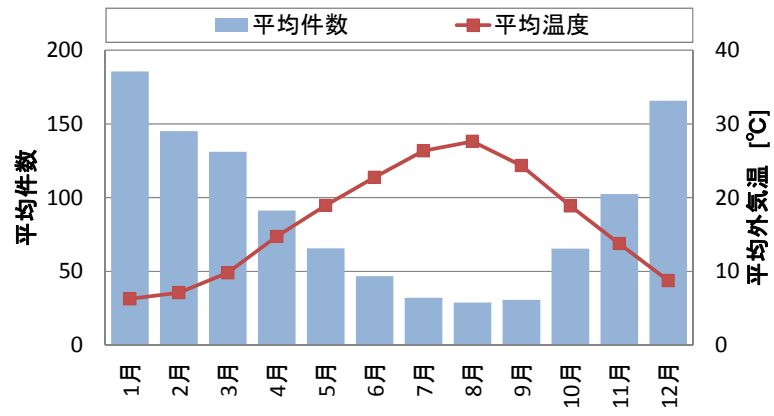


図 1-1 新築住宅における省エネ判断基準適合率



※出典:東京都監察医務院 東京23区における入浴中の事故死の推移  
気象庁 気象統計情報

図 1-2 東京 23 区における入浴中の事故死数  
(平成 14 年～平成 23 年の平均) と平均外気温

### 1.1.2 全館空調システムの課題

北海道をはじめとする寒冷地では、温水暖房などによる全館暖房設備が普及している。しかし、寒冷地と比べて暖房負荷が小さく暖房期間が短い温暖地では、そのような大がかりな暖房専用の設備は必要とされていない。そのため、温暖地ではエアコン、FF式暖房や床暖房など個々の居室を暖房する設備が普及している。当然、個々の居室を暖房する設備では、暖房室と非暖房室との間に温度差が生じてしまい、前項に述べた快適性の向上や健康への配慮が難しくなる。

全館を快適な温度に維持する暖冷房設備として、空調機で空調された空気を各室に送風する図 1-3 から図 1-8 に示すような全館空調システムが挙げられる。このようなシステムは、空調機器メーカーやハウスメーカーにより温暖地でも一般住宅に導入されている<sup>4),5),6),7),8),9)</sup>。全館空調システムには下記のような課題があるため、温暖地では居住者の我慢によって住宅内の温度差が許容され、普及が進んでいないのが実情である。

#### (1) 専用の空調機が必要

全館空調システムには専用の空調機や制御機器が必要であり、家電量販店で入手できる汎用型の空調機と比べると高額で機器の効率も良くない。

#### (2) 住宅の断熱性能が高くない

温暖地では寒冷地ほど高断熱化が進んでいないため、断熱性能の高くない住宅で全館を連続的に暖冷房すると、ランニングコストが多額となる。

#### (3) ダクトスペースの確保

空調機器と各居室を接続するダクトスペースを確保する必要があるため、スペースに限りのある集合住宅や、狭小地に建設される戸建住宅では困難な場合がある。

このような課題を解消するには、住宅の断熱性能を高めた上で、汎用型の空調機を用いて空調された空気を住宅内のデッドスペースを活用して送風することが考えられる。図 1-9 に示すような汎用型の空調機を用いた全館空調システム<sup>10)</sup>も出現しており、全館空調の普及には現状とは異なったシステムの構築が望まれる。



図 1-3 全館空調の例①  
(三菱電機株式会社)

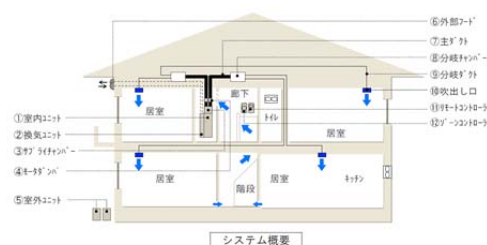


図 1-4 全館空調の例②  
(アズビル株式会社)

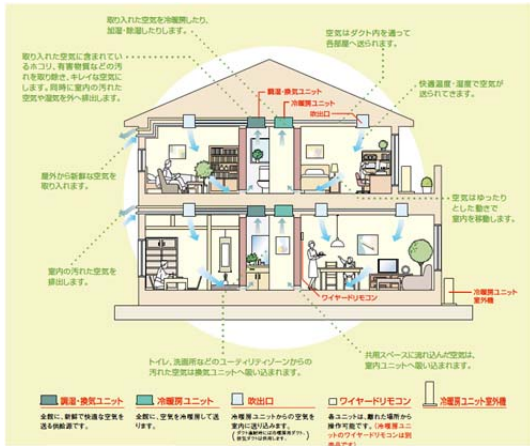


図 1-5 全館空調の例③  
(ダイキン工業株式会社)

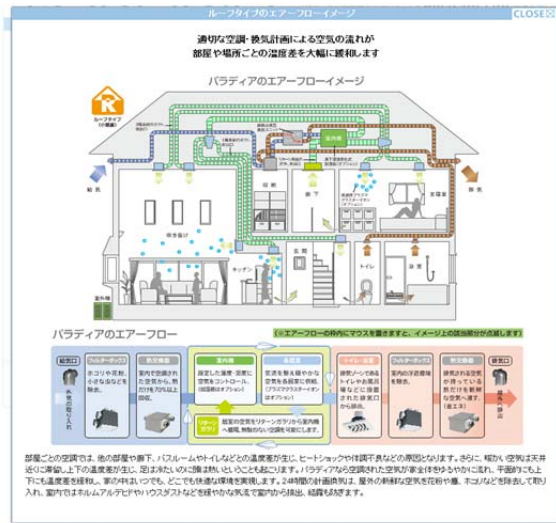


図 1-6 全館空調の例④  
(株式会社デンソー)

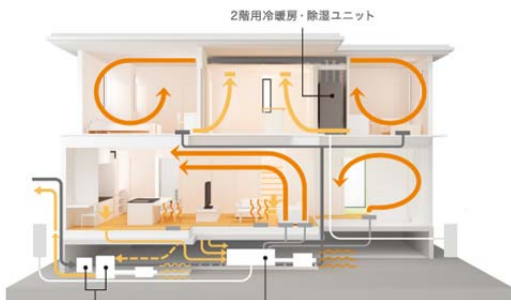


図 1-7 全館空調の例⑤  
(積水化学工業株式会社)



図 1-8 全館空調の例⑥  
(三井ホーム株式会社)

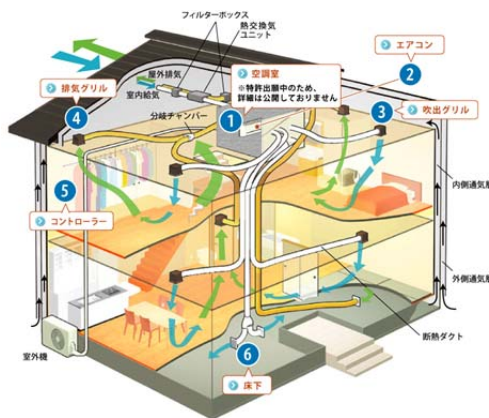


図 1-9 汎用機器を用いた全館空調  
(丸七ホーム株式会社)

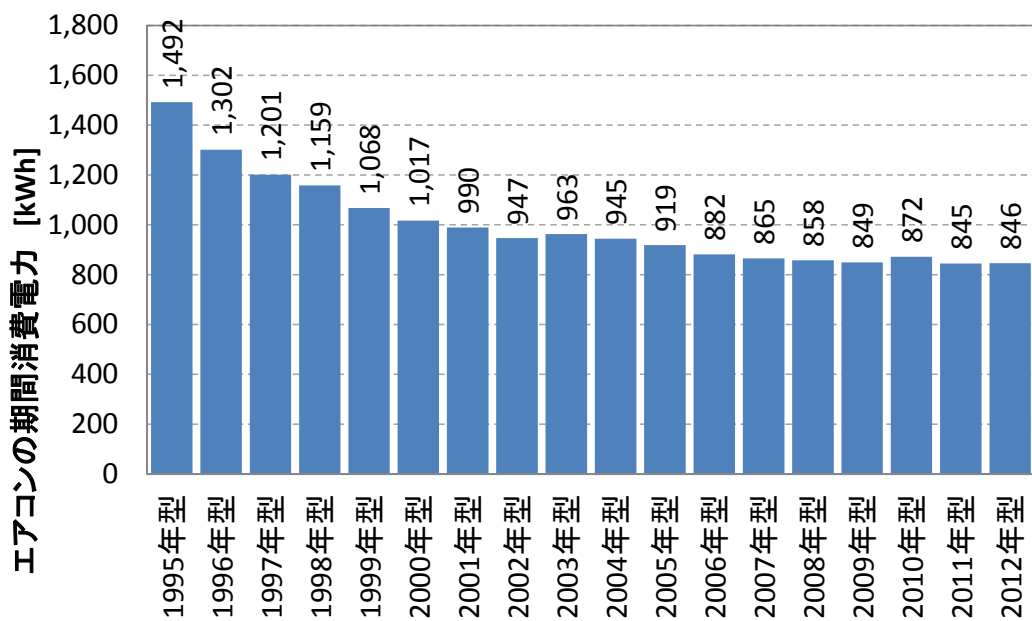


### 1.1.3 エアコンのエネルギー効率と課題

家庭用の電動ヒートポンプ式エアコンディショナー(以下、単に「エアコン」という)は、トップランナー制度の導入などにより近年エネルギー効率が著しく向上している。図 1-10 に、近年のエアコンの期間消費電力の推移(冷暖房兼用の壁掛け型で冷房能力 2.8kW)<sup>11),12),13),14)</sup>を示す。エアコンの期間消費電力は年々減少しており、2012 年型のエアコンは 1995 年型に比べ期間消費電力が約 40%小さくなっている。最近では、エネルギー消費効率(APF)が 7 を超えるようなエアコンも販売<sup>14)</sup>されており、エアコンのエネルギー効率は高くなっている。

様々な暖房方式のエネルギー消費量を電力の発送電における損失を加味して、一次エネルギー消費量で比較してみる。図 1-11 に示す<sup>15)</sup>ように、エアコン(ルームエアコンディショナー(高効率))の一次エネルギー消費量は 9.7GJ で、今回比較した暖房方式の中で最も小さい。エアコンは、電気ヒーター式床暖房に比べて約 65%、ガス温水式床暖房(潜熱回収型給湯器)に比べて約 33%小さく、暖房負荷の 10.3GJ より小さい。エアコンは、電力の発送電における損失を考慮しても、投入エネルギーより大きい暖房負荷を処理できることを示しており、エアコンのエネルギー効率は非常に高いといえる。さらに、エアコンは1台の機器で暖冷房の両方が可能であり、家電量販店などで容易に購入することが可能で大変有用な暖冷房方式である。

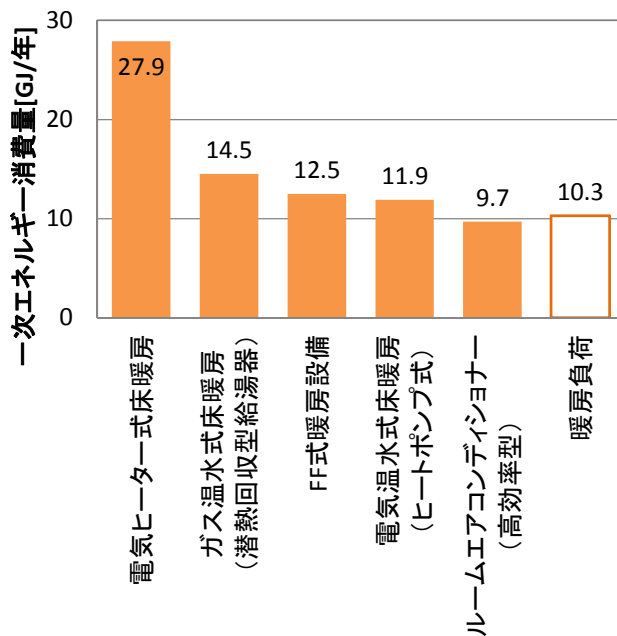
しかしながら、住宅における冷房ではエアコンが用いられるものの、暖房ではエアコンではなく石油ストーブや電気ヒーターが用いられることがある<sup>16)</sup>。省エネルギーの観点からみれば、エアコンは他の暖房機器に比べエネルギー効率が高いため、暖房でもエアコンが用いられることが望ましい。ところが、エアコンによる暖房は、燃焼式による暖房と比べ吹出温度がさほど高くなく機器自体の放射による熱伝達が少ないため、室内が暖まりにくく上下温度差が大きいという課題が指摘されることがある。このようなエアコンの暖房に関する課題は、断熱性能の良くない住宅における居室内の温度低下に起因していると考えられるため、住宅が高断熱化されれば、このような問題は軽減され、エアコンによる暖房でも快適な温熱環境を実現できる可能性が飛躍的に向上すると考えられる。



※冷暖兼用・壁掛け型・冷房能力2.8kWクラス省エネルギー型の代表機種種の単純平均値

出典：資源エネルギー庁「省エネ性能カタログ2010年夏版，2011年夏版，2012年夏版，2013年夏版」より作成

図 1-10 エアコンの期間消費電力の推移



※地域区分IVb，熱損失係数[W/m<sup>2</sup>・K]は2.1を超え2.7以下，LDKを間欠的に暖房する場合，熱交換型換気システム無しにおける数値。

図 1-11 様々な暖房方式の一次エネルギー消費量

#### 1.1.4 床チャンバー方式

前項までに述べた全館空調システムやエアコンの課題を軽減させるには、高断熱住宅においてエアコンを用いて、住宅の床下を給気経路とする床チャンバー方式を採用することが考えられる。実際には、同様の考え方により床チャンバーを利用した空調システムが開発され、図 1-12 から図 1-14 のようなシステムが一般の住宅に導入されている<sup>17),18),19)</sup>。また図 1-15 のようにエアコンを床下に設置したり、エアコンの吹出口のみを床下に埋め込んで設置したりして、床下へ送風する事例も多く見受けられる<sup>20)</sup>。床チャンバー方式には様々なシステムが存在し、すべての課題を軽減するにはまだ改良が必要ではあるが、下記の 2 つに大別することができる。

##### (1) 全館空調を改良して床チャンバー方式としたシステム

全館空調のシステムの送風経路の一部に床チャンバーを用いるシステム。空調機が全館空調専用の機器となり制御機器などを含めると導入のコストが高くなるが、住宅全体に送風するため全館を空調することができる。

##### (2) エアコンを床下に設置したシステム

効率の良い汎用のエアコンを床下に設置し、床下に送風を行うシステム。安価にシステムを構築することができるが、送風ファンを設置しないと送風範囲が限られる可能性がある。

図 1-16 に、床チャンバー方式による空調システム概念図を示す。住宅の床下空間を給気経路とし床吹出口から気流を吹出す床チャンバー方式は、床下空間を給気経路に用いるため、省スペースおよび省ダクトで全館空調を構築することができる。また、エアコンで空調された空気を床吹出口から吹出すため対流式の空調であるが、床チャンバー内が暖房時は加熱、冷房時は冷却されるため床表面からの放射効果があり、対流式と放射式の両方の性質を合わせ持つ空調といえる。床チャンバー方式は床面からの放射や床吹出口からの吹出しで暖房時の上下温度差を低減でき、床吹出風速を小さくすることで気流感が抑えることができる。



図 1-12 床チャンバー方式の例①  
(前田建設工業株式会社)



図 1-13 床チャンバー方式の例②  
(CCF システム：株式会社駒匠)



図 1-14 床チャンバー方式の例③  
(株式会社オンレイ)

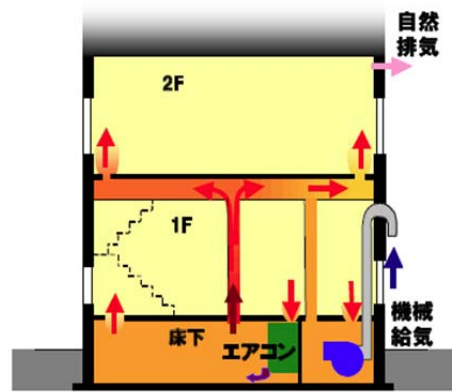


図 1-15 床チャンバー方式の例④  
(北海道電力株式会社)

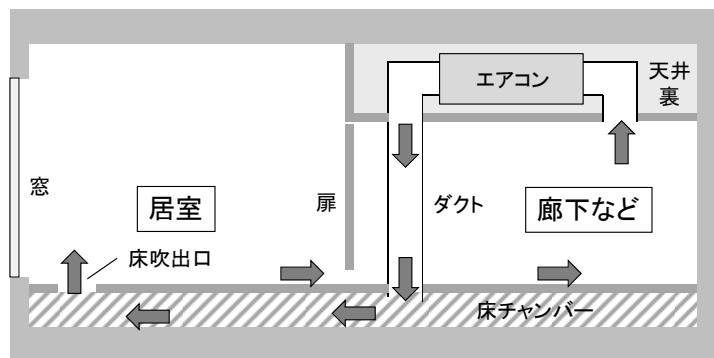


図 1-16 床チャンバー方式の概念図

## 1.2 既往研究と本研究の位置づけ

床チャンバー方式はオフィスビルを対象に 20 年以上前から開発され、既往研究として羽山ら<sup>21)</sup>による、床チャンバーへの導入風量分布が均一である条件での温度と熱流分布の計算方法、半澤ら<sup>22)</sup>による縮尺模型と実大オフィスにおける床下への導入気流を 1 箇所とした場合や床下に障害物がある場合の分析結果、藤田ら<sup>23),24)</sup>による床チャンバー内で気流分布がある場合の吹出口風量の均一化手法や、床チャンバー内での熱移動のモデル化などが報告されている。

しかし、オフィスビルを対象とした床チャンバー方式は、空調された空気を床吹出口から吹出す点では、住宅を対象とした方式と変わらないが、オフィスビルでは冷房が主体で、床吹出口も床全体に配置されている。一方、住宅向けの床チャンバー方式は、冷房に比べて室内外の温度差の大きい暖房が主体で、スペースの制約から床吹出口は窓際など居室の一部に配置され、オフィスビルと比べ空調対象面積も小さい。よってオフィスビルを対象としたシステムよりも、床チャンバー内の気流、温度の分布が大きくなることが想定され、住宅を対象とした検討が必要となる。

住宅の床チャンバー方式に関しては、実測や熱性状の分析事例はいくつか<sup>25),26),27)</sup>あるが、エアコンで加熱・冷却された空気を送風ファンで給気する床チャンバー方式の設計手法についてみると、その評価のために実測や数値計算が行われている<sup>28)</sup>ものの、まだ設計法を取りまとめるには至っていない。実際のところ、十分な工学的知見から設計されていない床チャンバー方式も散見される状況であり、床チャンバー方式の設計法の確立が必要である。よって本研究では、様々な検討によって新しい床チャンバー方式を開発するのではなく、不快でない温度環境と高くないランニングコストを実現する床チャンバー方式の設計法確立を目指すこととする。

空調システムの設計では、熱源機の選択と熱の搬送方法の決定が重要な要素となる。熱源機を選択では、省エネルギーを考慮すると効率のよいエアコンを選択することが望ましい。住宅が高断熱化されれば、住宅の暖冷房負荷は飛躍的に小さくなるため、家庭用のエアコン 1 台でも住宅全体の熱負荷を処理することが可能となる。例えば、東京地域における次世代省エネルギー基準を超える断熱性能(面積あたり Q 値が  $1.9[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ )で床面積  $100\text{m}^2$  の住宅を全館暖房したとき、内外温度差  $20[\text{K}]$  の場合の熱負荷は  $3.8[\text{kW}]$  となり、エアコンでも十分処理が可能である。

熱の搬送方法については、設計法確立のための知見が不足している。一般の全館空調システムでは、送風経路となるダクトが断熱されているため、搬送途中の熱損失をほとんど考えなくてもよい。一方、床チャンバー方式は床チャンバー内から床板面への熱移動があり、床チャンバー内の気流性状や吹出口の配置によって熱搬送の状況が変化すると考えられる。よって、設計法の確立には、床チャンバー内の熱性状を分析した上で、床チャンバー内の熱の移動を模擬できる温熱シミュレーションが必要不可欠であり、本研究では温熱シミュレーション手法の確立と設計の流れの構築を主眼として検討を行う。

### 1.3 本研究の構成

高断熱住宅における床チャンバー方式による全館空調システムの設計手法の確立をめざし、図 1-17 に示すように、次の大きく 4 つの部分に分け研究を進めた。

#### (1) 床チャンバー方式による温熱環境の特徴の整理

床チャンバー方式によって実現される居室の温熱環境を実測し、快適性や設計上の課題、機器の運転特性を整理した。2 章では、床チャンバー方式による空調と天井カセット型空調が設置されている居室において、温熱環境の測定と被験者アンケートを行って両者を比較した。温熱環境のうち、温度の時間変動や空間温度差、床表面温度や平均放射温度などについて分析した。3 章では、実際の住宅を一部改修して高断熱化した実験室において、壁掛エアコン(H=2,350 および H=450)と床チャンバー方式による暖房時の温熱環境や機器の運転特性を比較し、床チャンバー方式の水平および鉛直温度分布、スケジュール運転による熱収支などを分析した。

#### (2) 床チャンバー内の性状分析と温熱シミュレーション手法の構築

床チャンバー内の熱性状および気流性状に関する実測を行い、気流および温度の分布や熱流を分析した。4 章において、暖房時と冷房時の実測結果をもとに、水平方向および鉛直方向の温度および気流分布の分析や対流熱伝達率の推定を行い設計法確立に必要な知見をまとめた。5 章において、躯体伝熱計算や CFD による計算結果を用いて実験室のスラブ面における表面熱流や小スペースの流出入風量を分析した上で、床チャンバー内やエアコン室に節点を設けた伝熱ネットワークによる温熱シミュレーションを行った。そして、温熱シミュレーションの計算結果を 4 章における実測結果と照合し、温熱シミュレーションの妥当性を確かめた。

#### (3) 温熱シミュレーションを用いた設計の流れの作成

温熱シミュレーションを用いたケーススタディによって、床チャンバーの部位構成や風量と熱負荷の関係を整理するとともに、実際の高断熱住宅での検証を行った。6 章では、温熱シミュレーションによって床チャンバー内の基本的な特性の変化や壁掛エアコンとの違いを分析するとともに、一般的な集合住宅のデータを入力した CFD や温熱シミュレーションによって、床チャンバー内や居室の気流分布や温度に関する分析を行った。7 章では一連の実測とシミュレーションによって得られた知見を高断熱住宅における床チャンバー方式における全館空調の設計の流れとして取りまとめ、実際の戸建住宅の設計に適用した。

#### (4) 実住宅における検証

最後に 8 章において、床チャンバー方式による全館空調が導入された高断熱住宅において、温熱環境とエネルギー消費の検証を行い、実住宅において床チャンバー方式の有用性や温熱シミュレーション手法の妥当性を確認した。

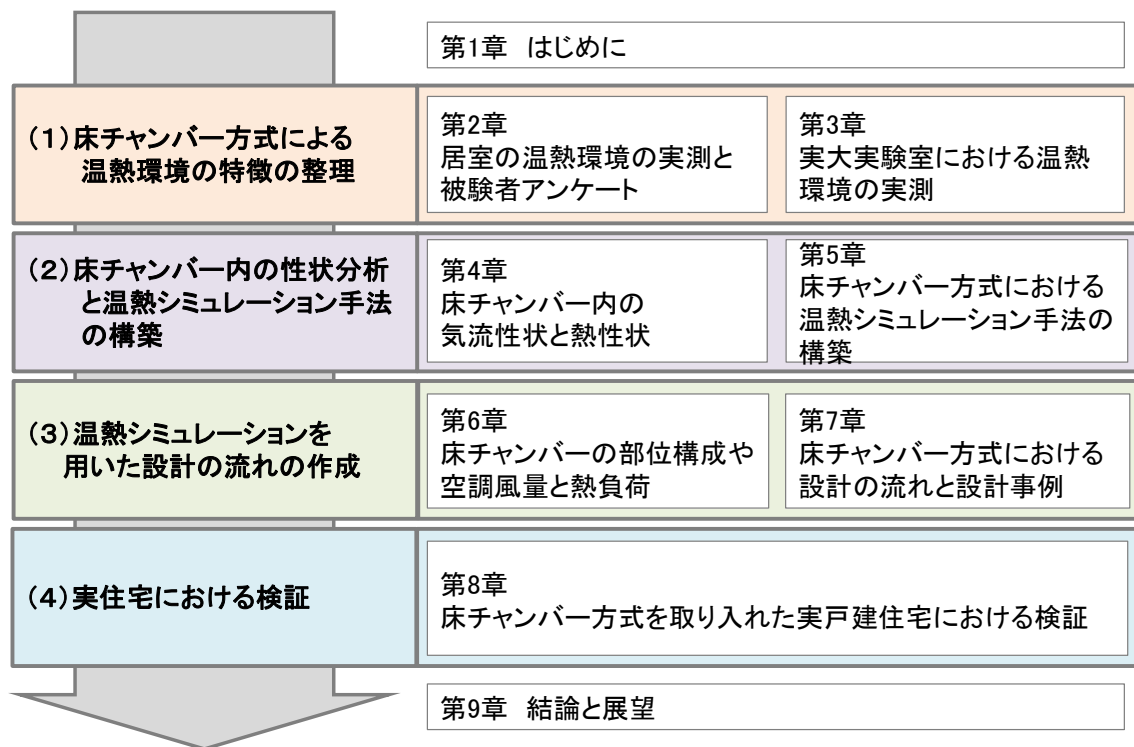


図 1-17 研究の構成

## 第2章 実居室における温熱環境の実測と被験者アンケート

### 2.1 本章の目的

床チャンバー方式は床下空間を給気経路とするため、暖冷房によって実現される温熱環境は、一般的な対流式空調で居室を直接暖冷房する方式(以下、通常方式という)と比べて違いがあると考えられる。表 2-1 に、空調方式の違いによって生じると考えられる温熱環境の違いを示す。床チャンバー方式は、空調された空気が床下空間を通過するため、他の方式と比べて床表面温度が暖房時は高く、冷房時は低くなると想定される。また、床チャンバー方式は居室の外周部に床吹出口を設けるため居室中央付近の気流感は小さくなり、居室の下方からの吹出しとなるため上下温度差は暖房時に小さく、冷房時は大きくなることが想定される。

本章では、床チャンバー方式によって実現された実居室の温熱環境の実測と被験者実験による温熱環境に関するアンケートを行って、その知見を集約すると共に、設計の際に留意すべき点をまとめる。

表 2-1 通常方式と比べた床チャンバー方式の室内環境の違い

	冬期暖房時	夏期冷房時
床表面温度	通常方式と比べて高い	通常方式と比べて低い
上下温度差	床面より吹出すため 上下温度差が小さい	床面より吹出すため 上下温度差が大きい
気流感	気流感が小さい	



## 2.2 温熱環境の実測と被験者アンケート

### 2.2.1 実居室の概要

居室の温熱環境に関する実験は、表 2-2 に示す実居室で行った。実居室は、普段は事務所として用いられている建物の 2 階部分(中間階)の 1 室で、一般的な対流式空調である天井カセット型空調と床チャンバー方式の空調が導入されている。実居室では、それぞれの空調機器を運転させて、実現された温熱環境の比較を行うことができる。

図 2-1, 図 2-2 に実居室の空調設備と実験室の写真を示す。空調された空気は、天井カセット型空調では天井から居室に 4 方向に吹出され、床チャンバー方式では床下空間を通して南北の床吹出口から居室に給気される。あわせて外気が居室に導入されて、居室のドアガラリより空気が排気され、室内が換気される仕組みとなっている。天井カセット型空調は空調機、床チャンバー方式は室内壁面に設置された温度計によって室温が制御される仕組みとなっている。

今回対象とした実居室は、壁面の断熱はほとんどなく南北面の窓面は単板ガラスで面積が大きいため、断熱性能があまり高くない。研究の前提とした高断熱化が満足されていないが、熱負荷の低減を図るため、実験室の南側の窓面は日射遮蔽のため高さ 2.7m のヨシズを設け、北面の窓面にはアルミ箔を貼り付けて、実験を行った。

表 2-2 実験施設概要

所在地	東京都練馬区
構造	地上3階地下1階(RC造)の建物の2階部分
面積	57.1m <sup>2</sup>
天井高	2.31m
用途	事務所
空調設備	天井カセット型空調 および 床チャンバー空調
実験期間	夏期冷房: 2010年9月6日~2010年9月16日
	冬期暖房: 2011年2月24日~2011年3月9日

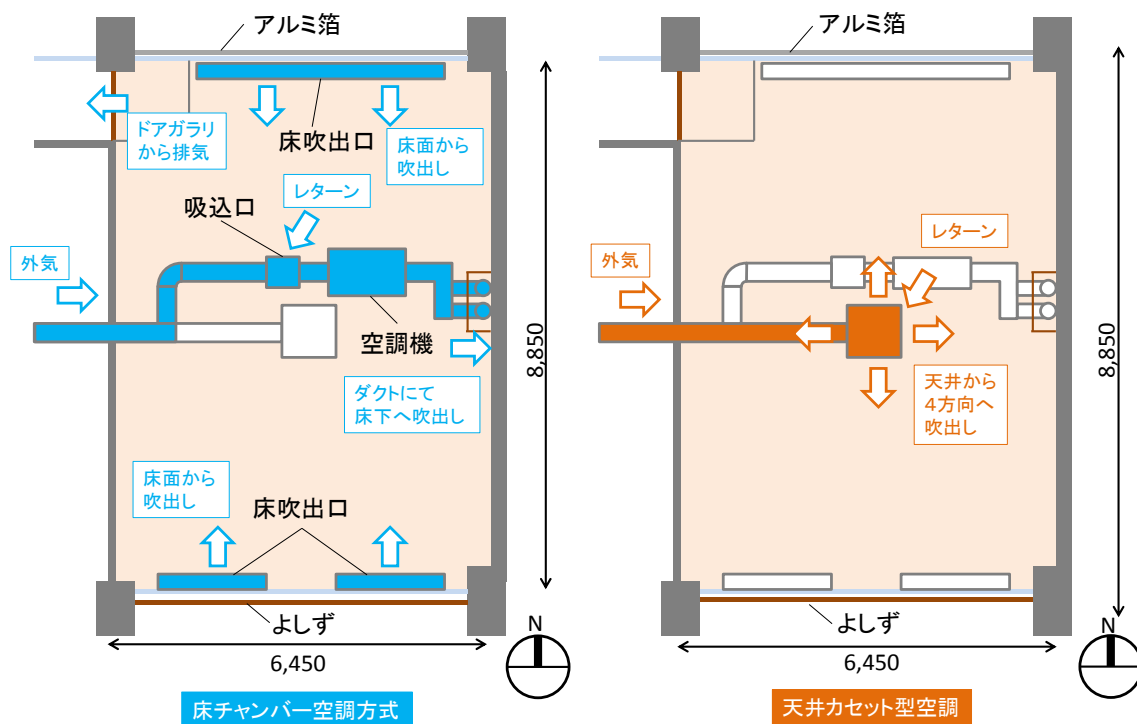


図 2-1 実居室の空調設備



図 2-2 実居室の状況

## 2.2.2 実測および実験の概要

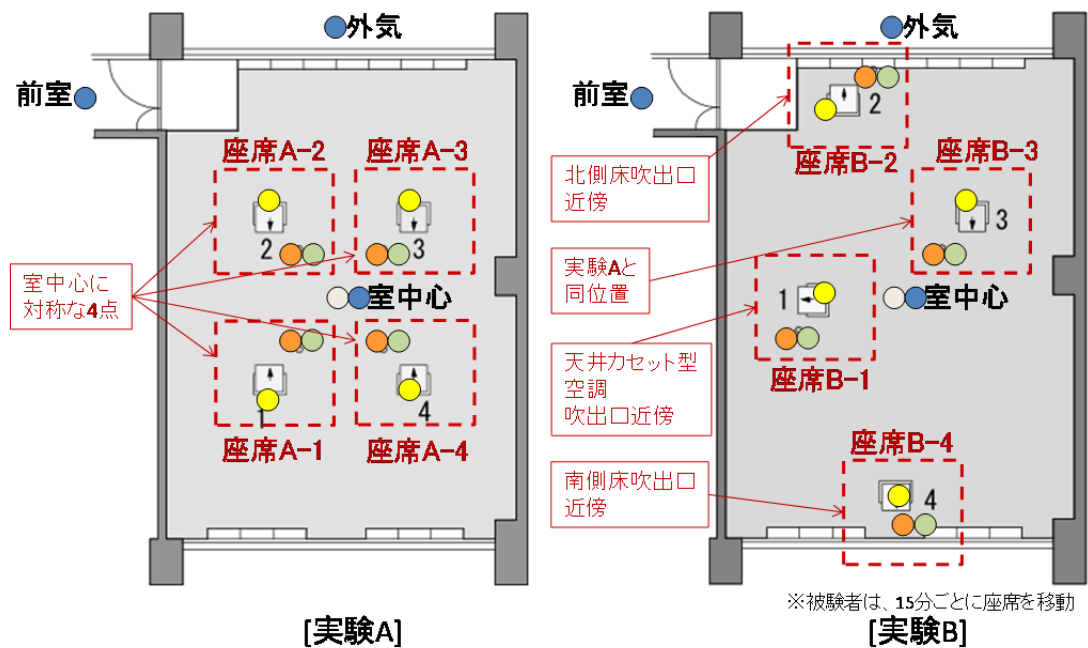
温熱環境の実測と被験者アンケートは、図 2-3 に示す実験 A, 実験 B の 2 通りの方法で行った。実験 A では、室中心に対称な A-1 から A-4 の 4 席を設け、座席近傍の温熱環境を測定すると共に、4 名の被験者はそれぞれ 1 つの座席に着座するものとした。実験 B では、生活者が窓面や空調の吹出口に近い場合や室内での移動も想定して B-1 から B-4 の 4 席を設け、同じく座席近傍の温熱環境を測定すると共に、被験者は実験中に一定のタイミングで座席を移動することとした。

温熱環境の測定については、温度は外気温、前室、室中央(高さ 1,100mm)および座席近傍のグローブ温度(高さ 1,100mm)と東西南北面の表面温度、鉛直温度分布を、湿度は、外気、前室、室中央を、風速は冷房の実験時のみで各座席近傍(高さ 600mm)を測定した。あわせて、被験者の胸部、上腕部、大腿部の皮膚温度を測定し、(2-1)式による Robert の 3 点法<sup>29)</sup>で平均皮膚温を求めた。さらに、床表面接触部である足裏面の温度を測定した。測定は 10 秒間隔で行い、1 分間の平均値を分析に用いた。

$$\bar{T}_{sk} = 0.43T_1 + 0.25T_2 + 0.32T_3 \quad (2-1)$$

実験のうち被験者アンケートの流れを図 2-4 に示す。実験の準備ができた被験者に 15 分以上前室に滞在してもらった上で実居室に移動してもらい、実験 A では A-1 から A-4 のうち 1 つの座席に 45 分間滞在してもらった。実験 B では、被験者が 15 分ごとに B-1 から B-4 の座席の全ての座席に滞在するよう移動し、合計 60 分間滞在してもらった。滞在中は椅子座で読書などの軽作業をしてもらい、5 分ごとに表 2-3 に示す申告アンケートに回答してもらった。アンケートでは、温熱感や快適感をはじめとした 10 項目の温熱環境に関するアンケートに答えてもらった。

実験時のエアコンの温度設定は、床チャンバー方式および天井カセット型空調ともに表 2-4 の夏期 3 条件、冬期 4 条件で、被験者数<sup>注 1)</sup>は同表の通りである。また、実験の様子を写真を図 2-5 に示す。



- 温度(熱電対): 床表面、 $h=0.1m$ 、 $0.6m$ 、 $1.1m$ 、 $1.7m$ (夏期)、 $1.6m$ (冬期)、 $2.3m$ 、天井表面
- グローブ温度:  $h=1.1m$
- 平均皮膚温度(熱電対): 胸部、上腕部、大腿部、足裏部
- 風速(夏期のみ):  $h=0.6m$
- 温湿度(おんどとり):  $h=1.1m$ 他

図 2-3 実験の概要

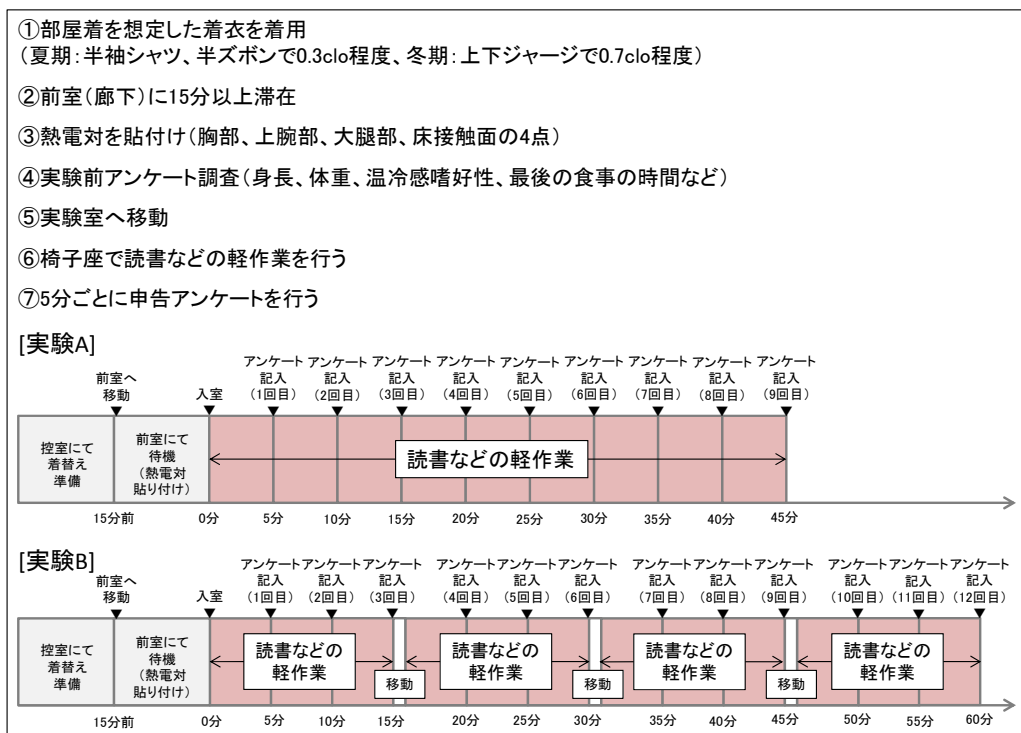


図 2-4 被験者アンケートの流れ

表 2-3 申告アンケートの内容

		+3	+2	+1	0	-1	-2	-3
1	快適感	非常に快適	快適	やや快適	どちらでもない	やや不快	不快	非常に不快
2	温冷感	暑い	暖かい	やや暖かい	どちらでもない	やや涼しい	涼しい	寒い
3	床温感	熱い	温かい	やや温かい	どちらでもない	やや冷たい	冷たい	非常に冷たい
4	上下温度差	非常に感じる	感じる	やや感じる	感じない			
5	温度の時間変動	非常に感じる	感じる	やや感じる	感じない			
6	輻射感	非常に感じる	感じる	やや感じる	感じない			
7	湿度感	非常に湿っている	湿っている	やや湿っている	どちらでもない	やや乾いている	乾いている	非常に乾いている
8	気流感	非常に感じる	感じる	やや感じる	感じない			
9	上下気流差	非常に感じる	感じる	やや感じる	感じない			
10	許容度	明らかに受け入れられる	受け入れられる	やや受け入れられる	どちらでもない	やや受け入れられない	受け入れられない	明らかに受け入れられない

表 2-4 設定温度と被験者数

(単位:人)

	設定温度	床チャンパー空調		天井カセット型空調	
		実験A	実験B	実験A	実験B
夏期冷房時	28°C	4	4	4	4
	26°C	4	4	4	8
	24°C	4	4	4	4
冬期暖房時	18°C	8	8	-	-
	20°C	8	8	4	-
	22°C	8	12	7	8
	24°C	-	-	4	-



図 2-5 実験の様子

## 2.3 温熱環境の実測結果

### 2.3.1 温度の時間変動と空間分布の実測結果

図 2-6 から図 2-9 に、床チャンバー方式および天井カセット型空調を運転(暖房および冷房)させた際の座席 B-2 における各点の温度を示す。床チャンバー方式と天井カセット型空調を比較すると、床チャンバー方式では時間変動は小さく、天井や床表面の温度だけでなく室内の空気温度もほぼ一定となっている。一方、天井カセット型空調では、天井や床表面の温度はほぼ一定であるが、室内の空気温度は空調機の運転に合わせて上下し、3℃～5℃程度の変動がある。床チャンバー方式は、居室に直接空気を吹き出さず床チャンバーを介して居室へ空気を送るため居室の温度が変動しにくい、天井カセット型空調は、直接居室内に空気を吹き出すため、空調機の運転状況によって室内の空気温度が上下している。

図 2-10 に冷房時の床チャンバー方式と天井カセット型空調における座席ごとの鉛直温度分布を示す。天井カセット型空調では、空調機の運転に合わせて空気温度が上下していたため、空調機の停止時と稼働時の二つの状態の上下温度分布を示す。

冷房時の床チャンバー方式をみると、高さ 100mm と 1,600mm では最大 4℃程度の温度差がある。特に高さ 600mm と 1,100mm の温度差が大きく、床面から給気された空気が高さ 1,100mm 以上の空気と混合しにくくなっていることが分かる。床表面温度は、実験 A では A-2 と A-3 といった北側の座席の温度が低く、実験 B では床吹出口に最も近い座席 B-2 の温度が低くなっており、座席により 2℃程度の差がある。これは、床下を通過する気流や冷風の温度が一樣でないことが原因だと推定される。また、高さ 100mm および 600mm の温度についても座席によって差が生じており、床表面温度や床吹出口からの距離によって鉛直温度分布の特性が異なる。天井表面温度については、実験 B において座席により 3℃程度の差が生じている。

天井カセット型空調では、空調機の停止時は高さ 100mm から 1,700mm まで、ほぼ一定の温度となっているが、稼働時は高さ 100mm から 1,700mm までの温度が停止時と比べて 2℃程度下がっており、空調機の運転状況で温度分布が異なる。また、天井カセット型空調は、床チャンバー方式と異なり座席ごとの温度差が小さい。これは、天井から吹出された気流により居室内の空気が十分攪拌されていることが要因だと考えられる。天井表面の温度差は、最大でも 2℃程度であり、床チャンバー方式に比べて小さい。

続いて、同様に図 2-11 に暖房時の鉛直温度分布を示す。床チャンバー方式をみると、実験 A の高さ 100mm で他の点に比べて若干温度が低いものの、高さ 600mm から 1700mm までは、ほとんど同じ温度で上下温度差は小さい。実験 B では窓面に近い座席 B-2 や B-4 で高さ 100mm から 600mm の温度が低いが、床表面温度は高さ 100mm の温度と比べて 1～3℃程度高くなっている。床表面の温度は、冷房時と同様に座席によって差があり、その差は最大 4℃近くになっている。天井表面温度については、窓面に近い座席 B-2 や B-4 で温度が低くなっており、最大 2℃程度の差が生じている。

天井カセット型空調では、空調機の停止時は冷房時と同様に高さ 100mm から 1,700mm までは、ほぼ一定の温度となっているが、空調機の稼働時は、高さ 100mm から 1700mm までの温度が停止



時と比べて高い。室温の鉛直温度は床面から離れるほど温度が高くなって、最大 6°C以上の差がある。実験 B では座席ごとの温度差も生じており、座席によって最大 4°C程度の差がある。天井カセット型空調における鉛直温度分布は、冷房時に比べ暖房時は大きくなり、座席ごとの変化も大きくなっている。天井表面の温度差は、最大 2°C程度で床チャンバー方式と同程度となっている。

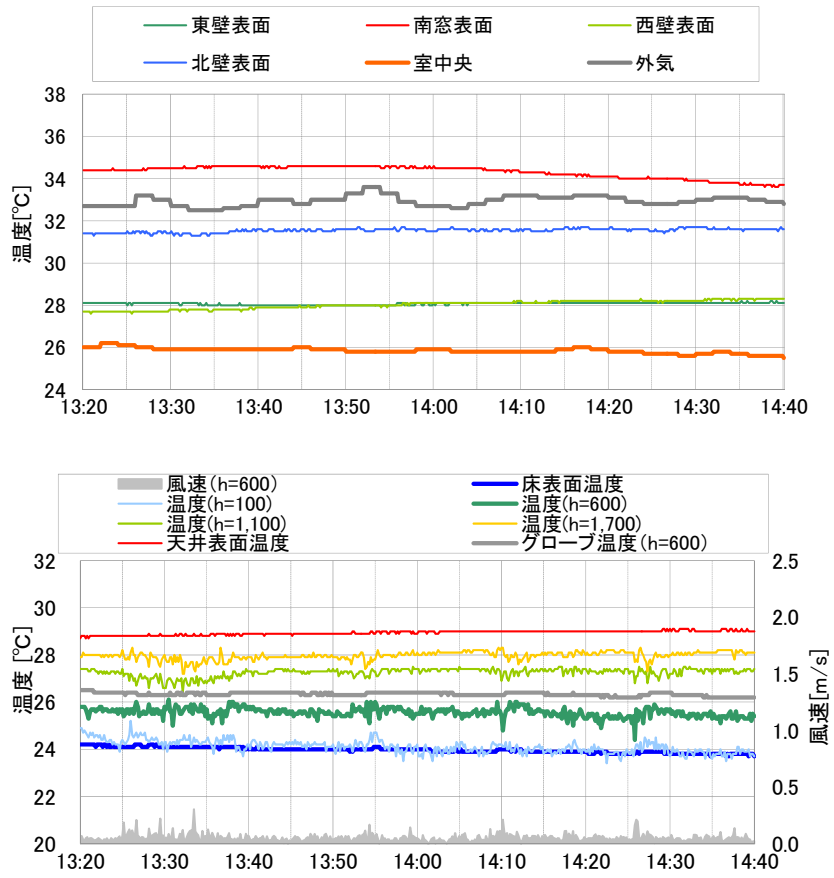


図 2-6 温度の時間変動  
(床チャンバー方式, 冷房時, 26°C設定, B-2)

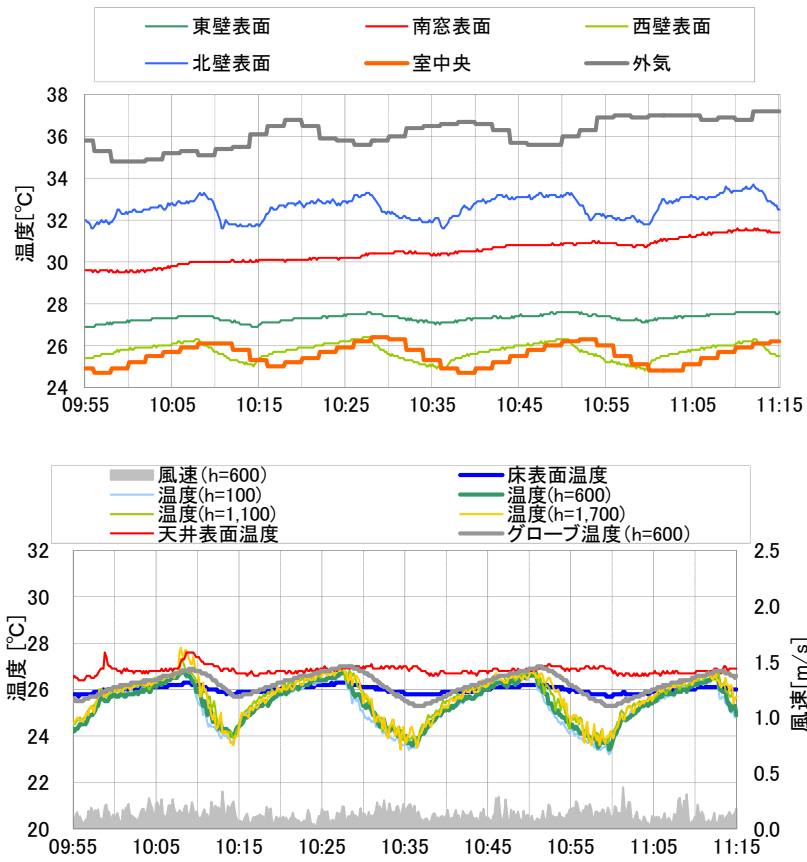


図 2-7 温度の時間変動  
(天井カセット型空調, 冷房時, 26°C設定, B-2)

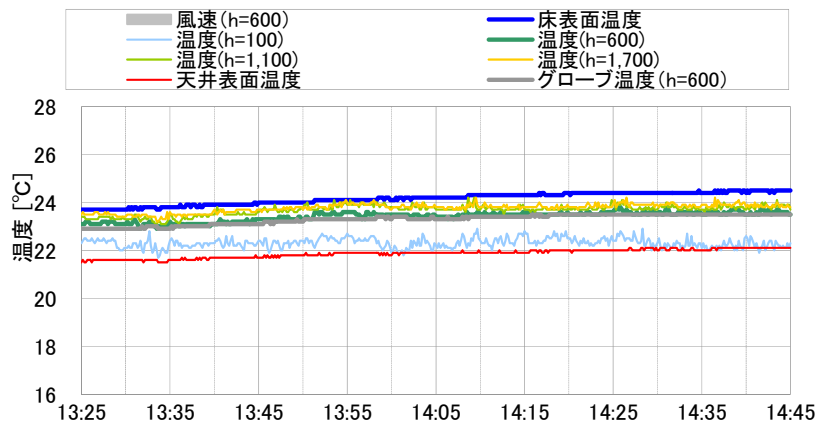
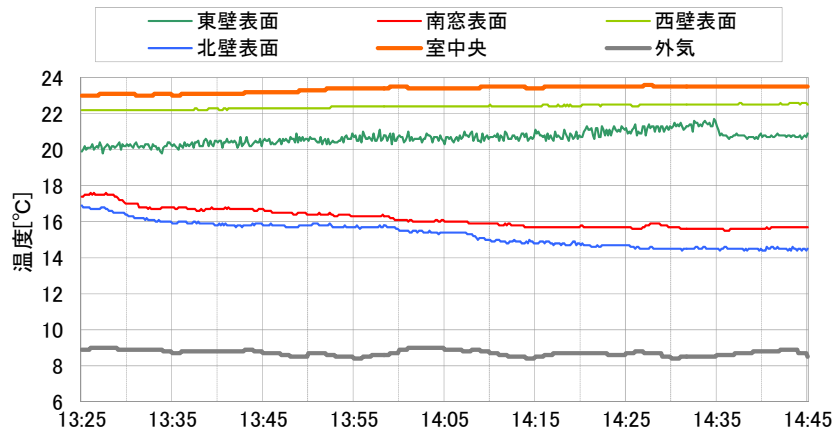


図 2-8 温度の時間変動  
(床チャンバー方式, 暖房時, 22°C設定, B-2)

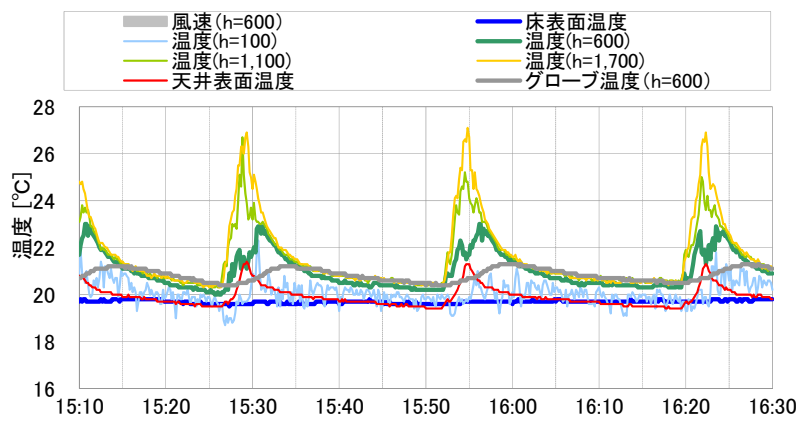
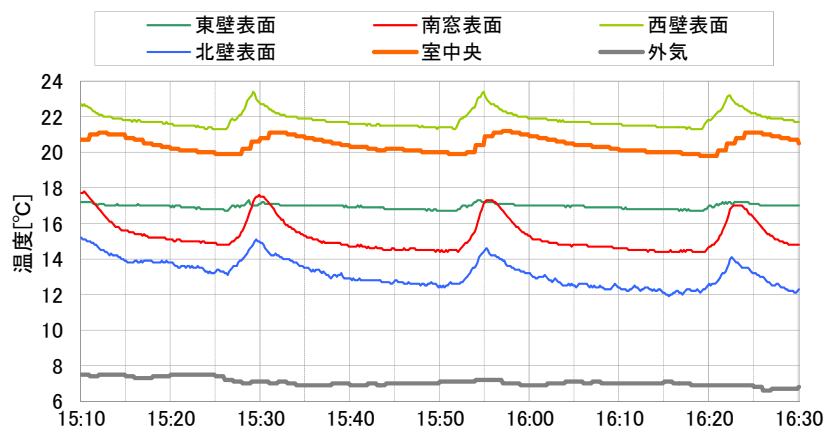


図 2-9 温度の時間変動  
(天井カセット型空調, 暖房時, 22°C設定, B-2)

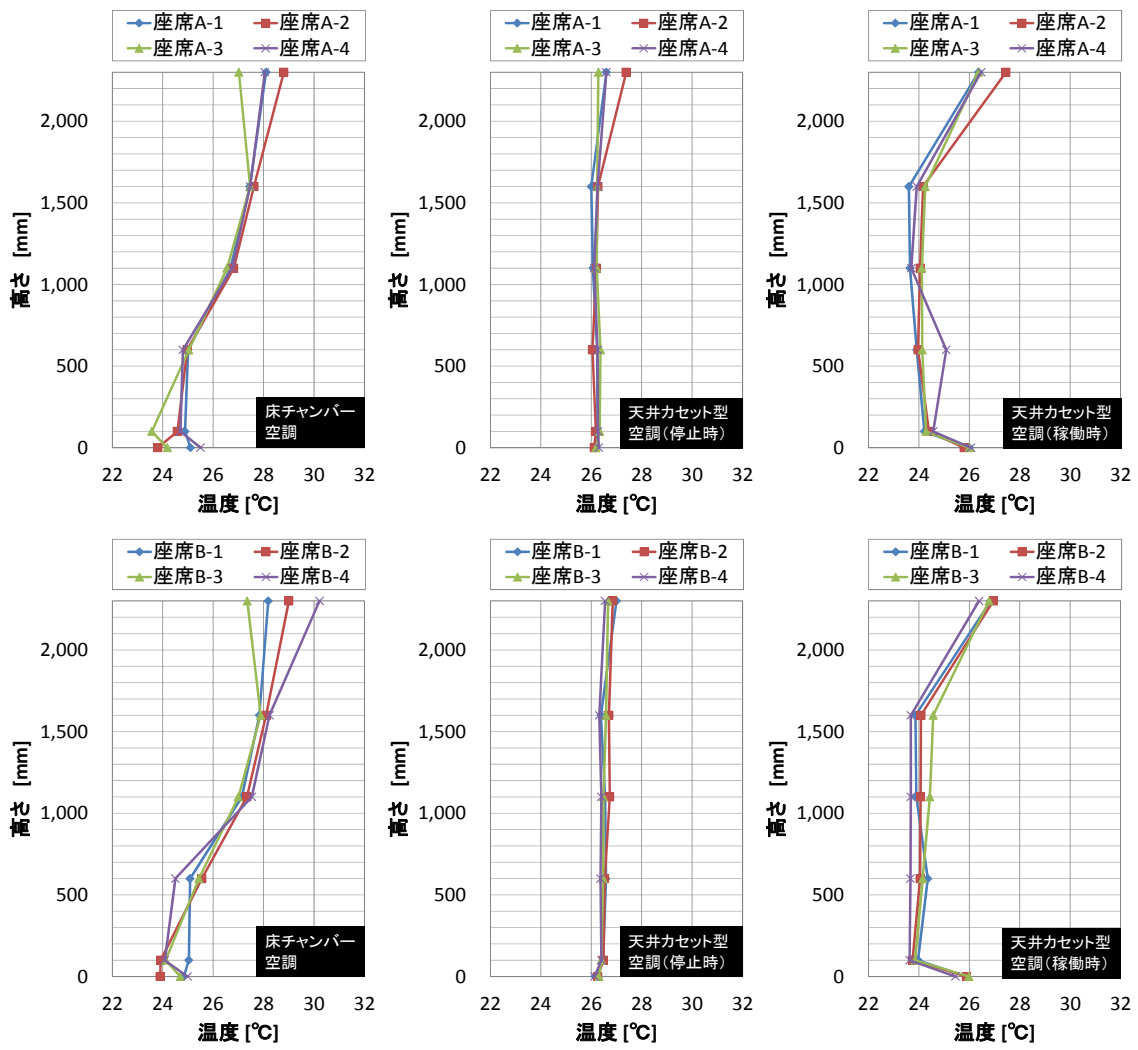


図 2-10 座席ごとの鉛直温度分布(冷房時)

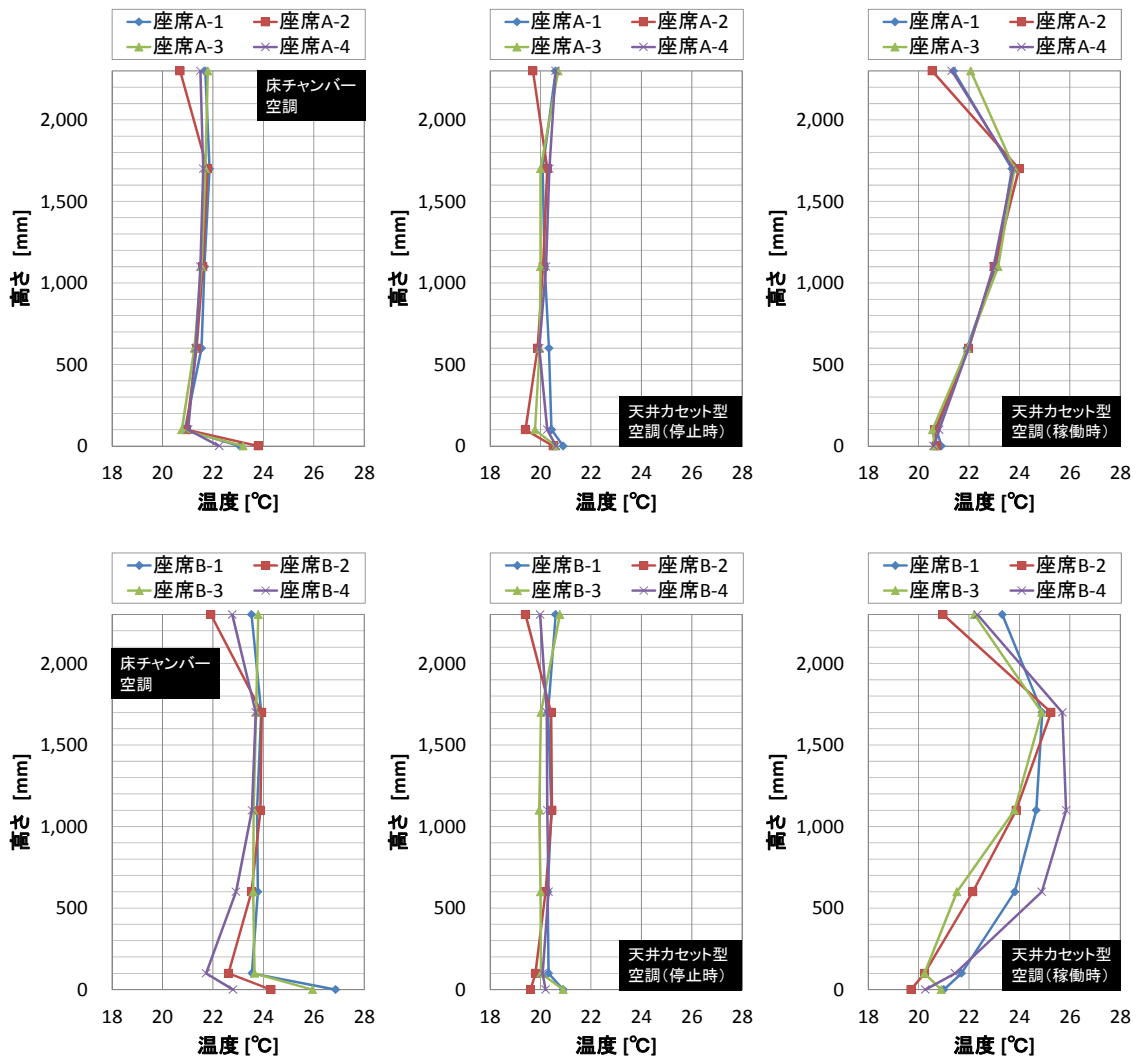


図 2-11 座席ごとの鉛直温度分布(暖房時)

### 2.3.2 床表面温度、風速および相対湿度の実測結果

本節では、居室の快適性に影響を与える床表面温度、風速、相対湿度について分析を行う。分析にあたり、椅子に着座した被験者周囲の高さ 100mm, 600mm, 1,100mm の 3 点の平均温度を計算し、居住域温度とした。

まず、被験者アンケートを行った時点(5分ごとに実験 A では 9 回。実験 B では 12 回)の各座席の床表面温度と居住域温度を図 2-12 に示す。床チャンバー方式と天井カセット型空調では温度に違いがあり、床チャンバー方式では床表面温度に差があるが居住域温度は差が小さく、天井カセット型空調では床表面温度の差は小さく居住域温度の差が大きい<sup>注2)</sup>結果となっている。

冷房時の床表面温度は、床チャンバー方式では居住域温度に比べて最大 2℃程度低いが、天井カセット型空調では同程度か高い点が多い。暖房時の床表面温度は、床チャンバー方式では居住域温度に比べて最大 4℃程度高く、天井カセット型空調では同程度か低い点が多い。このことから、床チャンバー方式では、天井カセット型空調と比べて床表面温度が冷房時は低く、暖房時は高くなることが分かる。

次に、各座席の相対湿度と居住域温度の関係を同様に図 2-13 に示す。冷房時は、床チャンバー方式で 40%~55%、天井カセット型空調で 50%~80%で、床チャンバー方式の方が相対湿度は低い。一方で暖房時は、床チャンバー方式で 20%~40%、天井カセット型空調で 15%~25%となり床チャンバー方式の方が高い。床チャンバー方式の方が、天井カセット型空調に比べて 40%~60%といった快適域に近い相対湿度であるが、これは空調機の実績による違いが表れていると考えられる。

続いて、冷房時のみ測定を行った高さ 600mm における室内の風速について、風速を大きい順に並べたデュレーションカーブを設定温度ごとに図 2-14 に示す。実験 A では、天井カセット型空調は風速が 0.10~0.20m/s が中心、床チャンバー方式は 0.02~0.10m/s が中心となっている。窓面に近い座席を含めた実験 B でも、室中央付近の座席のみの実験 A と同様の傾向となっており、床チャンバー方式は天井カセット型空調に比べ風速が小さいといえる。



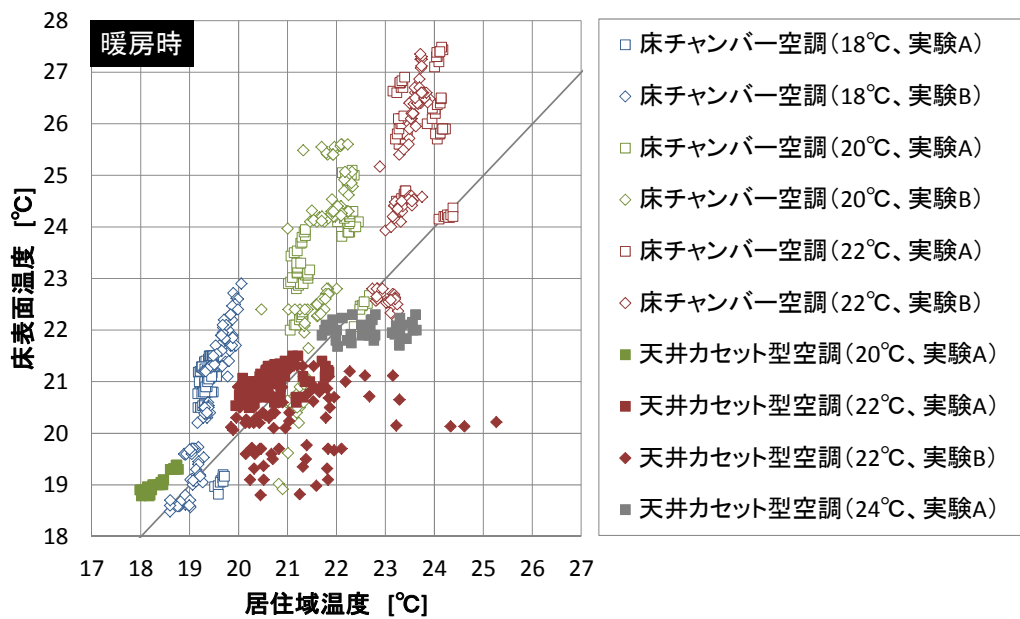
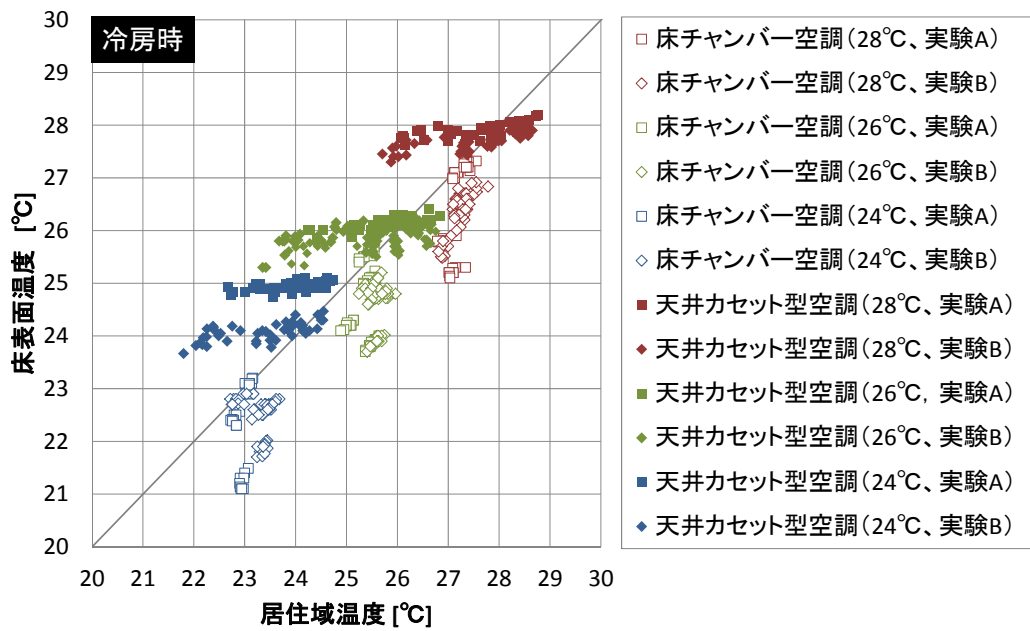


図 2-12 各条件における床表面温度と居住域温度

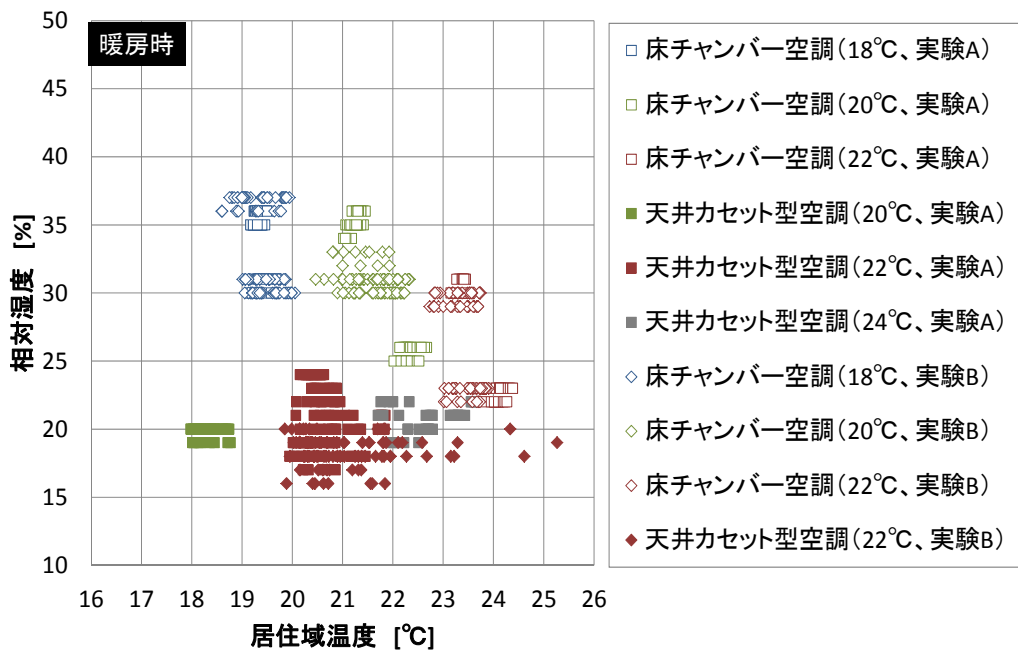
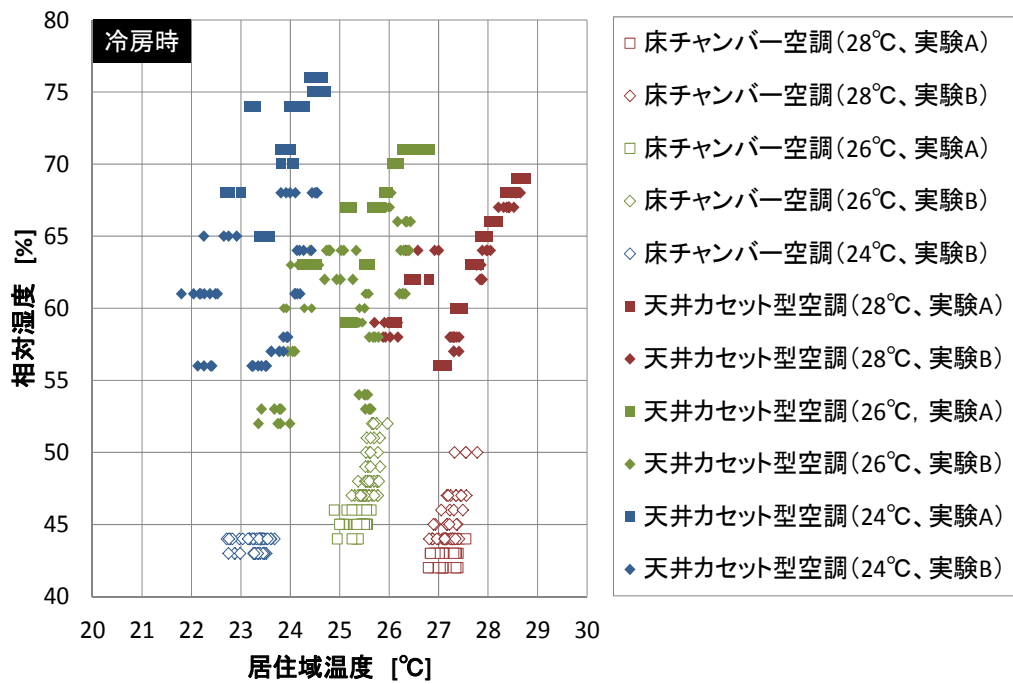


図 2-13 各条件における相対湿度と居住域温度

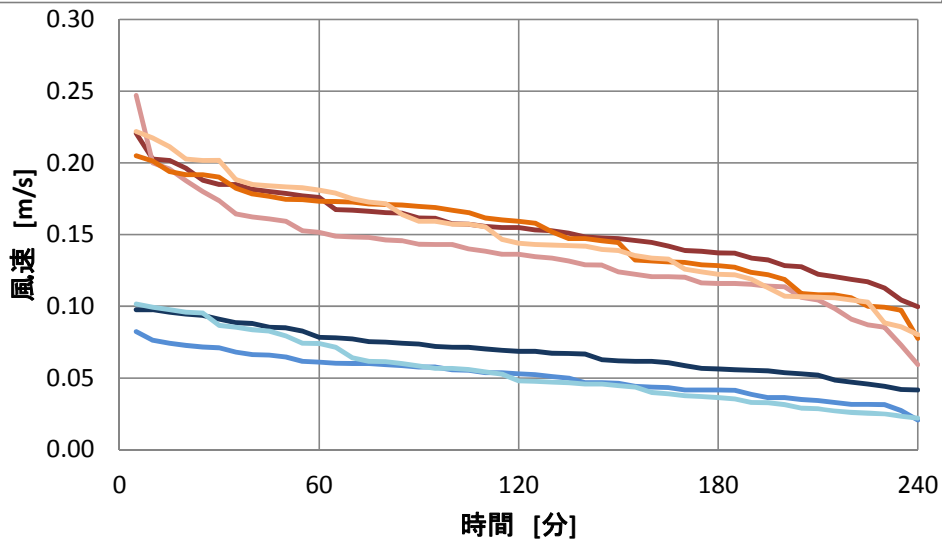
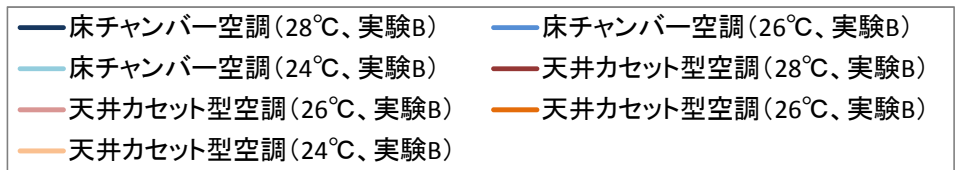
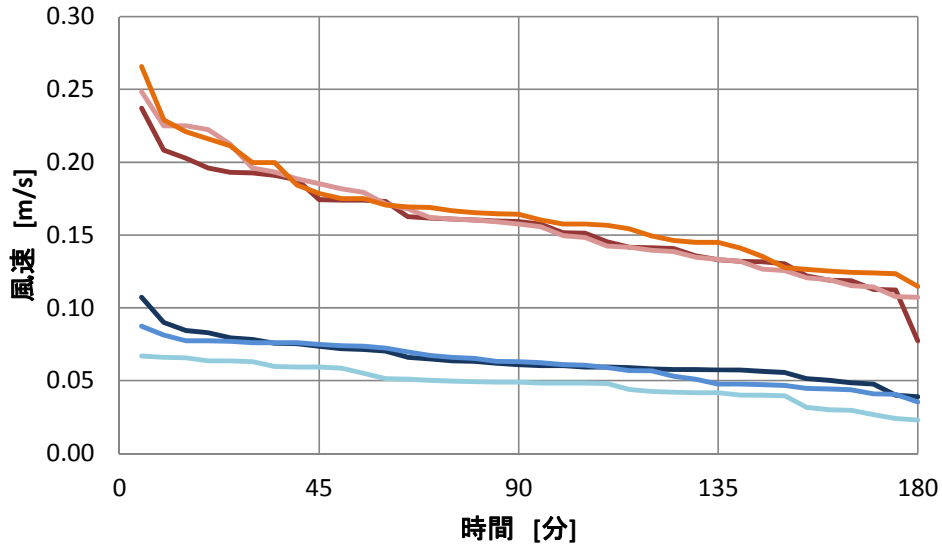
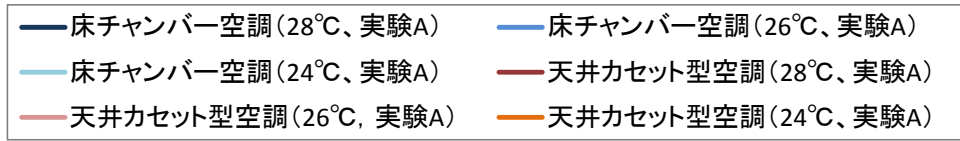


図 2-14 各条件の風速デュレーションカーブ

## 2.4 実測結果とアンケート結果の分析

### 2.4.1 平均放射温度と PMV に関する分析

本節では、実測結果から平均放射温度と PMV(予测温冷感申告: Predicted Mean Vote)を算出し分析を行う。実験中に被験者にアンケートを行った時点での居住域温度と測定された風速<sup>注 3)</sup>、グローブ温度を用いて(2-2)式<sup>30)</sup>より各座席の平均放射温度を求めた。

$$MRT = \theta_g + 2.35\sqrt{v}(\theta_g - \theta) \quad (2-2)$$

図 2-15 に平均放射温度と居住域温度との関係を示す。冷房時についてみると、床チャンバー方式の平均放射温度は、居住域温度に比べて 2℃～3℃程度高いが、天井カセット型空調の平均放射温度と居住域温度の差は 3℃程度以下の点が多く、全体的にみると平均放射温度は床チャンバー方式の方が高い。床チャンバー方式は、床表面温度が居住域温度より低い、上下温度差が大きく天井表面温度や窓面の上部の温度が居住域温度より高くなり、結果として平均放射温度が高くなったと考えられる。

暖房時は、床チャンバー方式と天井カセット型空調共に平均放射温度は居住域温度と比べ±2℃程度の範囲が多い。床チャンバー方式は、床表面温度が居住域温度に比べて高かったが、平均放射温度は天井カセット型空調とさほど変わらなくなっている。床チャンバー方式では、暖房時は南北窓面に近い座席で高さ 600mm 以下の温度が低かったことを考慮すると、今回の実験では窓面が大きかったため、窓面からのドラフト等の影響が原因だと考えられる。

続いて、実測および計算された居住域温度、平均放射温度、湿度、風速を用いて、PMV 計算プログラム PMV\_CAL<sup>31)</sup>により PMV を算出した<sup>注 4)</sup>。実験中に被験者にアンケートを行った時点での PMV と居住域温度の関係を図 2-16 に示す。冷房時の床チャンバー方式は、天井カセット型空調に比べて PMV が若干大きくなっている。床チャンバー方式は、平均放射温度が大きいことや風速が小さいことが影響し、天井カセット型空調に比べて PMV が大きくなったと考えられる。一方で、暖房時は、床チャンバー方式と天井カセット型空調に大きな差はなく、両者に明確な差が見られない結果となった。

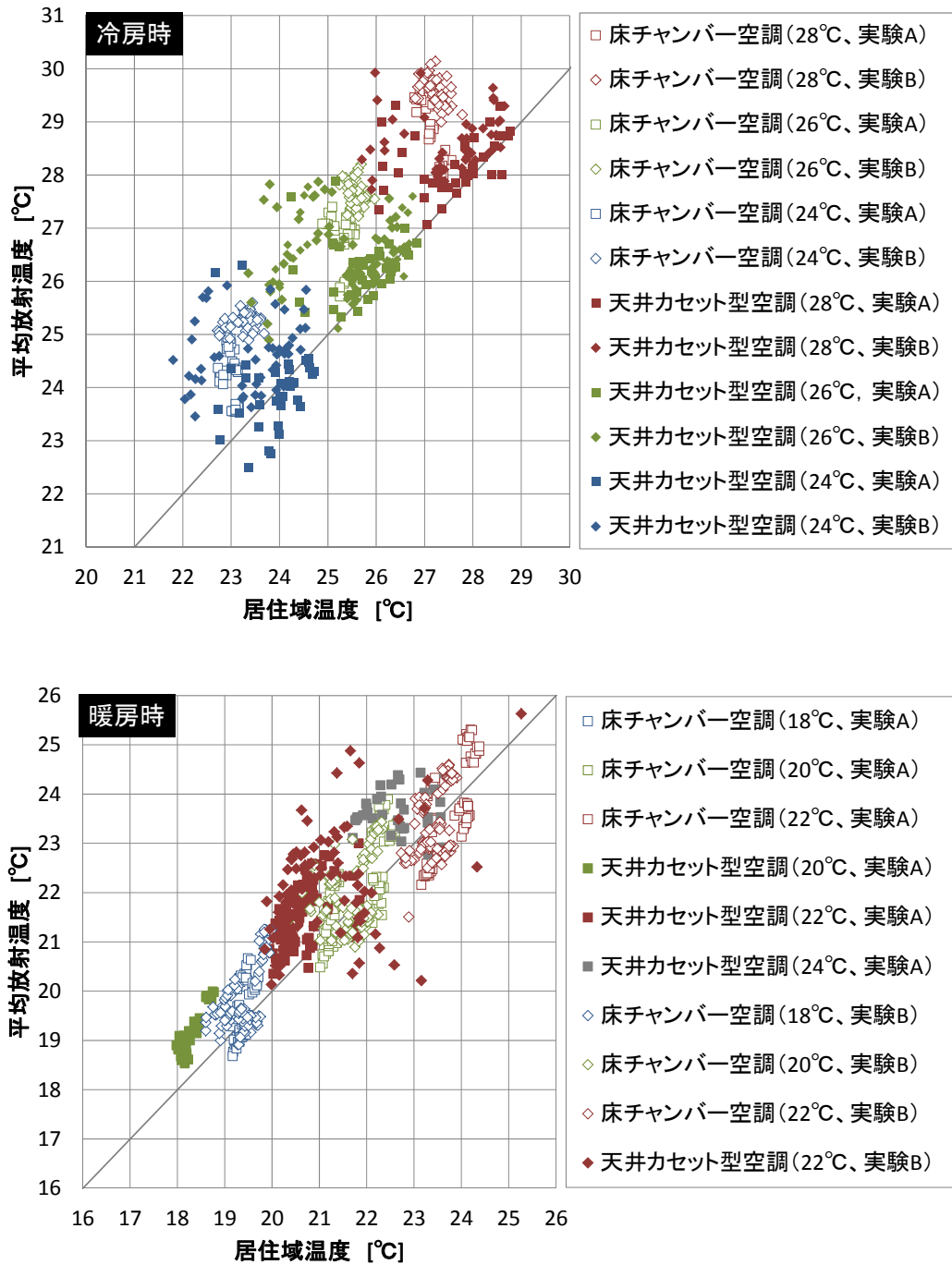


図 2-15 各実験における平均放射温度と居住域温度

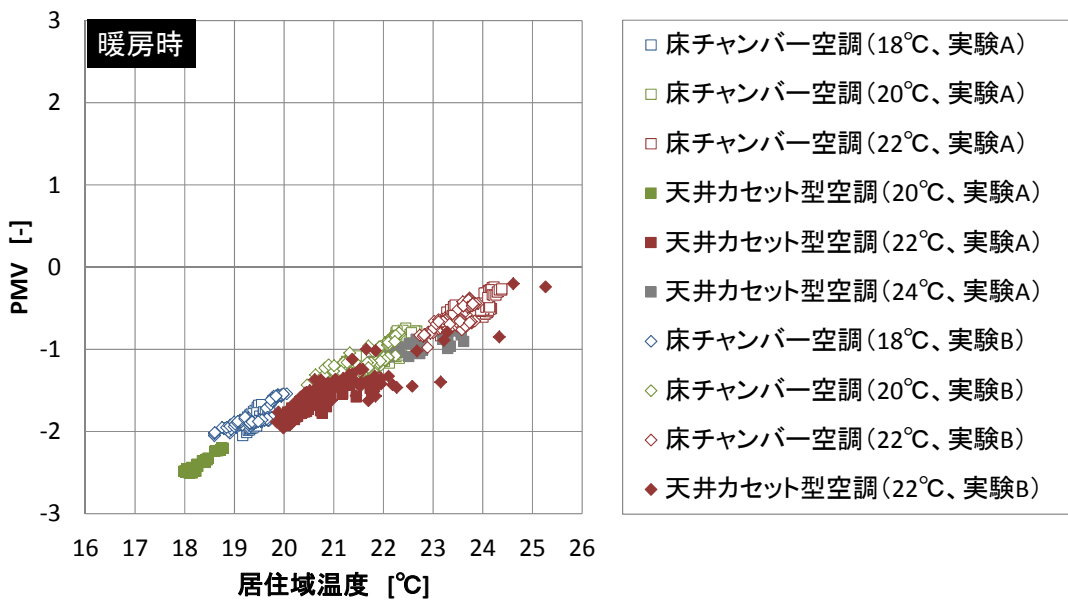
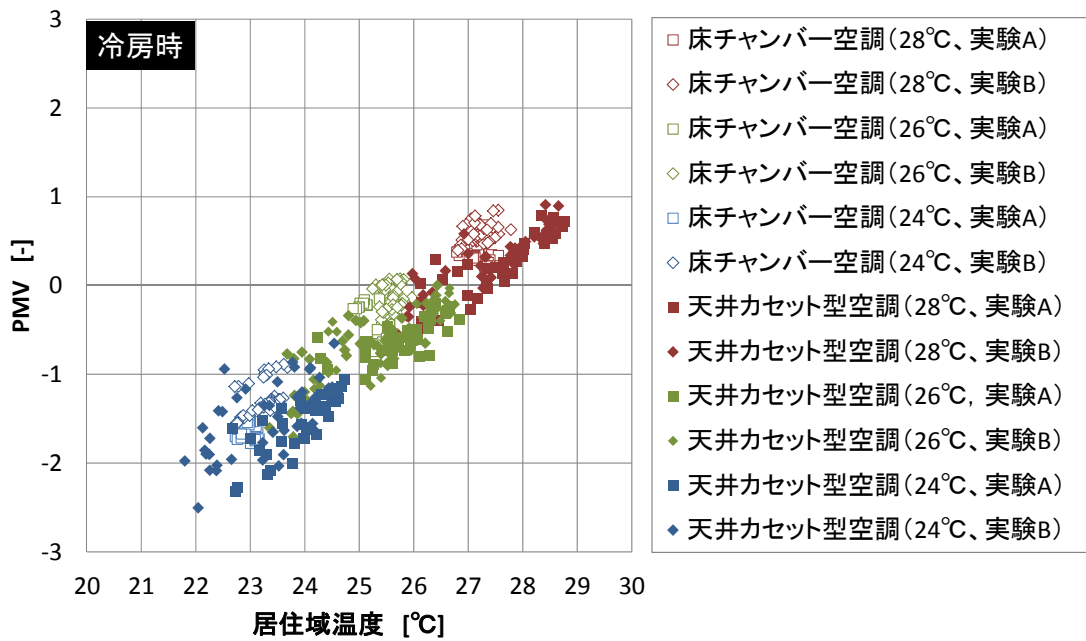


図 2-16 各実験における PMV と居住域温度

#### 2.4.2 平均皮膚温度と温冷感に関する分析

実測結果から、被験者の平均皮膚温度と、被験者アンケートのうち温冷感について分析を行う<sup>註5)</sup>。まず、被験者アンケートを行った時点での被験者の平均皮膚温を図 2-17 に示す。

冷房時は、床チャンバー方式と天井カセット型空調共に居住域温度が高くなるほど平均皮膚温度は高く、両者に相関関係が認められる。床チャンバー方式は天井カセット型空調を比べて同じ居住域温度であっても被験者の平均皮膚温度が高い点があり、平均放射温度が高いことや風速が小さいことが影響しているものと考えられる。暖房時は、床チャンバー方式では平均皮膚温度が30℃以下と低くなっている点もあるが、それ以外では居住域温度と平均皮膚温度には明確な相関関係は認められず、天井カセット型空調との差も小さい。

次に、被験者アンケートを行った時点での冷房時の被験者の温冷感申告と居住域温度との関係を図 2-18 に示す。温冷感申告については、「寒い」から「暑い」までの7段階の申告を-3から3までの数値に置き換えた。居住域温度が高いほど温冷感申告は高く、相関関係がみられる。床チャンバー方式と天井カセット型空調を比べると床チャンバー方式の方が温冷感申告は高く、こちらも平均放射温度が高いことや気流が少ないことが原因だと考えられる。

また、図 2-19 に暖房時の被験者の温冷感申告と居住域温度の関係を示す。暖房時については、平均皮膚温度と同様に床チャンバー方式と天井カセット型空調との差は、あまり表れていない。

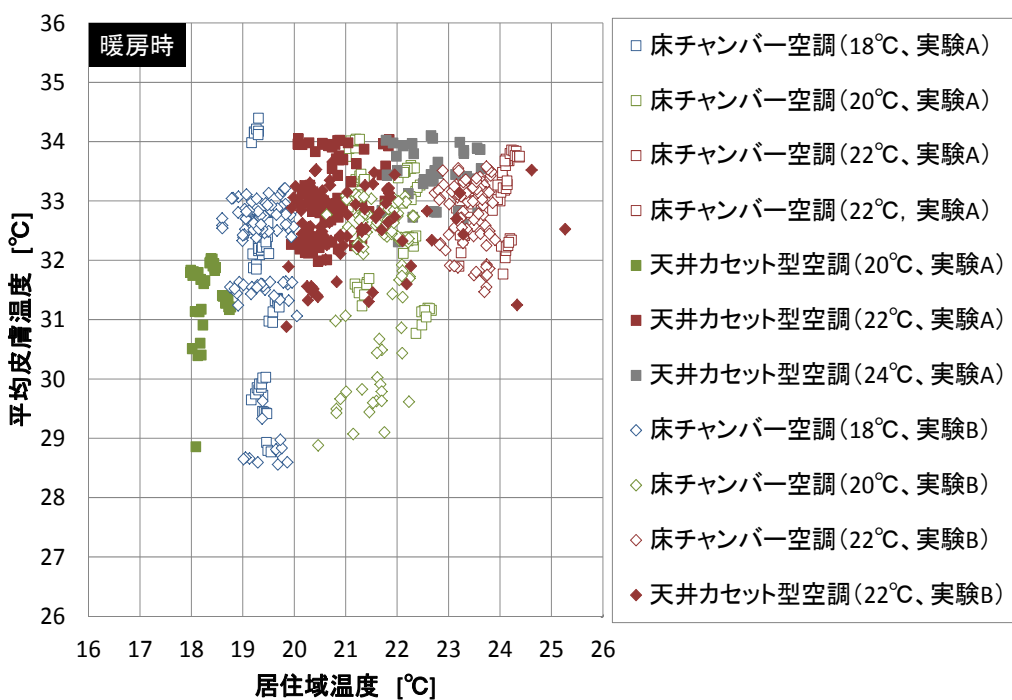
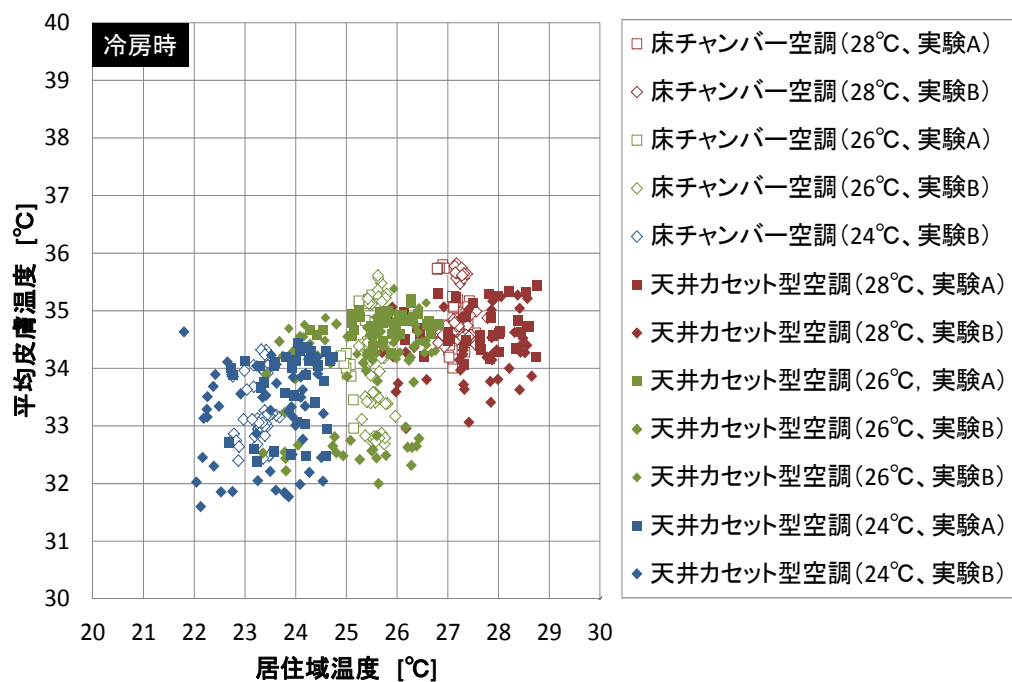


図 2-17 各実験における平均皮膚温と居住域温度



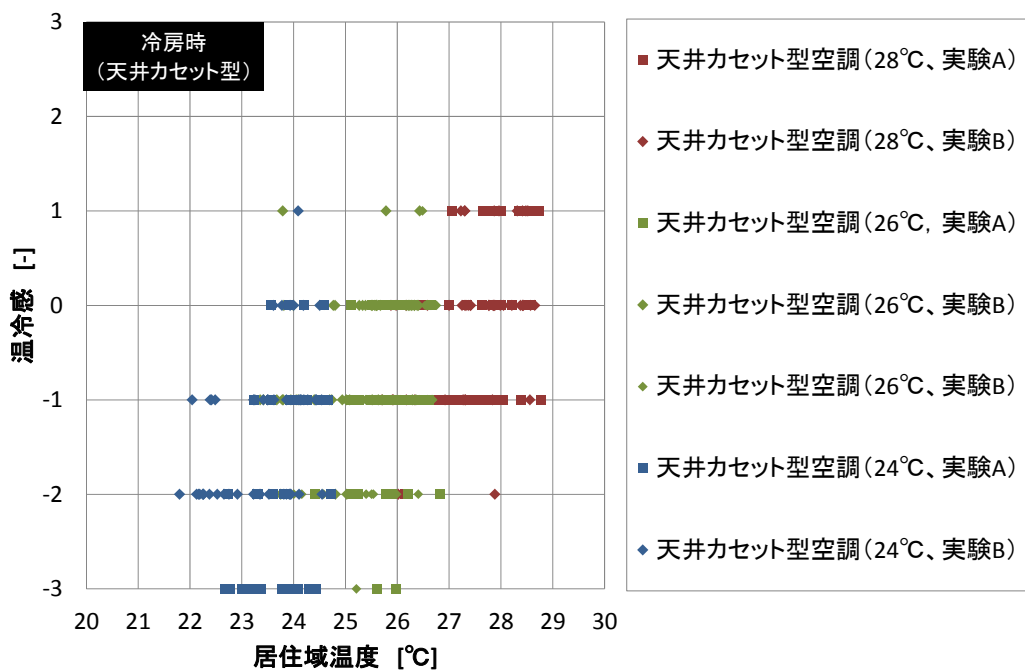
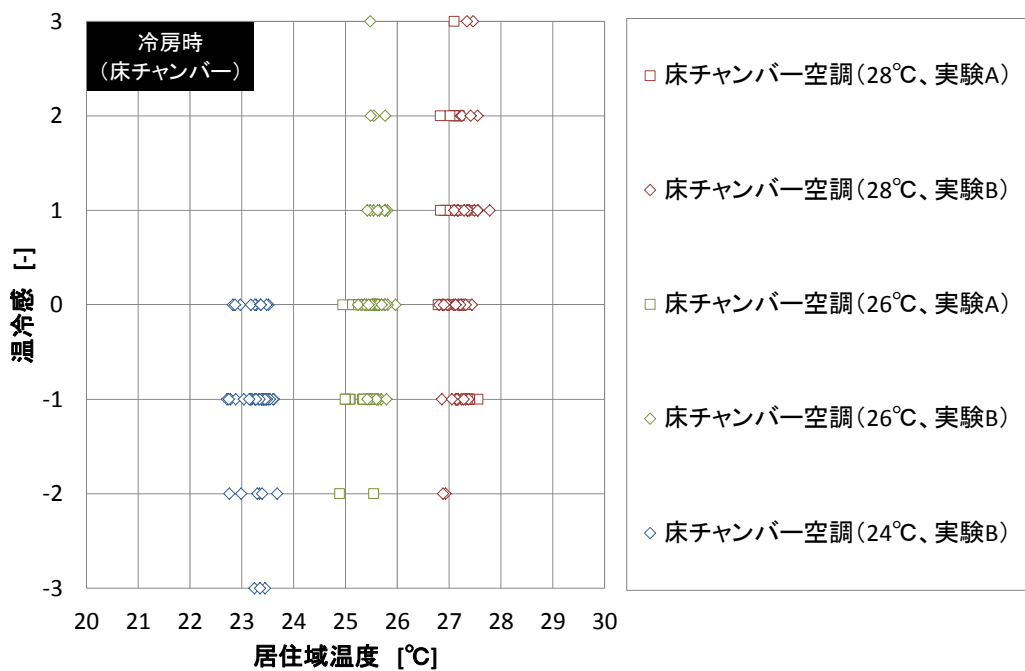


図 2-18 各実験における温冷感申告と居住域温度 (冷房時)

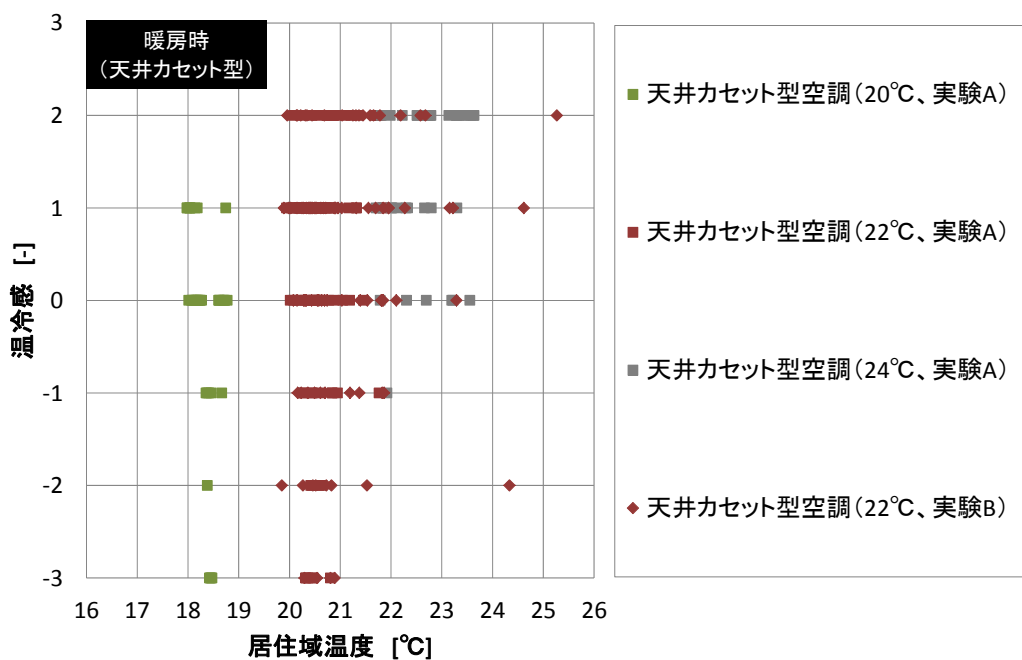
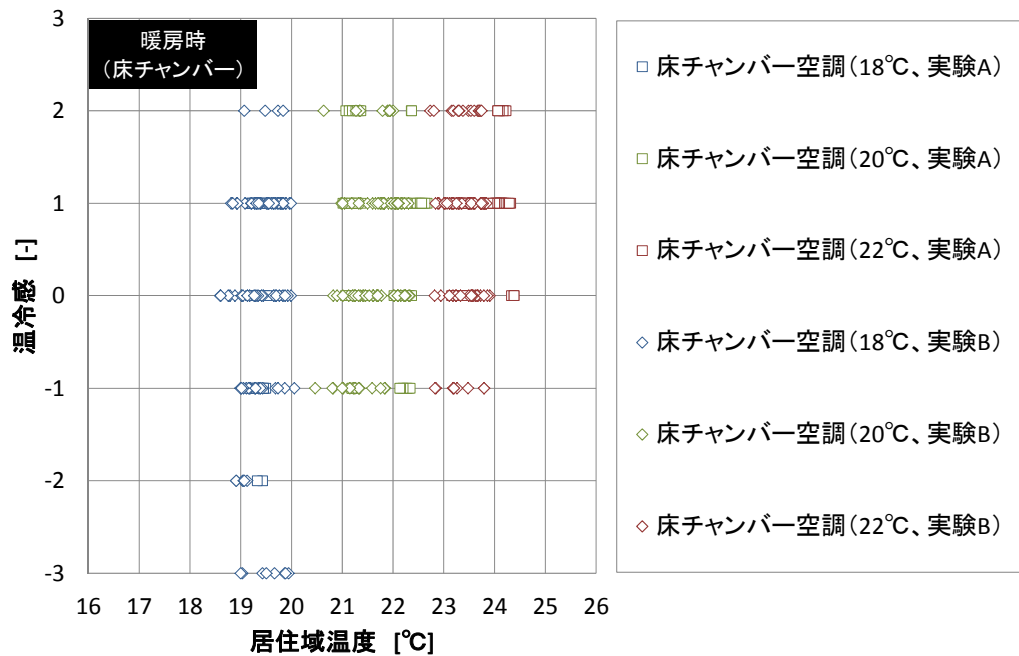


図 2-19 各実験における温冷感申告と居住域温度 (暖房時)

## 2.5 本章のまとめ

床チャンバー方式と通常方式である天井カセット型空調が導入された実験室において、エアコンを暖房および冷房運転させ、居室の温熱環境を実測すると共に、被験者に温熱環境に関するアンケートを行った。その結果、下記の点が明らかとなった。

### (1) 居室内の温度の時間変動と、空間分布

- (ア) 天井カセット型空調は、空調機の稼働状況で居室の温度が 3°C~5°C 程度変動したが、床チャンバー方式では室内各所の温度変動は小さかった。
- (イ) 天井カセット型空調は、暖房時の空調機運転時に上下温度差が最大 6°C と大きくなったがそれ以外の状態では、上下温度差は小さかった。一方、床チャンバー方式では、夏期冷房時に上下温度差が大きくなったが、冬期暖房時には上下温度差は小さくなった。

### (2) 床チャンバー方式による床表面温度

- (ア) 床チャンバー方式は、冷房時、暖房時ともに床表面温度に差があり、高さ 600mm 以下の空気温度にも差が生じている。
- (イ) 床チャンバー方式における床表面温度を居住域温度と比べると、冷房時は低く暖房時は高くなり、空調された空気が床下空間を通過することにより床表面温度に変化が表れた。

### (3) 居室内の風速

冷房時に測定した室内風速は、天井カセット型空調は 0.15m/s 程度であったが、床チャンバー方式は 0.1m/s 以下で、床チャンバー方式の方が小さくなった。

### (4) 平均放射温度と PMV, 温冷感申告

- (ア) 床チャンバー方式では、床表面温度が冷房時は低く、暖房時は高くなったが、平均放射温度では、天井カセット型空調と比べ、冷房時は高く、暖房時は同等程度となった。冷房時の上下温度差や窓面の温度に影響などが原因として考えられる。
- (イ) 床チャンバー方式と天井カセット型空調における PMV や温冷感申告を比べると、冷房時は床チャンバー方式の方が高い(暑い)傾向があったが、暖房時は両者に明確な差は見られなかった。

今回の実験では、床チャンバー方式は冷房時に上下温度差が大きくなり、暖房時については、天井カセット型空調との差が明確とならなかったが、断熱性を高めてより住宅に近い居室を対象としてエネルギー消費も含めた検討などを行い、設計に必要な知見を集積していく必要がある。

## 第3章 実大実験室における温熱環境の実測

### 3.1 本章の目的

本章では、高断熱化された実大実験室において、床チャンバー方式と壁掛エアコンによる暖房時の温熱環境や運転特性の比較を行う。床チャンバー方式は、床下を給気経路として活用するため、暖房時は床表面温度が他の方式と比べて高くなって快適性の向上が期待できる。本章では、その点に着目し、床チャンバー方式の条件の他に汎用的な壁掛エアコンを通常の窓上の位置に設置した条件、居室を下方から温めることを想定した通常より低い位置に設置した合計3条件を比較して居室への吹出位置の違いによる温熱環境の差を分析して、前章での結果に加え床チャンバー方式の設計法確立に必要な知見を取りまとめる。

まずエアコンの処理熱量を推定するためのエアコン風量を計測した上で、エアコンを定常運転およびスケジュール運転させ、実現された温熱環境やエアコンの運転特性を比較した。また、気流可視化装置を用いて気流の可視化を行い、気流に関する特性を取りまとめた。なお、エアコンによる全館空調を行う際には、住宅の断熱性能を高めることが必須であるため、断熱改修により高断熱化された実験室にて実測を行った。

## 3.2 温熱環境実測の概要

### 3.2.1 実験室の概要

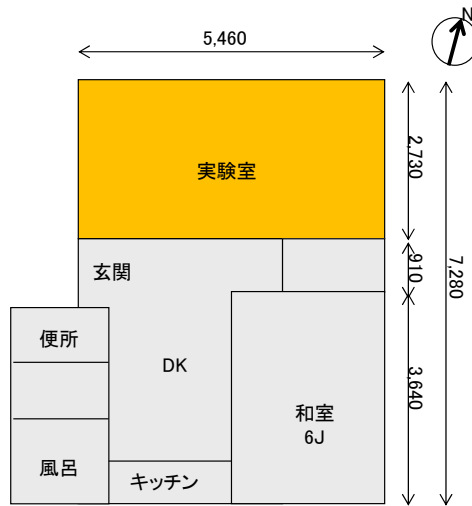
実測にあたって、実際の集合住宅の一部を高断熱化した実験室に改修して気流および温熱環境を実測できる実験室を構築した。実験対象の建物は、東京都杉並区にある図 3-1 示す鉄筋コンクリート造 4 階建ての建物であり、最上階の住戸の一部で実験を行った。対象住戸の間取りは図 3-2 の通りで、日射の影響などの影響が少ない住戸の北側を実験室に改修して実験を行った。

実験室は図 3-3 および図 3-4 のように、幅 5,120mm(内寸)、奥行 2,460mm(内寸)の 14.9 m<sup>2</sup> である。壁(一部を除く)、床、天井はコンクリートとなっており、壁は室内側から 50mm、天井は室内側から 100mm、床はスラブ下の下階の天井に 50mm のグラスウールが貼り付けられ、断熱性が高められている。実験室の窓は、単板ガラスのスチールサッシであったが、サッシにプラスチックダンボールを粘着テープで貼り付け、断熱性と気密性が高められている。実験室は高さ 150mm の乾式二重床となっており、二重床を支える束の上に、20mm のパーティクルボード、12mm の合板が敷き詰められている。なお、床下の気密を確保するため、パーティクルボードの目地は粘着テープで塞がれている。

実験室内には、表 3-1 示す合計 3 台のエアコンが設置され、3 条件の吹出位置の違いによる温熱環境やエアコンの運転特性を比較できるようになっている。壁掛エアコンは、図 3-5 のように窓上の高さ 2,350mm と床上の高さ 450mm に設置されていて、さらに表 3-2 および図 3-6 に示す壁掛エアコンと送風ファンをユニット化した床チャンバーエアコンが設置され、エアコンで空調した空気を送風ファンで床下に送り込み、床吹出口から吹出すことができるようになっている。図 3-7 から図 3-8 に実験室の写真を示す。なお、エアコンは、なるべく温度制御以外の機能を搭載していない機種を選定し、温度制御以外のエアコンの挙動が温熱環境に影響しないよう留意した。



図 3-1 実験対象の建物



間取図

図 3-2 実験対象住戸の間取り

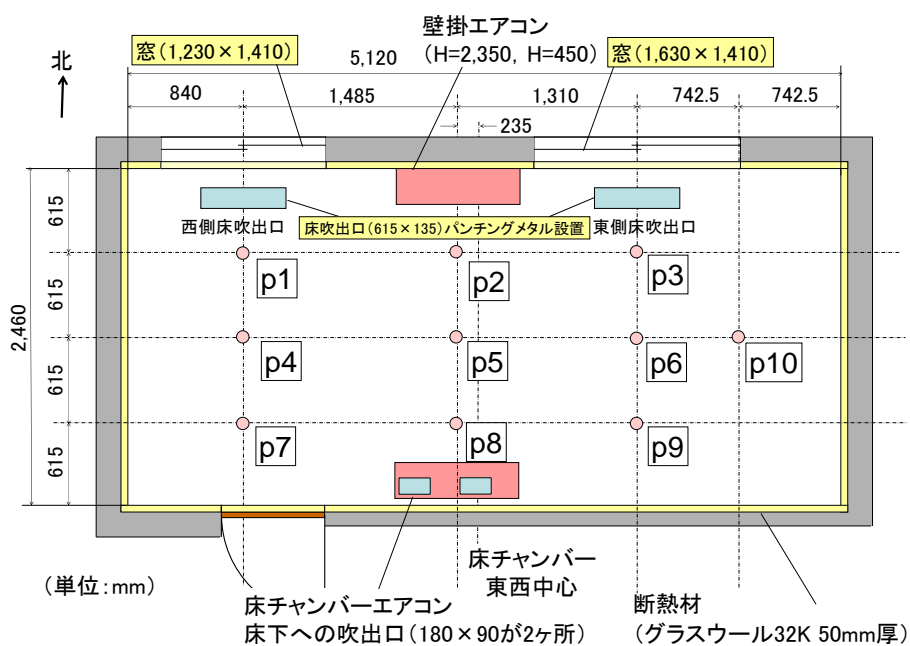


図 3-3 実験室の平面図

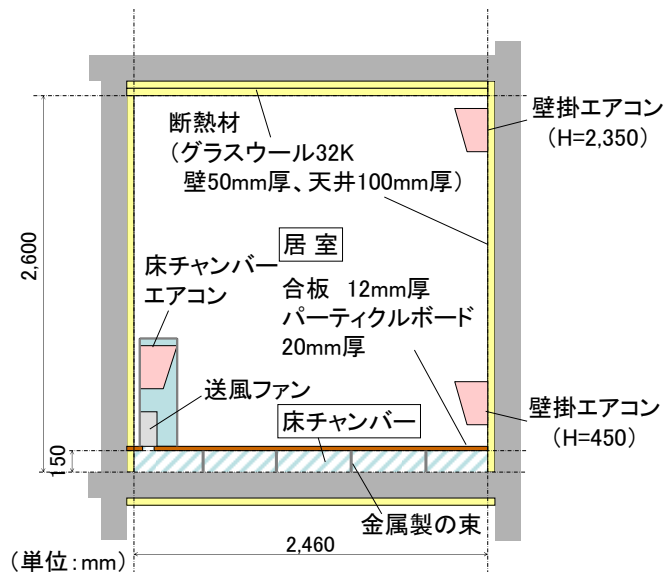


図 3-4 実験室の断面図

表 3-1 エアコンの仕様

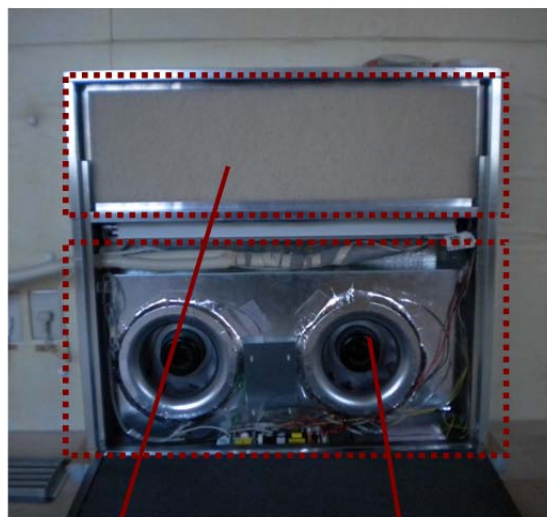
	床チャンバーエアコン 壁掛エアコン(H2,350)	壁掛エアコン(H450)
メーカー	P社	M社
型番	CS-286XB/S	MSZ-SV28T
電源	単相100V	単相100V
定格冷房能力	2.8kW	2.8kW
定格冷房消費電力	445W	595W
定格暖房能力	3.6kW	3.2kW
定格暖房消費電力	570W	630W
期間消費電力量	891kWh	1,220kWh



図 3-5 壁掛エアコン(H=2,350, H=450)

表 3-2 送風ファンの仕様

電圧	直流24V
電圧範囲	16V~28V
風量	1140m <sup>3</sup> /h
回転数	2540rpm
電力	93W
電流	4.3A
発生音	73dB(A)
質量	2.0kg



壁掛エアコンを組み込み ファン

図 3-6 床チャンバーエアコン





図 3-7 実験室の状況



図 3-8 実験室の各部の状況

### 3.2.2 実測の概要

表 3-3 および表 3-4 に示す条件でエアコンを運転させて温度を実測した。表 3-3 に示す条件の実測から暖冷房時の上下温度分布の分析を行い、2 章の結果とあわせて断熱条件による上下温度分布について考察する。表 3-4 に示す条件の実測から、暖房時の室内温度分布を分析した。運転方式は、24 時間以上一定の設定温度で運転する定常運転と、6 時～10 時、12 時～14 時および 16 時～24 時にエアコンを運転するスケジュール運転の 2 方式とした。

実験室には図 3-9 に示すような測定点を設け、1 分間隔で実測を行った。室内の温熱環境を実測するため、図 3-10、図 3-11 に示すように P1 から P10 の測定点を設け、スラブ表面(SL+0)、床チャンバー内(SL+75)、床裏面(SL+150)、床表面(FL+0)、居室内の鉛直温度分布(FL+100, FL+600, FL+1, 100, FL+1, 600, CL)の温度と、東西南北面と窓表面の温度と熱流を実測した。また、エアコンの運転特性を把握するため、床チャンバーエアコンではエアコン吸込口と床下への吹出口および東西にある床吹出口で温度や風速を、壁掛エアコンでは、エアコン吸込口とエアコン吹出口で温度や風速を実測した。

実測に使用した測定器の仕様を表 3-5 に示す。実測にあたっては、データの回収とエアコンやファンの遠隔起動停止のため図 3-12 に示すネットワークを構築した。なお、分析にあたっては、実測データの 10 分間および 1 時間の平均値を用いた。

表 3-3 運転条件(上下温度分布)

条件	エアコン	運転方式	設定温度	風量	風向	測定日
条件_床_冷	床 チャンバーエアコン	定常	25℃	小	-	2011/7/17
条件_床_暖		定常	22℃	小	-	2010/12/19
条件_上_冷	壁掛エアコン(H=2,350)	定常	22℃	小	下	2011/6/29
条件_上_暖		定常	22℃	小	下	2011/2/7

※各条件とも、実測の前に24時間以上助走運転を実施。

表 3-4 運転条件(室内温度分布)

条件	エアコン	運転方式	設定温度	風量	風向	測定日
条件_床_小	床チャンバーエアコン	定常	22℃	小	-	2010/12/19
条件_床_中		定常		中	-	2011/1/22
条件_床_大		定常		大	-	2011/1/9
条件_床_ス		スケジュール	20℃	小	-	2011/2/11
条件_上_小	壁掛エアコン(H=2,350)	定常	22℃	小	下	2011/2/7
条件_上_大		定常	22℃	大	下	2011/1/18
条件_上_ス		スケジュール	20℃	大	下	2011/2/22
条件_下_平	壁掛エアコン(H=450)	定常	23℃	小	水平	2011/1/30
条件_下_下		定常		小	下	2011/2/2
条件_下_ス		スケジュール	21℃	小	下	2011/2/26

※各条件とも、実測の前に24時間以上助走運転を実施。

【機器特性】

	床 チャンパー エアコン	床吹出し口 (西)	床吹出し口 (東)	壁掛 エアコン (H=2,350)	壁掛 エアコン (H=450)
吸込	○/☆	—	—	○/☆	○/☆
吹出	○	○/☆	○/☆	○	○

【鉛直・水平温度分布】

		P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10
天井面	CL	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
居室	FL+2,450	-	○	-	○	○	○	-	○	-	-
居室	FL+2,100	-	○	-	○	○	○	-	○	-	-
居室	FL+1,600	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
居室	FL+1,100	○	○	○	○/☆	○	○	○	○	○	○/☆
居室	FL+600	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
居室	FL+100	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
床表面	FL+0	◎	○	◎	○	◎	○	○	○	◎	◎
床裏面	SL+150	◎	○	◎	○	◎	○	○	○	◎	◎
床チャンパー内	SL+75	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
スラブ表面	SL+0	◎	○	◎	○	◎	○	○	○	◎	◎

【各方位表面】

	東	西	南	北
コンクリート面	◎	◎	◎	◎
断熱材表面(居室)	○	○	○	○
断熱材表面(床チャンパー内)	○	○	○	○

【天井面】

	天井
コンクリート面	◎

【窓面】

	窓
窓表面	◎

【周辺温度】

	周辺温度
実験室	○
隣室	○
下階1	○
下階2	○
外気(北側)	○
外気(南側)	○

※◎:熱流・温度、○:温度、☆:風速 を測定

図 3-9 測定点一覧

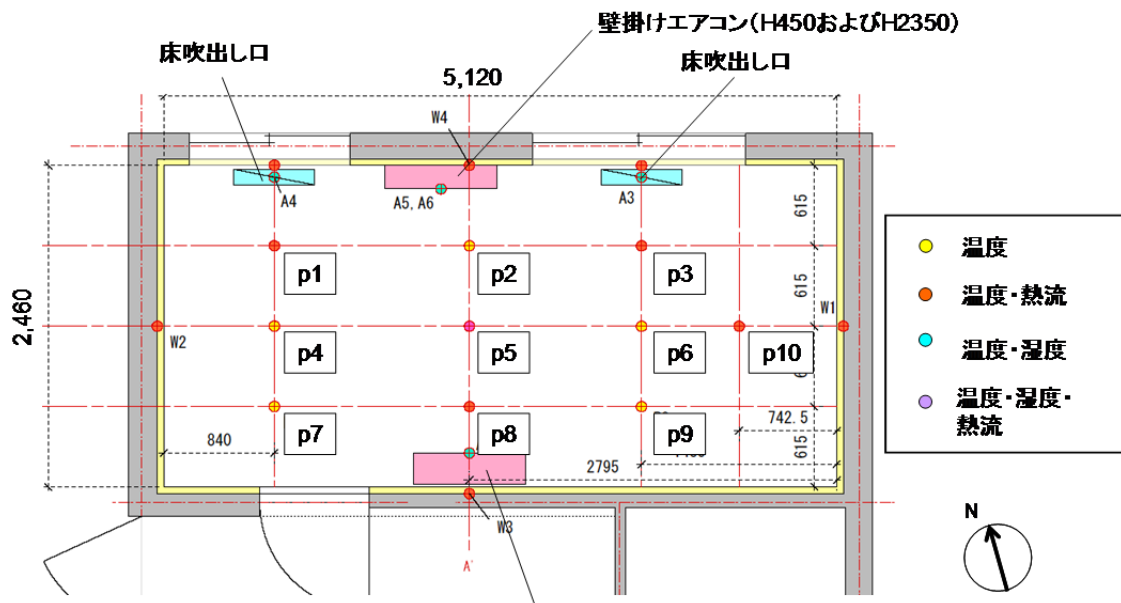


図 3-10 実験室測定点(平面図)

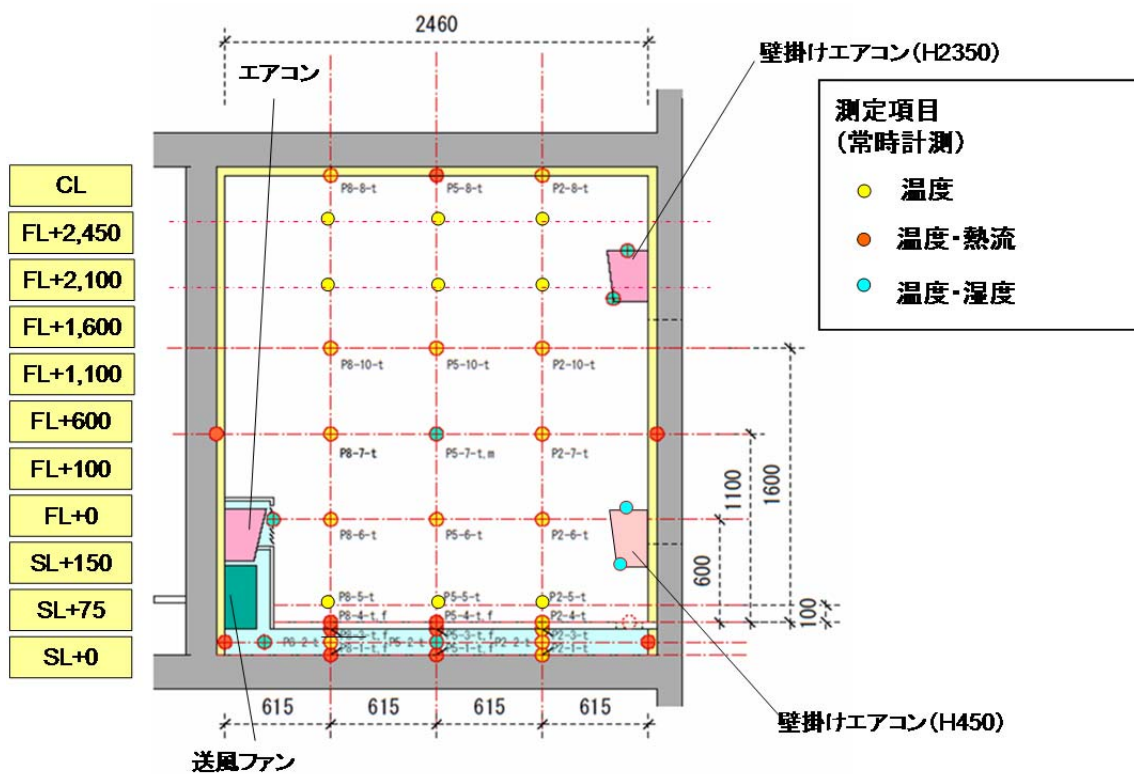


図 3-11 実験室測定点(断面図)

表 3-5 測定器の仕様

項目	機器
風速	本体:KANOMAX 多点風速計 Model1560 プローブ:KANOMAX 無指向性 球状プローブ 0965-03 (風速1m/s,90%応答 約7秒)
温度	T型熱電対
熱流	熱流センサー:江藤電気 M55A
温湿度	温湿度ロガー:T&D RTR-53A

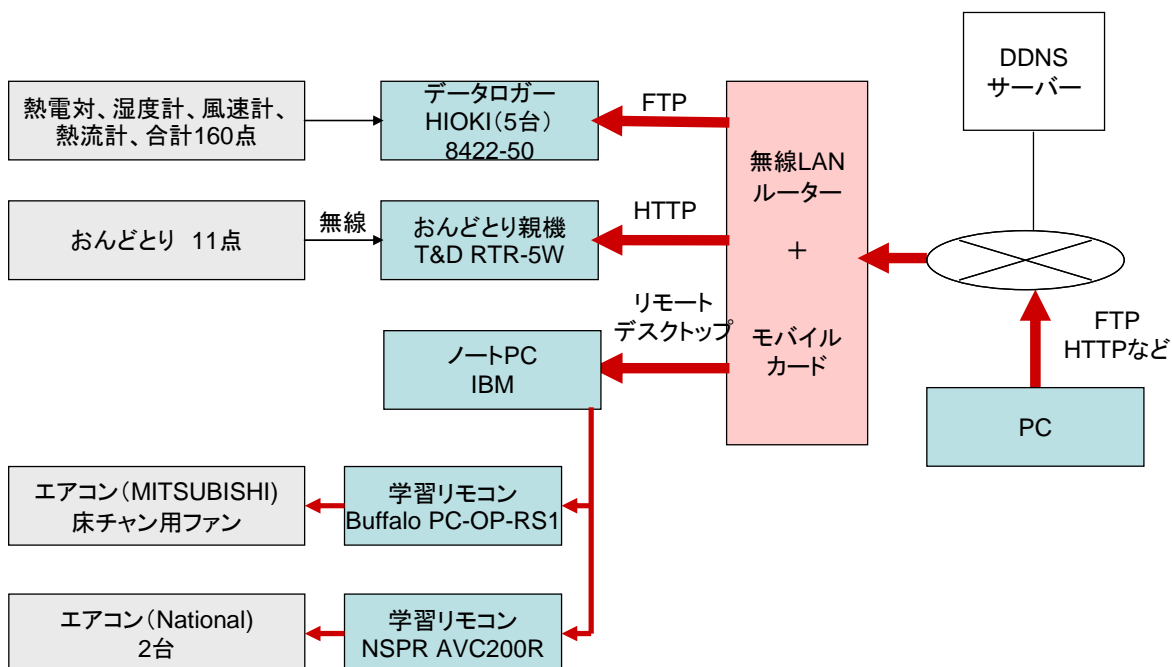


図 3-12 実験室に構築したネットワーク

### 3.3 エアコン風量の計測と計測結果

#### 3.3.1 エアコン風量の計測概要

エアコンの運転特性を分析するにあたって、エアコンの風量を把握する必要がある。エアコン風量は他の計測と同時に行うことが困難であるため、床吹出口やエアコン吸込口の風速とエアコン風量を計測してあらかじめ両者の関係を求めておき、後に風速の実測値からエアコン風量を求めることとした。風速とエアコン風量の計測は、図 3-13 および図 3-14 に示す受風ボックスを使用した計測方法<sup>32), 33)</sup>で行った。

床チャンバーエアコンでは、図 3-13 に示すように受風ボックスをエアコンの吸込口に設置し、風量調整および風量実測機構を持つダクト・ファンを接続して、受風ボックス内と居室の差圧が 0 となるように送風ファンの周波数を調整し、受風ボックスとファンを連結するダクトを通過する風量を実測した。その際に、エアコンの設定風量を大・中・小の 3 通りに変更して、各条件の風量と床吹出口の風速を実測した。壁掛エアコンでは、図 3-14 に示すようにエアコン吹出口に受風ボックスを設置し、床チャンバーエアコンと同様に風量とエアコン吸込口の風速を計測した。計測時の様子を図 3-15 に、本計測に使用した機器を表 3-6 に示す。



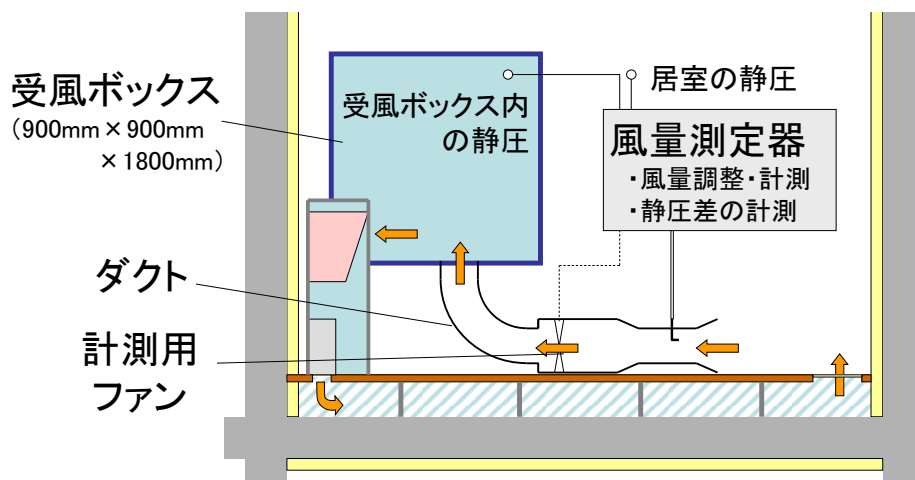


図 3-13 床チャンバーエアコンの風量実測概要

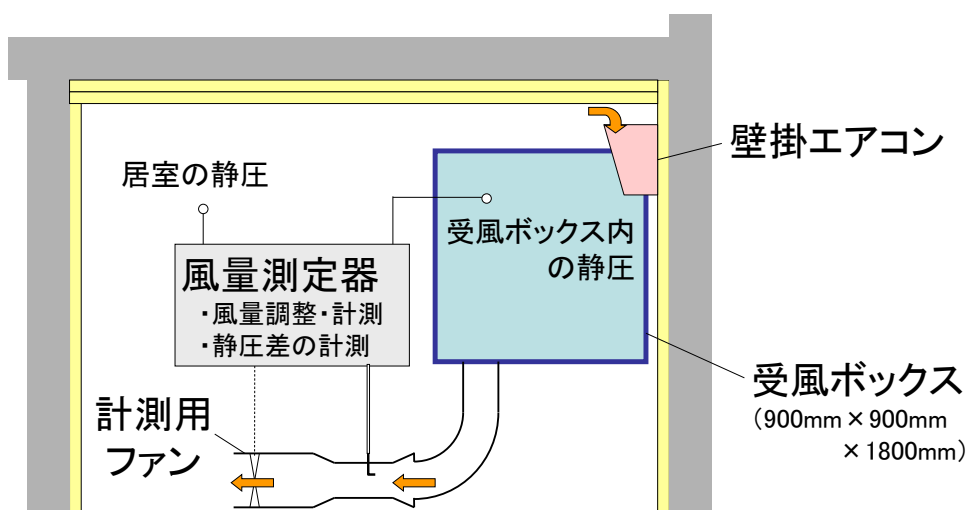


図 3-14 壁掛エアコンの風量実測概要



図 3-15 エアコン風量の実測状況

表 3-6 風量実測に使用した機器

項目	機器
風量	コーナー札幌製 住宅用機密実測器 KNS-4000II 1台
風速	KANOMAX 製 多点風速計 Model1560 1台
ロガー	HIOKI 製 メモリハイロガー 8422-50 1台

### 3.3.2 エアコン風量の実測結果

床チャンバーエアコンについては、東西 2 つの床吹出口風速とエアコン風量との関係を、壁掛エアコンについては、エアコン吸込風速とエアコン風量の実測結果を整理し、回帰直線と共に図 3-16 に示す。床チャンバーエアコン、壁掛エアコン共にエアコン風量は床吹出口風速やエアコン吸込口風速にほぼ比例している。床チャンバーエアコンは、西側床吹出口の風速から求めた回帰式のほうが、わずかに決定係数が高かった。そのため、エアコン風量の推定は床チャンバーエアコンでは西側床吹出口風速による (3-1)式を用い、壁掛エアコンでは、それぞれ (3-2)式および (3-3)式を用いることとする。

$$\text{床チャンバーエアコン} \quad Q_a = 153.68v_w \quad (3-1)$$

$$\text{壁掛エアコン(H=2, 350)} \quad Q_a = 309.14v_w \quad (3-2)$$

$$\text{壁掛エアコン(H=450)} \quad Q_a = 288.10v_w \quad (3-3)$$

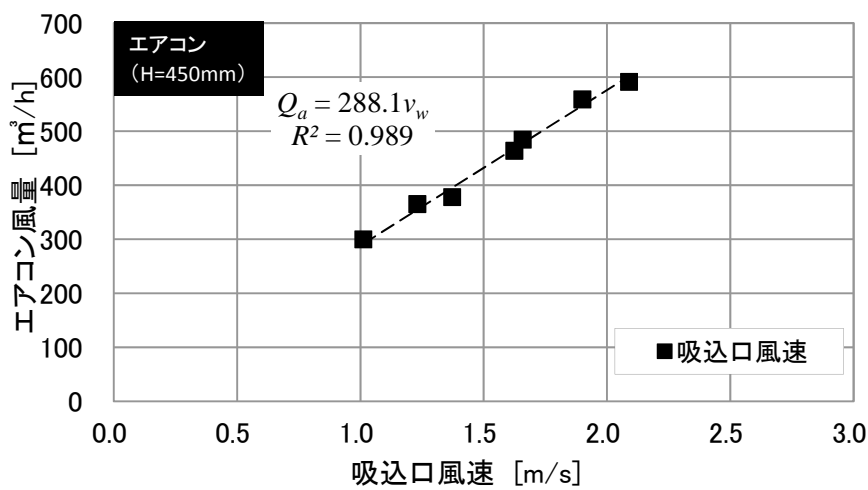
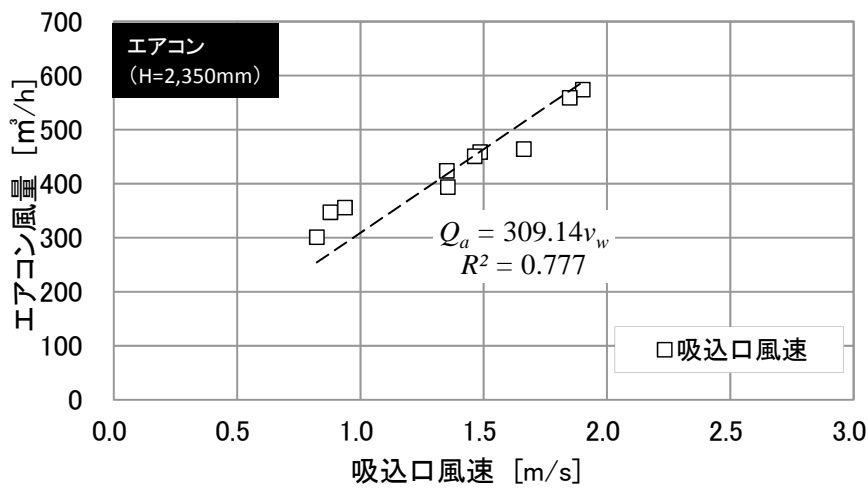
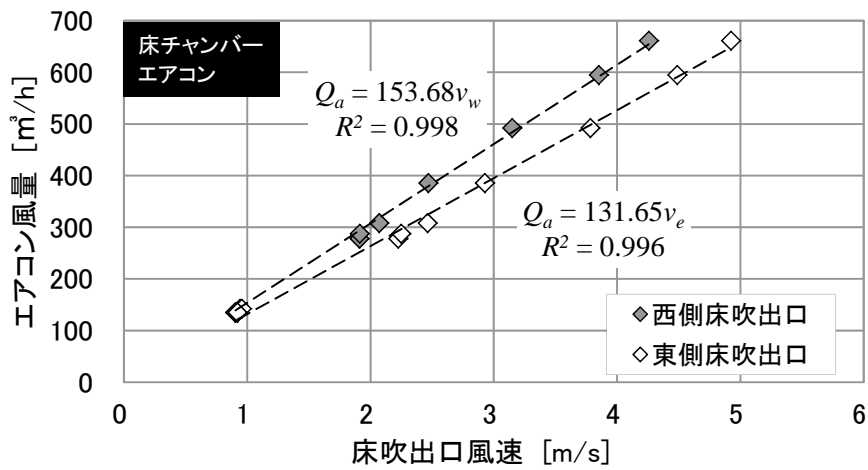


図 3-16 床吹出口およびエアコン吸込口風速とエアコン風量

### 3.4 上下温度分布の実測結果

#### 3.4.1 温度の実測結果

図 3-17 から図 3-20 に、条件\_床\_冷～条件\_上\_暖における各所の温度測定結果を示す。居室内の温度は、エアコンの運転により外気温度の変動に関わらずほぼ一定となっていることが分かる。次に、冷房時における上下温度分布（12 時における 1 時間平均値）を図 3-21 に示す。条件\_床\_冷をみると、上下温度差はほとんどなく、床表面温度は居室温度と比べて同等か 1℃程度高い。また、条件\_上\_冷では居室内の空気温度は上下温度差が小さく、床表面や天井表面の温度に比べて 2℃程度低くなっている。2 章における実居室での実測結果と比較すると、冷房時の床チャンバー空調の上下温度差が小さくなっている。実大実験室は、断熱が強化され部屋も北向きであることから冷房負荷が小さくなり、室内の上下の空気が混合しやすくなったことが要因として考えられる。

続いて、暖房時における上下温度分布（12 時の 1 時間平均値）を図 3-22 に示す。条件\_上\_暖では床表面温度が低く上下温度差があり、エアコンの温風があたる測定点 P5 では気流の影響が表れている。床チャンバー空調は上下温度差も大きくなく、床表面温度は居室と同等程度である。2 章における実居室での実測結果と比べると、実大実験室では窓の断熱性能を高めたため、窓面付近の測定点 P1 でも床面付近の温度低下はみられない。

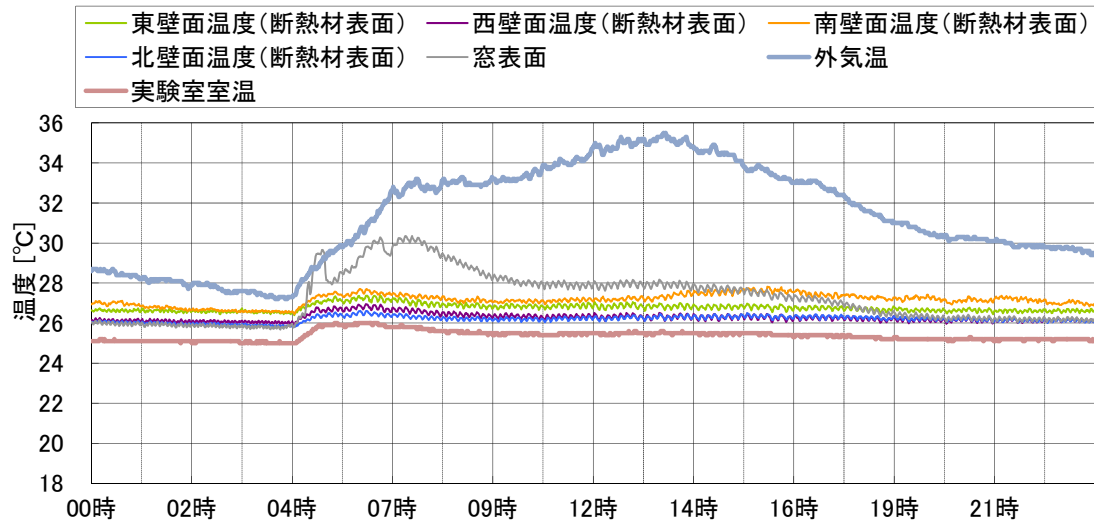


图 3-17 温度実測結果 (条件\_床\_冷)

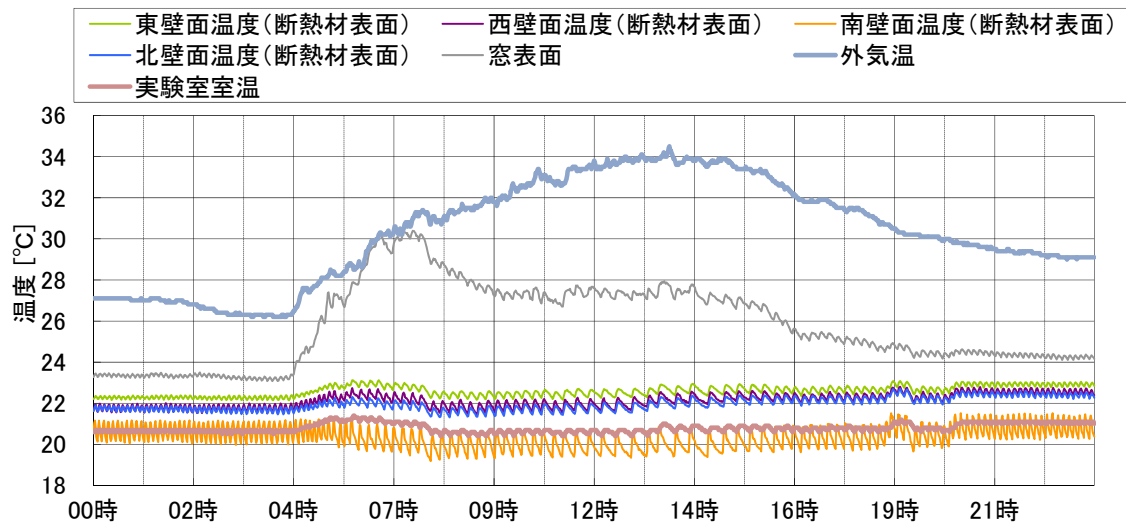


图 3-18 温度実測結果 (条件\_上\_冷)

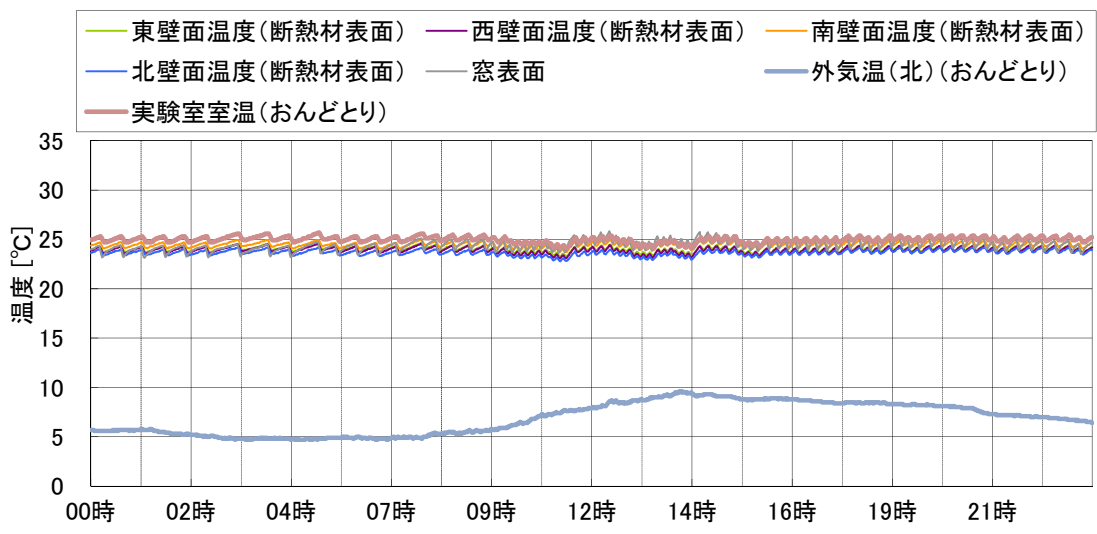


図 3-19 温度実測結果 (条件\_床\_暖)

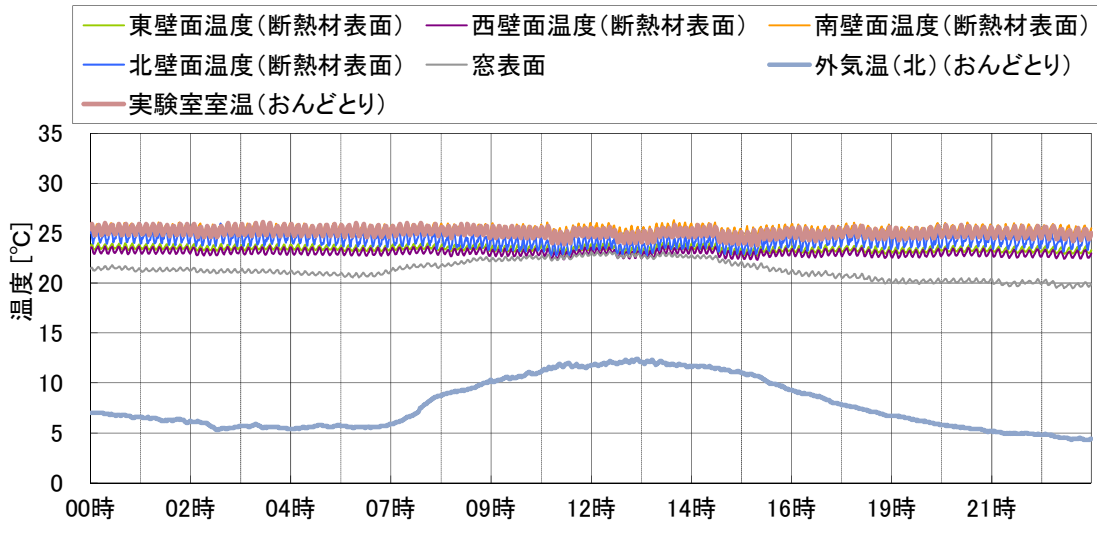


図 3-20 温度実測結果 (条件\_上\_暖)

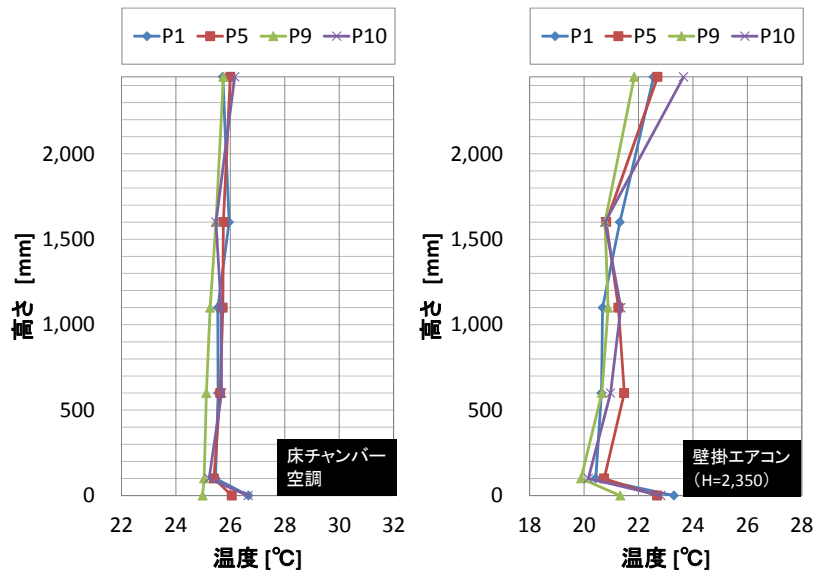


図 3-21 温度実測結果 (条件\_床\_冷, 条件\_上\_冷)

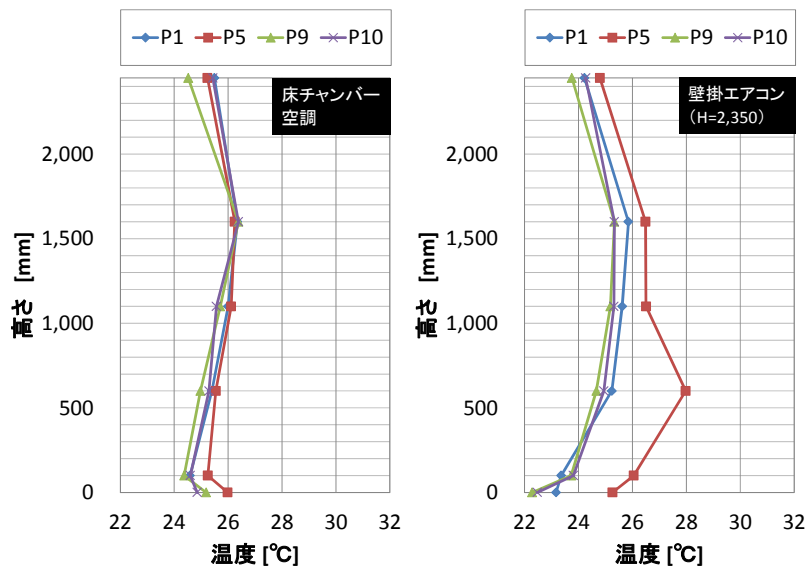


図 3-22 温度実測結果 (条件\_床\_暖, 条件\_上\_暖)



### 3.5 室内温度分布の実測結果（定常運転）

#### 3.5.1 温度と風速の実測結果

本節では、エアコンを定常運転（暖房）させた場合の温熱環境について分析する。まず、床チャンバーエアコンについて条件\_床\_小の実測結果を図 3-23 に示す<sup>注6</sup>。外気温は5℃～10℃で変動しているが、実験室とエアコン吸込口温度は25℃程度、床吹出口は30℃程度で一定である。エアコン吹出口の温度は、エアコンの運転状態によって上下し35℃程度である。床吹出口の風速は2m/s程度、エアコンの吸込口風速は0.6m/s程度であり、測定点 P4, P10 では風速が0.1m/s以下で小さい。図 3-24 に測定点 P10 の各高さの温度と、床チャンバー内(SL+75)と居室(FL+1,100)における各測定点の温度を示す。測定点 P10 ではスラブ表面温度(SL+0)は23℃程度、その他の点では25℃～27℃前後である。床チャンバー内(SL+75)は測定点により温度差があつて26℃～32℃で、居室(FL+1,100)は、どの測定点も25℃～26℃前後となっている。

次に、壁掛エアコン(H=2, 350)について条件\_上\_小の実測結果を図 3-25 に示す。外気温は5℃～12℃程度であるが、実験室の温度は25℃程度でほぼ一定である。また、エアコン吹出口温度は35℃程度である。エアコン吸込口の風速は1.0m/s程度、測定点 P4, P10 の風速は、0.1m/s程度で床チャンバーエアコンより大きくなっている。図 3-26 に測定点 P10 の各高さの温度と、床チャンバー内(SL+75)と居室(FL+1,100)の各測定点の温度を示す。測定点 P10 のスラブ表面(SL+0)および床チャンバー内(SL+75)は18℃程度で温度が低い、居室内は25℃前後である。また、床チャンバー内(SL+75)は、どの測定点でも18℃程度であるが、居室(FL+1, 100)は26℃前後で、測定点 P2, P5 といったエアコンから吹出される気流の影響が大きい測定点では温度が高い。

続いて、壁掛エアコン(H=450)について条件\_下\_平の実測結果を図 3-27 に示す。外気温は午前6時頃に0℃程度、日中は5℃近くまで上昇している。実験室は25℃程度、エアコンの吸込口温度は27℃程度、吹出口温度は33℃程度である。エアコン吸込口の風速は1.0m/s～1.2m/s程度で一定で、測定点 P4, P10 での風速は、0.1m/s～0.2m/s程度である。図 3-28 に測定点 P10 における各高さの温度と、床チャンバー内(SL+75)と居室(FL+1,100)における各測定点の温度を示す。スラブ表面(SL+0)と床チャンバー内(SL+75)は18℃程度、床表面(FL±0)では23℃から24℃で壁掛エアコン(H=2,350)より高く、居室内は26℃程度である。床チャンバー内の各測定点の温度は、どの測定点も16℃～18℃程度、居室(FL+1, 100)の温度は26℃～27℃程度で測定点ごとの差は小さく、一定となっている。

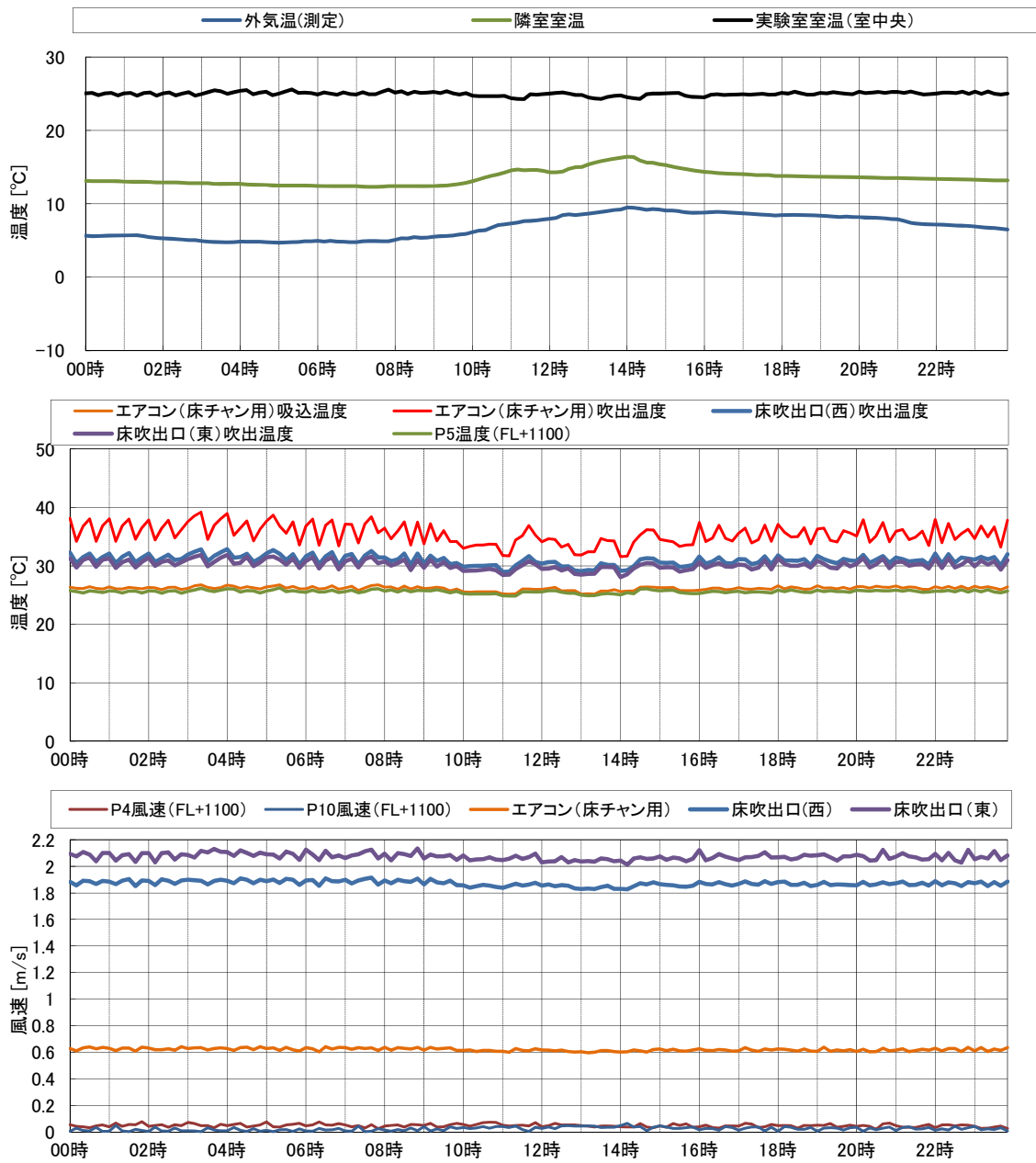


図 3-23 外気温, エアコンまわりの温度と風速(条件床\_小)

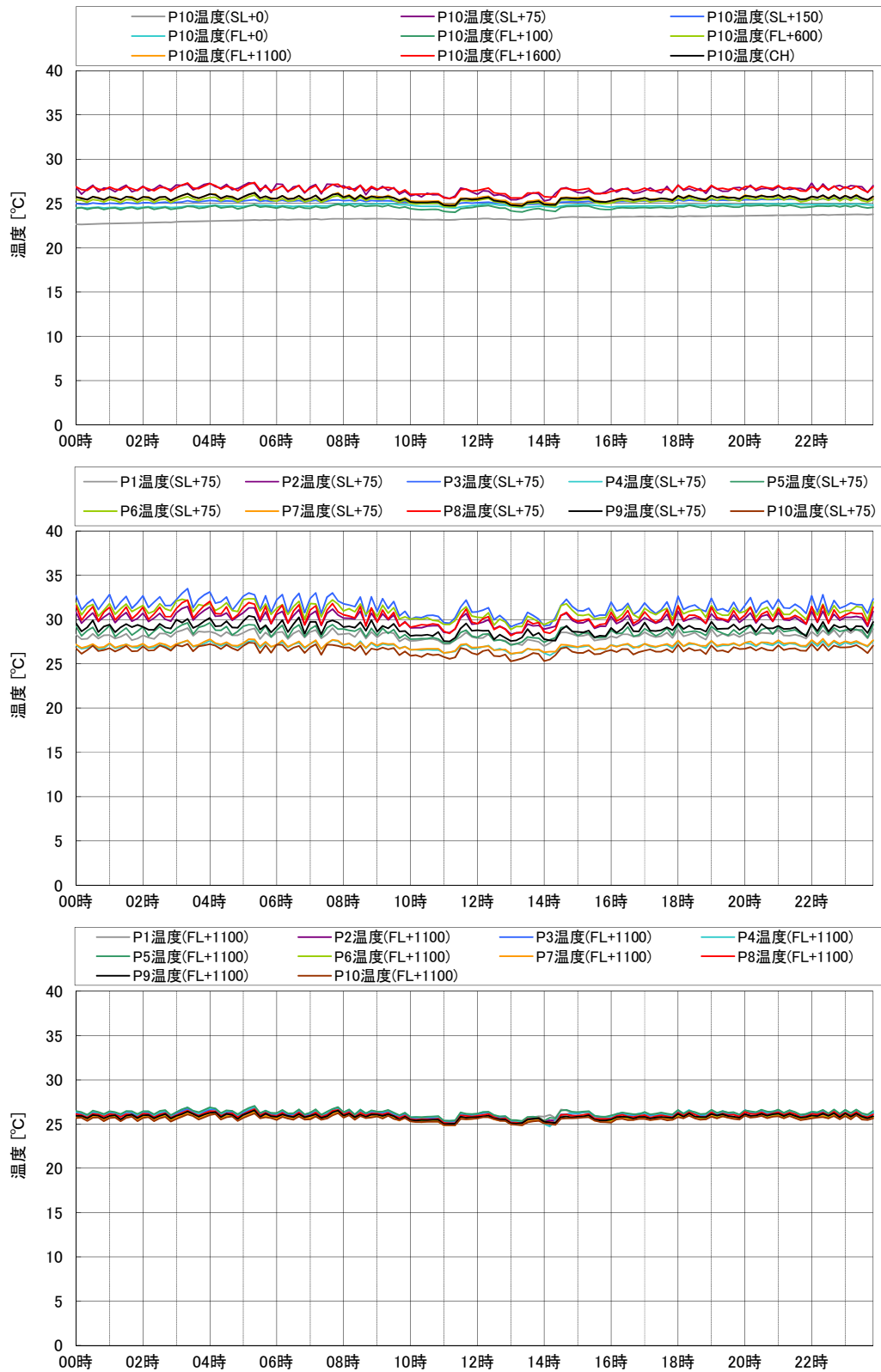


図 3-24 実験室内各所の温度(条件\_床\_小)

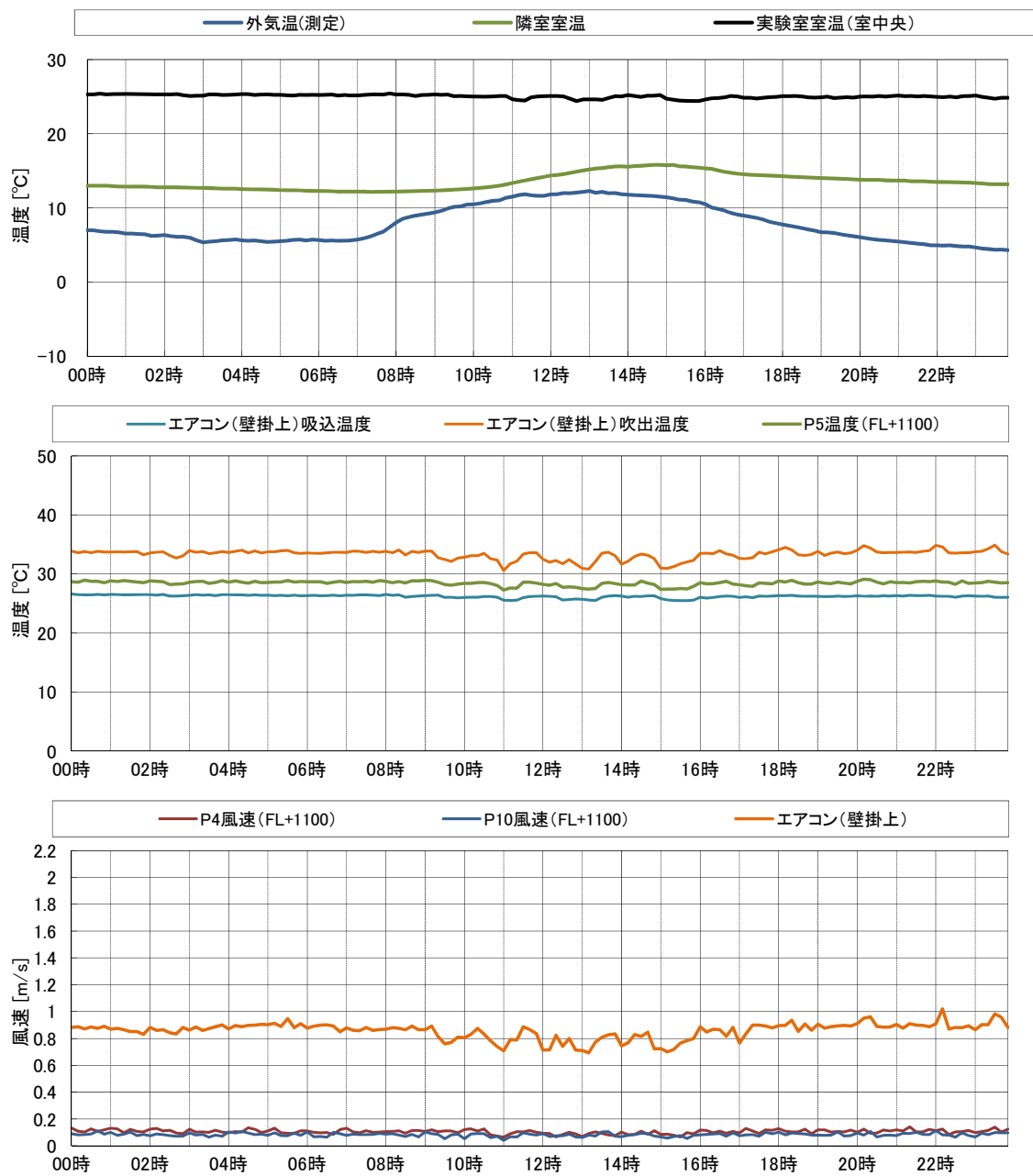


図 3-25 外気温, エアコンまわりの温度と風速(条件\_上\_小)

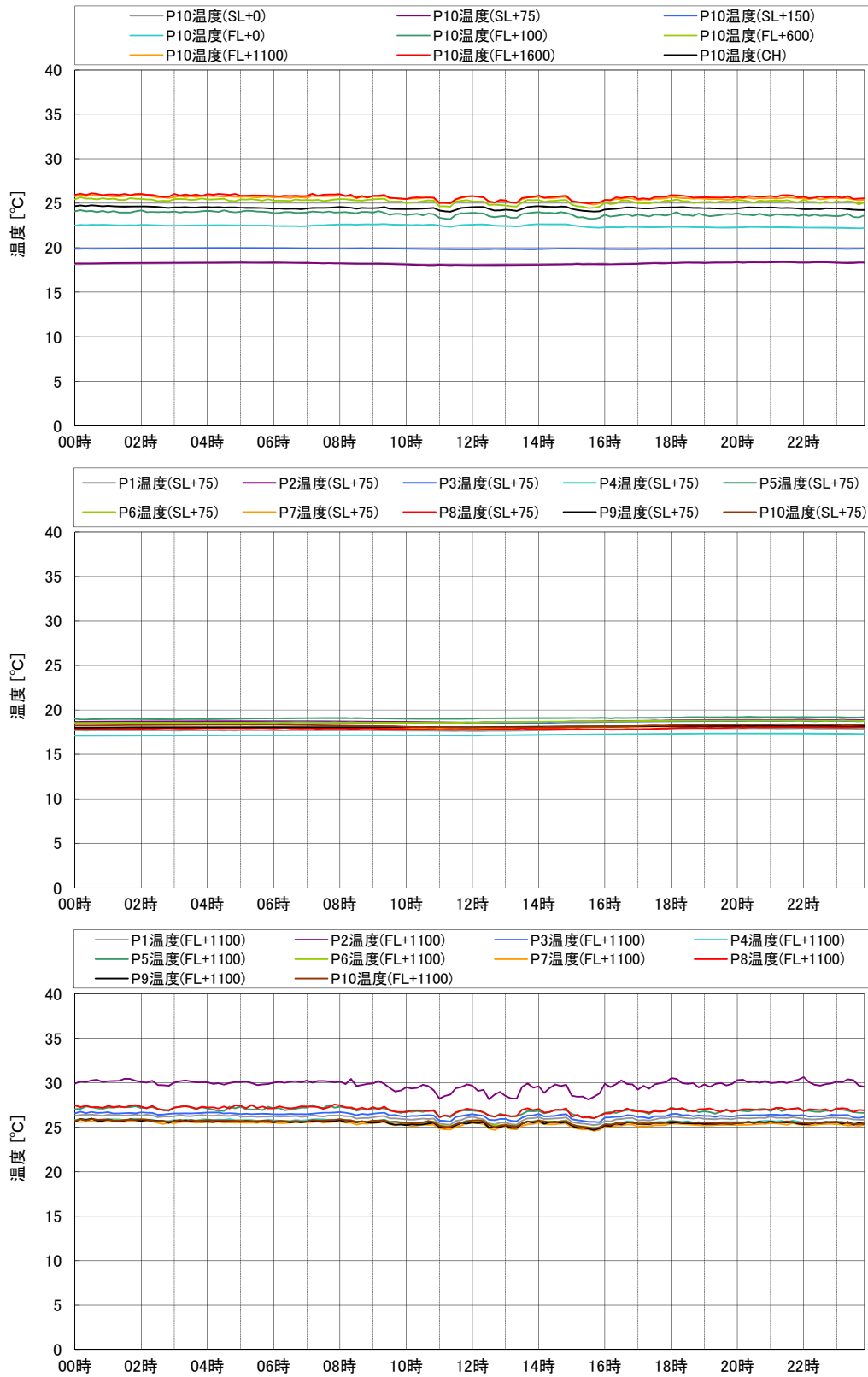


図 3-26 実験室内各所の温度(条件\_上\_小)

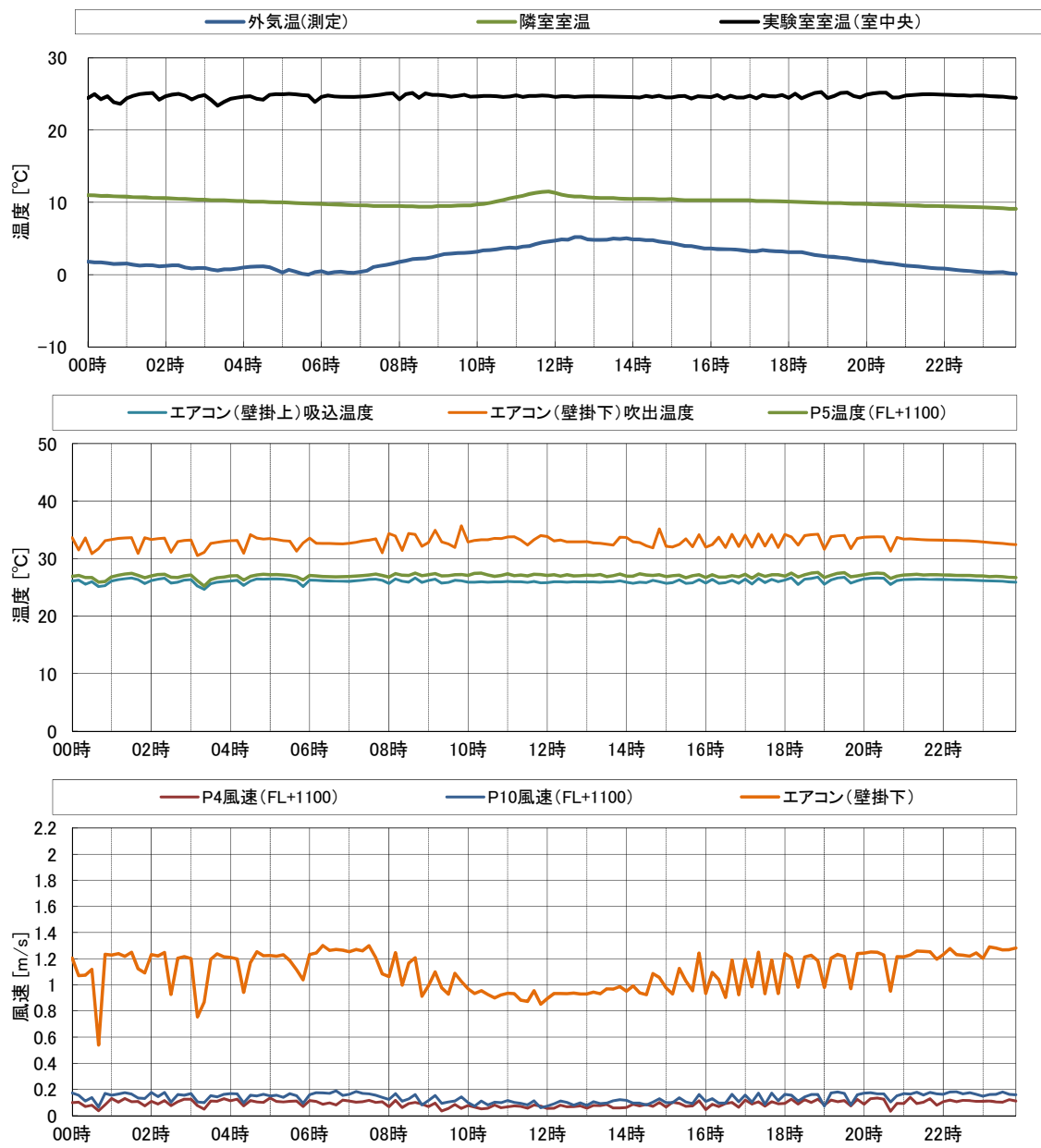


図 3-27 外気温, エアコンまわりの温度と風速(条件\_下\_平)

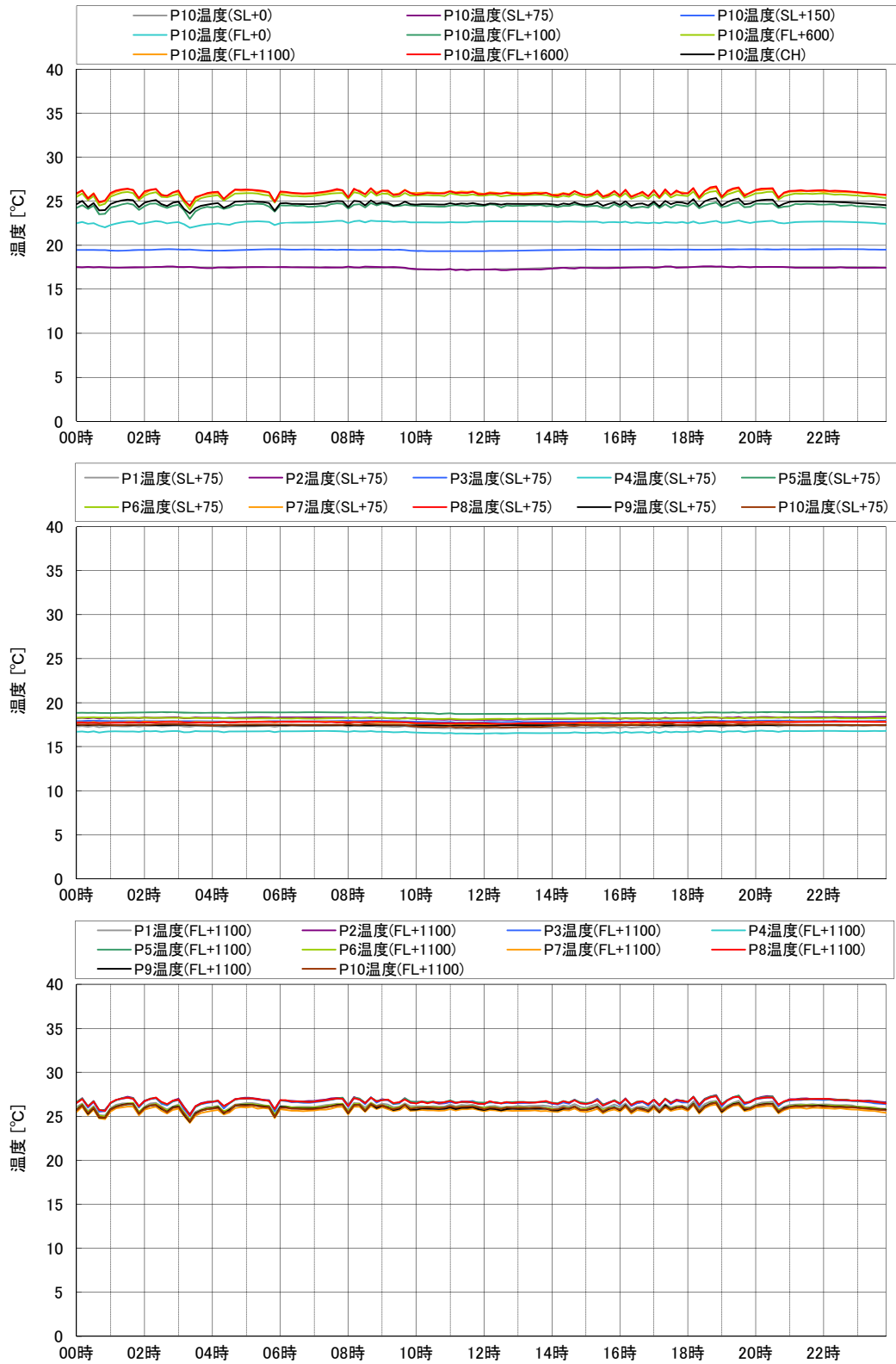


図 3-28 実験室内各所の温度(条件\_下\_平)

### 3.5.2 水平温度分布に関する分析

本節では、エアコンの吹出位置による居室内の水平温度分布の違いを分析する。まず、床チャンバーエアコンについて、条件\_床\_小の水平温度分布を図 3-29 に示す<sup>注 6)</sup>。各測定点の FL+100 から FL+1,600 までは、24℃～26℃が中心で水平温度分布も小さく居室内の温度が一様となっている。床表面(FL+0)の温度も 24℃～26℃となっており全体的に温度差が小さくなっている。

次に、壁掛エアコン(H=2, 350)について条件\_上\_小の水平温度分布を図 3-30 に示す。測定点 P2, P5, P8 の FL+600 から FL+1,600 では温度が 28℃以上の点がありエアコンの気流の影響を受けているが、エアコンの気流の影響が少ない測定点 P7, P9 では 25℃程度で、居室内に温度分布がある。また、床表面(FL+0)については、気流の影響がある P2, P5, P8 では 25℃以上であるが、それ以外の測定点では、22℃程度と温度差が生じている。

続いて、壁掛エアコン(H=450)について、条件\_下\_平の水平温度分布を図 3-31 に示す。各測定点の居室では、FL+600 から FL+1,600 の温度は 26℃前後が中心となっており、壁掛エアコン(H=2,350)と比べると水平温度分布が小さくなっている。しかし、FL+100 は各測定点の温度が 24℃～32℃となり、エアコンから吹出される気流により大きな温度分布ができている。床表面(FL+0)の温度は 20℃～30℃となっており、壁掛エアコン(H=2, 350)に比べて床表面温度が高くなっているが、温度が上昇しているのは気流の影響がある部分に限定されている。



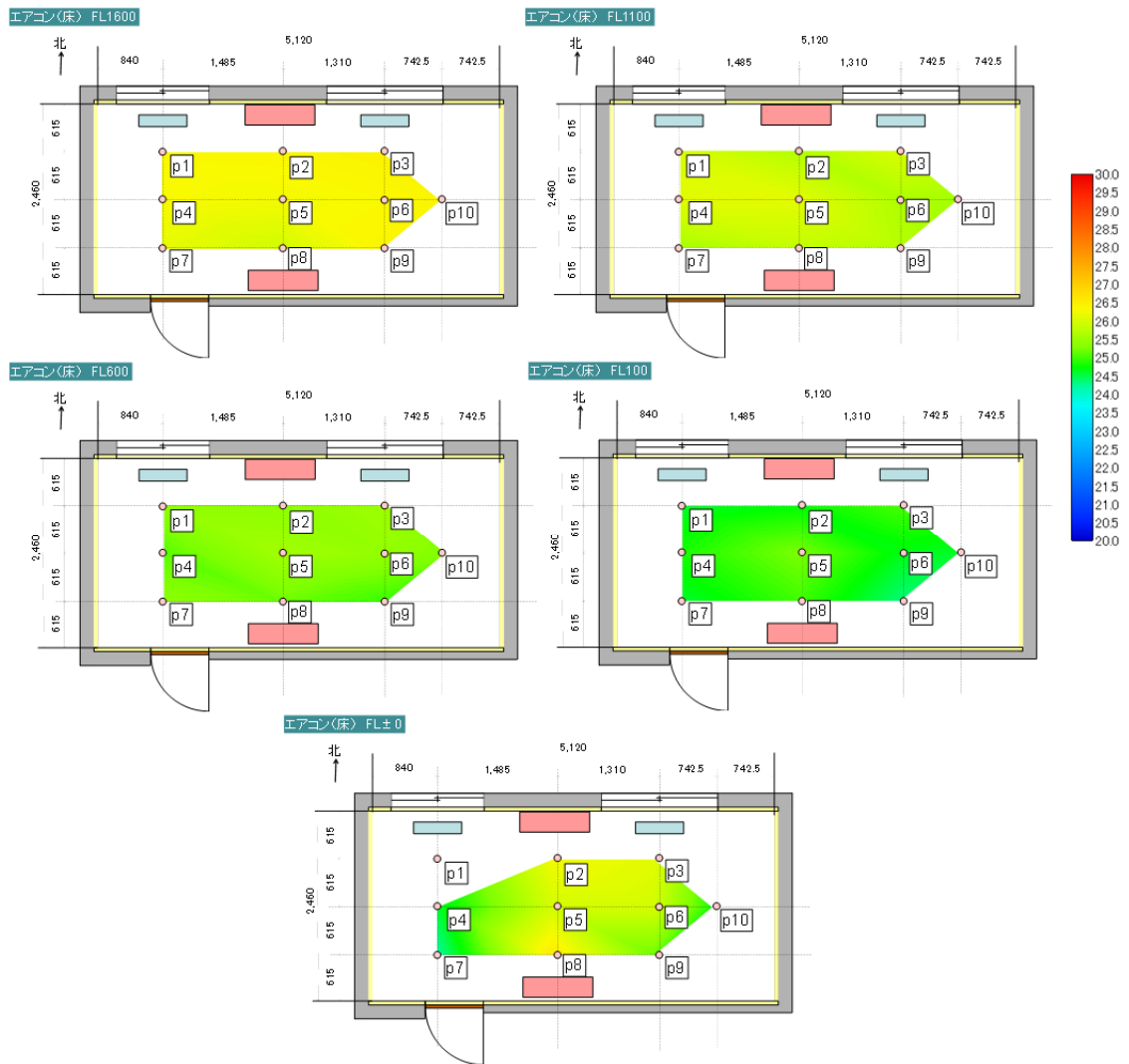


図 3-29 水平温度分布(条件\_床\_小:2010/12/19 12:00)

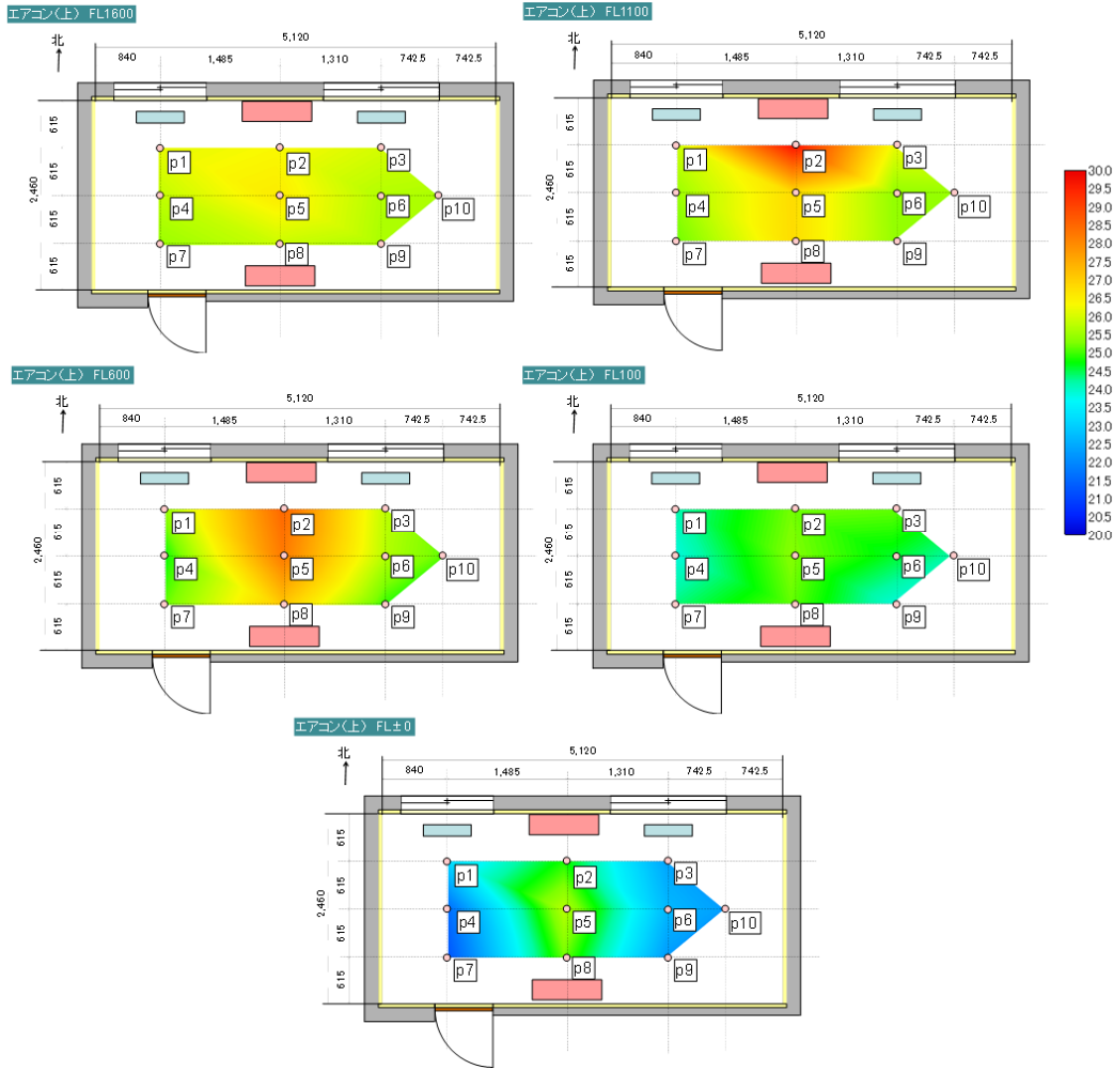


図 3-30 水平温度分布(条件\_上\_小: 2011/2/7 12:00)

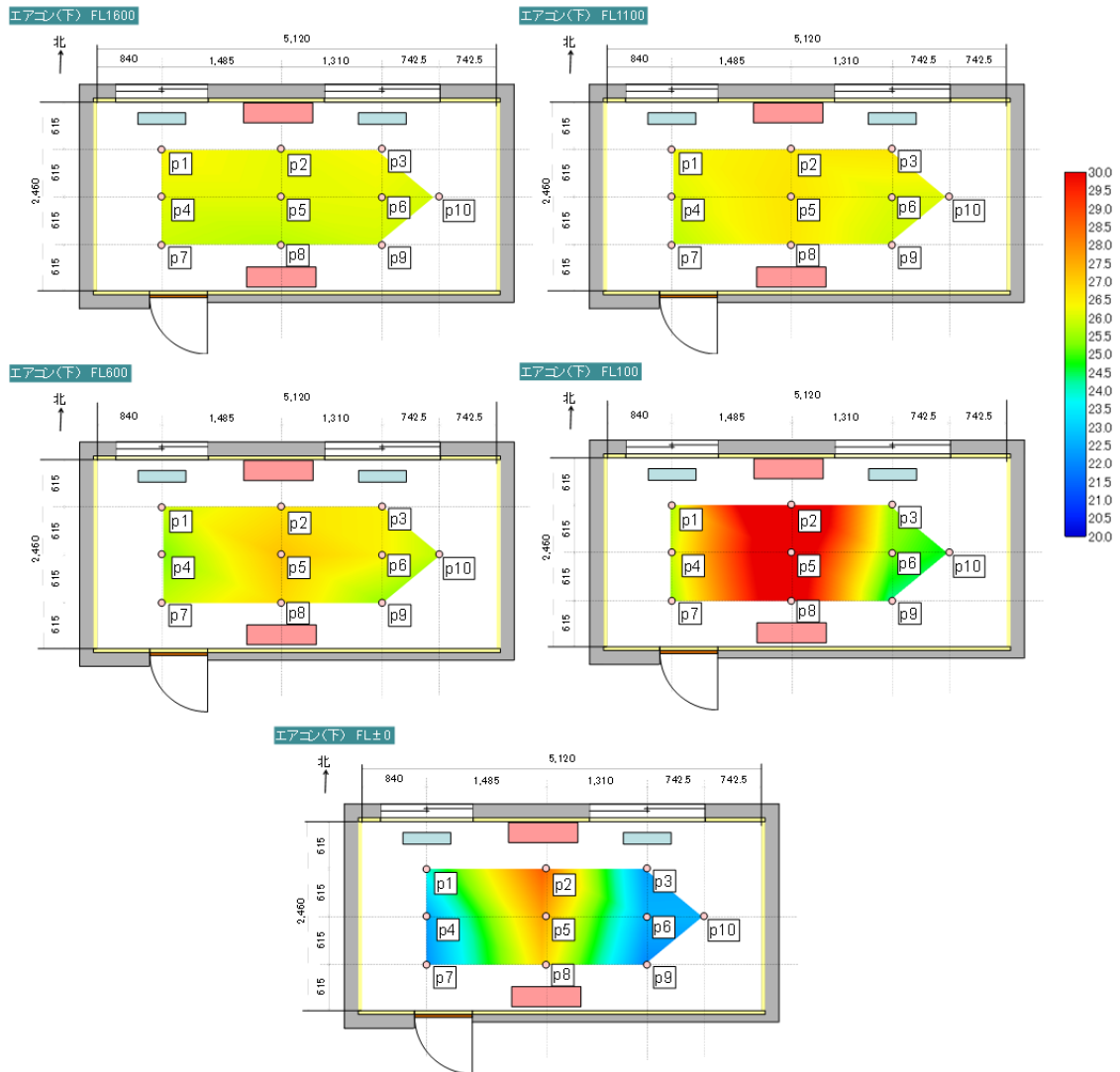


図 3-31 水平温度分布(条件\_下\_平: 2011/1/30 12:00)

### 3.5.3 鉛直温度分布に関する分析

本節では、エアコンの吹出位置による居室内の鉛直温度分布の違いを分析する<sup>注 6)</sup>。はじめに、床チャンバーエアコンについて条件\_床\_小の鉛直温度分布を図 3-32 に示す。FL+100 から FL+1, 600 の室内温度は、25℃～26℃が中心となっており、居室内の鉛直温度分布は比較的小さい。全体的に床表面 (FL+0) の温度は、FL+100 とくらべると 2℃程度高くなっている。

次に、壁掛エアコン (H=2,350) について条件\_上\_小の鉛直温度分布を図 3-33 に示す。各測定点とも FL+100 から FL+1, 600 の室内温度は 25℃～26℃が中心となっているが、エアコンの気流の影響がある測定点 P2, P5, P8 では周囲に比べて温度が高く、最高で 30℃近くまで温度が上昇している。床表面温度は FL+100 から FL+1, 600 の室内温度と比べると 2℃～3℃程度低く、床チャンバーエアコンと異なり、床表面温度が低くなっている。

続いて、壁掛エアコン (H=450) について条件\_下\_平の鉛直温度分布を図 3-34 に示す。FL+100 から FL+1, 600 各測定点の温度は、壁掛けエアコン (H=2, 350) と同様に 26℃程度が中心であるが、エアコンの気流の影響がある測定点 P2, P5, P8 の FL+100 では 30℃以上まで温度が上昇している。床表面温度は、エアコンの気流の影響がある測定点 P2, P5, P8 で 28～30℃となっているが、他の測定点では FL+100 から FL+1, 600 の室内温度と比べると 2℃～3℃程度低く、床表面温度に大きな差が生じている。

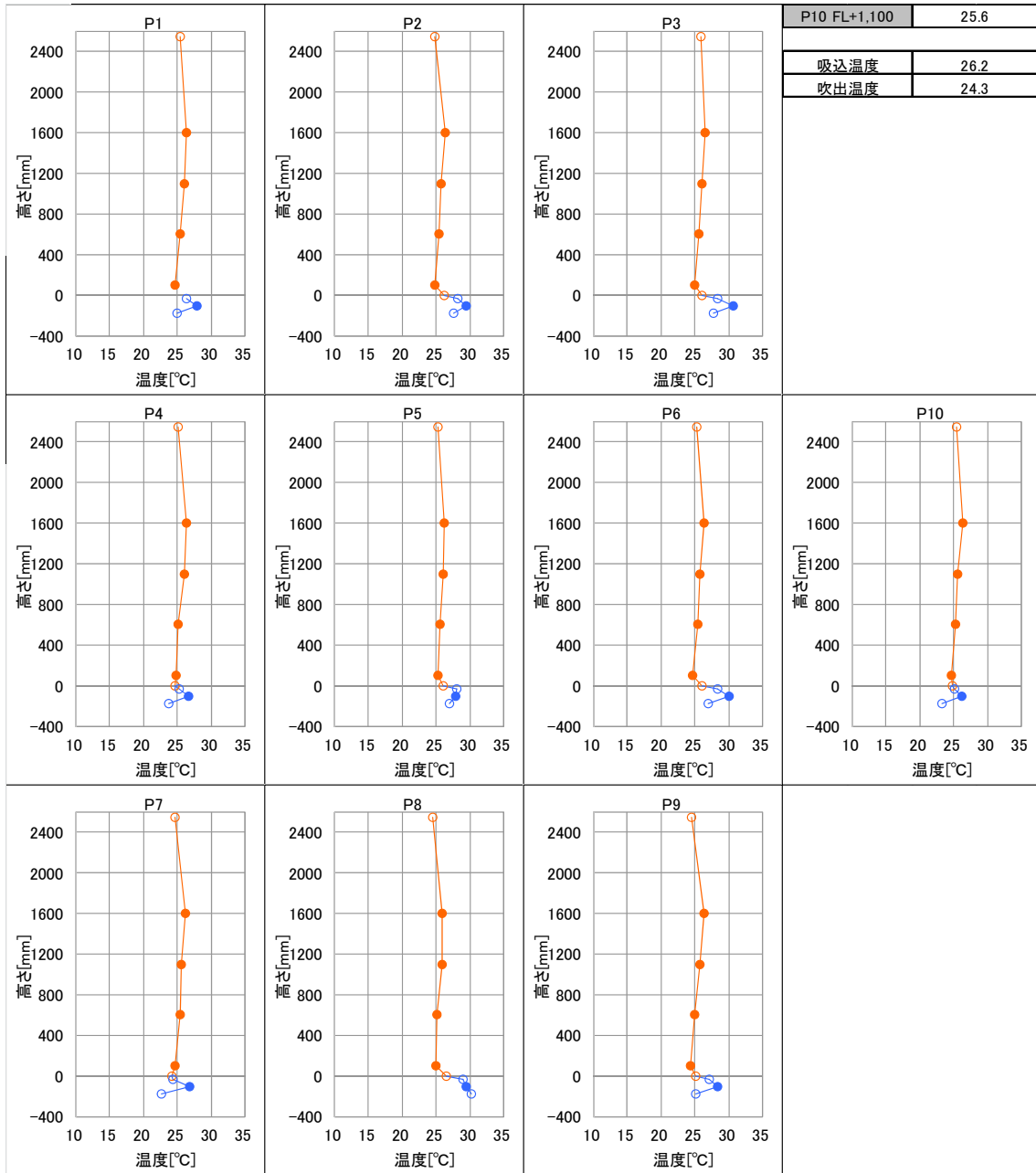


图 3-32 鉛直温度分布(条件\_床\_小:2010/12/19 12:00)

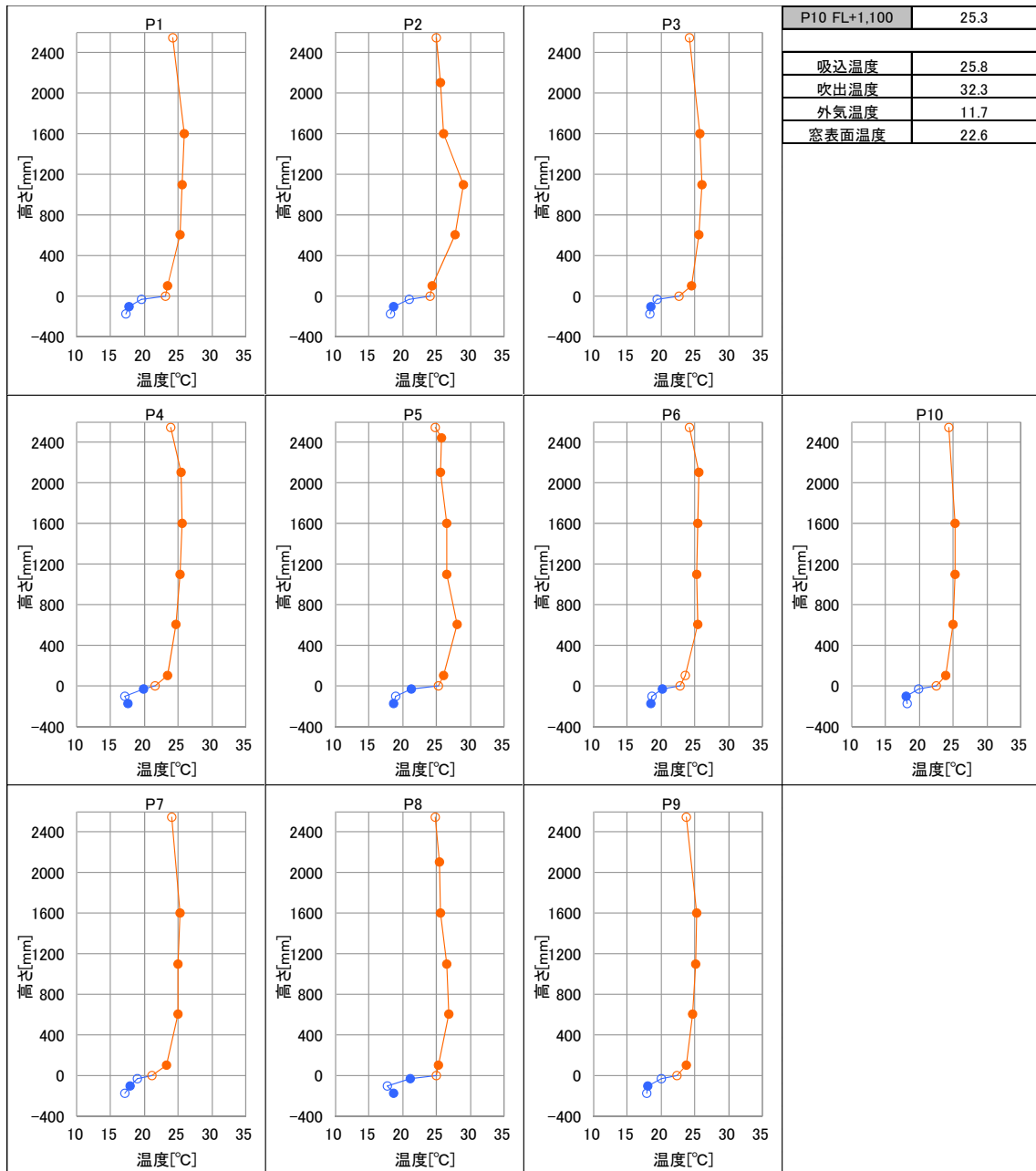


图 3-33 鉛直温度分布(条件\_上\_小: 2011/2/7 12:00)

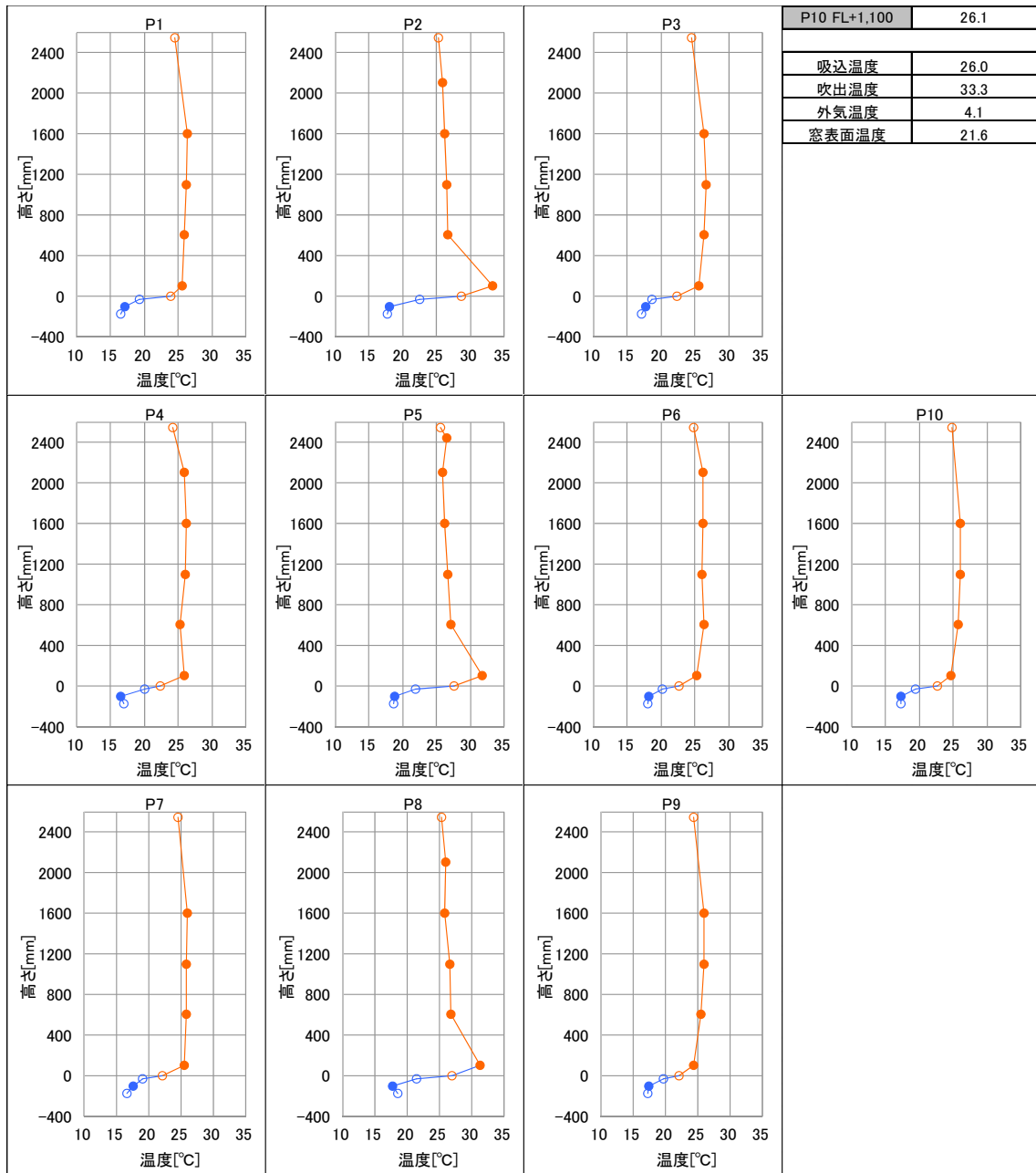


图 3-34 鉛直温度分布(条件\_下\_平: 2011/1/30 12:00)

### 3.5.4 熱収支の比較

熱収支の比較では図 3-35 のように、表面熱流の測定値が代表している領域を設定<sup>注7)</sup>した上で、図 3-36 および図 3-37 に示す方法にて取得および損失熱量を計算した。エアコンの処理熱量については、実測した床吹出口風速や吸込口風速から(3-1)、(3-2)および(3-3)式を用いてエアコン風量を求め、(3-4)、(3-5)および(3-6)式から求めた。スラブ表面、床裏面、床表面においては、熱流計が設置されている測定点 P1, P3, P5, P8, P10 のスラブ表面(SL+0)、床裏面(SL+150)、床表面(FL+0)の実測値と代表する面積から(3-7)、(3-8)および(3-9)式にて表面全体の熱流を求めた。また、各表面から隣室や外部へ貫流する熱量は、東西南北、天井、窓面の熱流計の実測値と面積から(3-10)式にて求めた。

まず、床チャンバーエアコンについて、条件\_床\_小の熱収支を図 3-38 に示す。実験室全体の熱収支をみると、エアコンの処理熱量はおよそ 4,000kJ/h 程度であり、スラブ表面から 500kJ/h、その他の面から隣室や外部に 2,000kJ/h 程度の熱損失がある。なお、熱流計の測定点が少ないため、計算結果にすべての熱流を反映できず、処理熱量との間に差が生じている。床チャンバー内の熱収支をみると、処理熱量のおよそ 4,000kJ/h のうち 1,600kJ/h 程度は床吹出口から居室へ供給され、300kJ/h 程度が床板を貫流し居室に供給されている。熱損失は、残りの 2,000kJ/h 程度で、そのうちスラブ表面からの熱損失が 500kJ/h である。熱流計の測定点が少なく全ての熱損失を補足しきれなかったことから、壁とスラブ部分の熱橋の影響を考慮すると実際のスラブ表面からの熱流はさらに大きいものと推測される。また、居室内の熱収支は、床吹出口からの吹出しにより 1,600kJ/h、床板から 300kJ/h 程度の熱量が供給されて、隣室や外部にはほぼ同等の熱損失がある。

次に、壁掛エアコン(H=2, 350)について、条件\_上\_小の熱収支を図 3-39 に示す。エアコン処理熱量は、3,000kJ/h 強程度で、スラブ表面からの熱損失が 200kJ/h 程度、その他の面から隣室や外部に 1,500kJ/h 程度の熱損失がある。さらに、壁掛エアコン(H=450)について、条件\_下\_水平の熱収支を図 3-40 に示す。エアコン処理熱量は、壁掛エアコン(H=2,350)に比べて小さく、3,000kJ/h 弱程度で、スラブ表面から 250kJ/h 程度、その他の面から隣室や外部に 2,000kJ/h 程度の熱損失がある。壁掛けエアコンの場合でも、熱流計によりすべての熱量が把握できず、処理熱量との間に差が生じている。

次に、定常状態の熱収支について、エアコンの設置位置や風量および風向による違いを比較する。エアコン運転時の外気温や居室の実現室温が条件によって異なるため、(3-11)式により居室と外気の温度差 1°Cあたりの 1 日の平均値を求め、図 3-41 に示す。処理熱量は、床チャンバーエアコンは 180kJ/(K・h)から 190kJ/(K・h)で、壁掛エアコン(H=2,350)は 170kJ/(K・h)、壁掛エアコン(H=450)は 125kJ/(K・h)程度である。壁掛エアコン(H=450)は、壁掛エアコン(H=2,350)と比べて 25%程度処理熱量が小さく、居室の下部のみを効率よく暖房ができた可能性があるが、別途検証の必要性がある。床チャンバーエアコンは、壁掛エアコン(H=2,350)と比べて、6%~15%程度処理熱量が大きく、壁掛エアコンと比べて床スラブからの熱損失が 2 倍近くあり、隣室や外部への熱損失も大きい。床チャンバーエアコンは、床下空間を給気経路とするため床チャンバー内の温度が高いことや、床吹出口近傍の窓表面の温度が高くなり熱損失が増加したものと考えられる。



エアコン処理熱量  $L_h = (t_2 - t_1) \times C_p \times \rho \times Q_a$  (3-4)

床チャンバー内負荷  $L_{h1} = (t_2 - t_3) \times C_p \times \rho \times Q_a$  (3-5)

床吹出熱量  $L_{h2} = L_h - L_{h1}$  (3-6)

表面熱流 (床チャンバー内→スラブ表面)  $q_1 = \sum_i^n f_{1i} \times S_i$  (3-7)

表面熱流 (床チャンバー内→床裏面)  $q_2 = \sum_i^n f_{2i} \times S_i$  (3-8)

表面熱流 (床表面→居室内)  $q_3 = \sum_i^n f_{3i} \times S_i$  (3-9)

表面熱流 (居室内→隣室および外部)  $q_4 = \sum_i^n f_{4i} \times S_i$  (3-10)

$$Q' = Q \times \frac{1}{t_i - t_o} \quad (3-11)$$

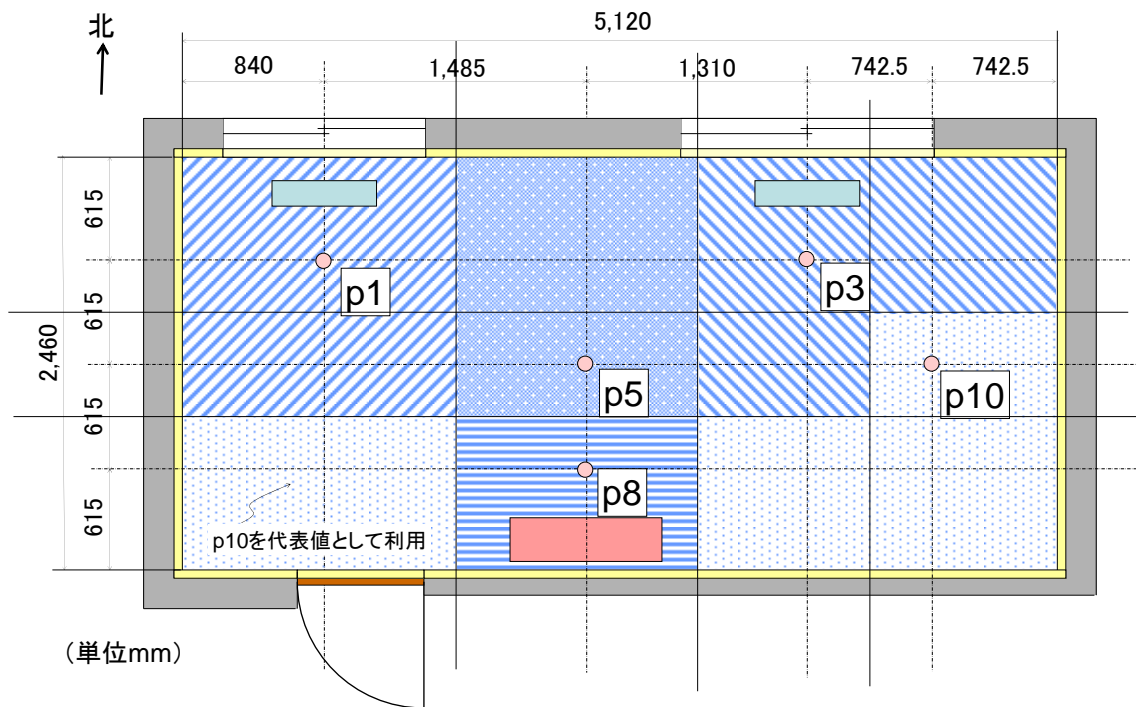


図 3-35 表面熱流の測定値が代表していると仮定する領域

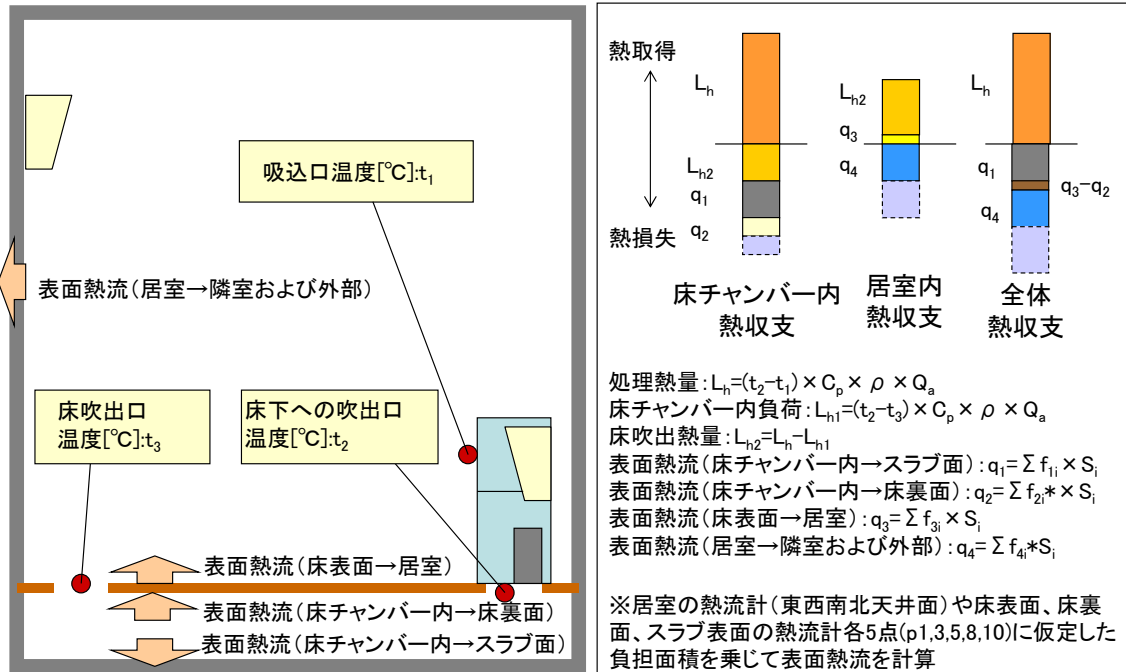


図 3-36 熱収支の計算方法(床チャンパーエアコン)

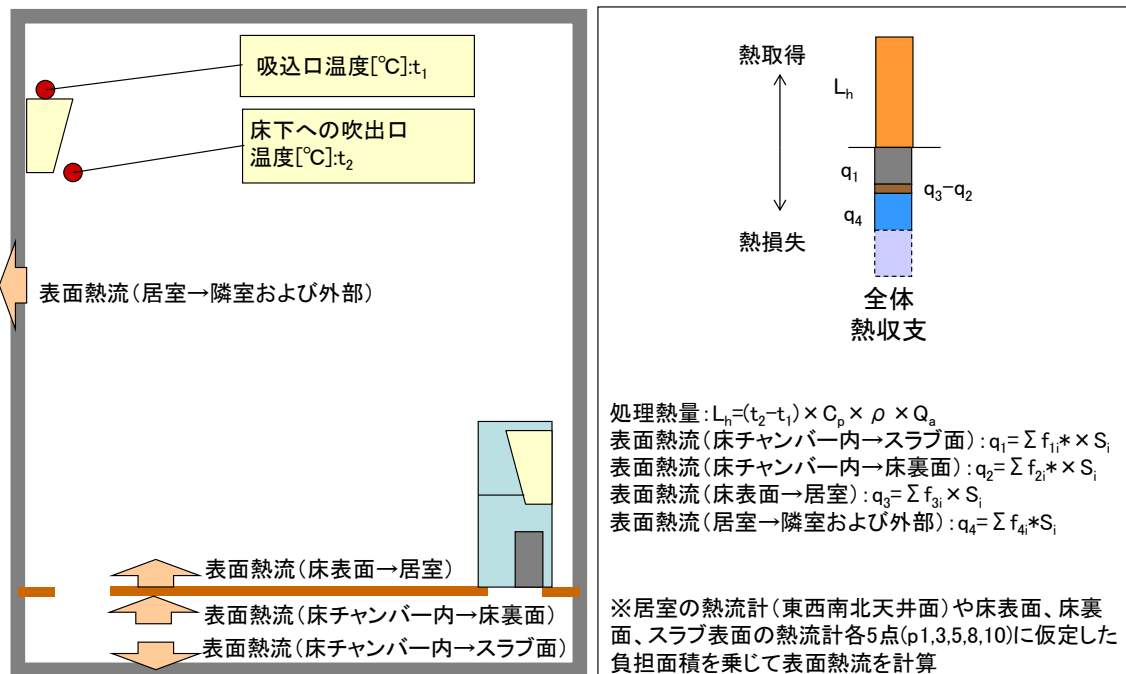


図 3-37 熱収支の計算方法(壁掛エアコン)

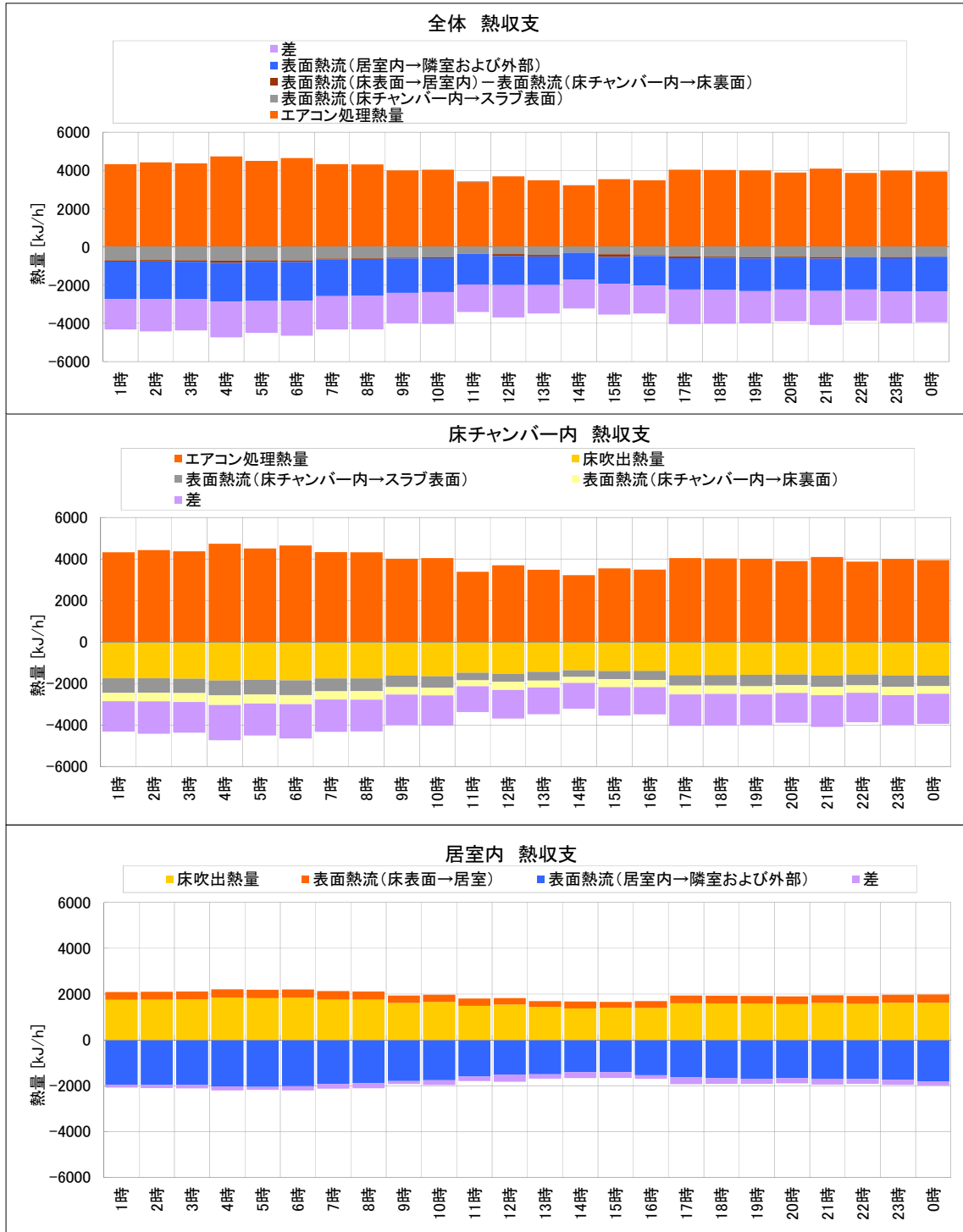


図 3-38 床チャンバーエアコンの熱収支 (条件床\_小)

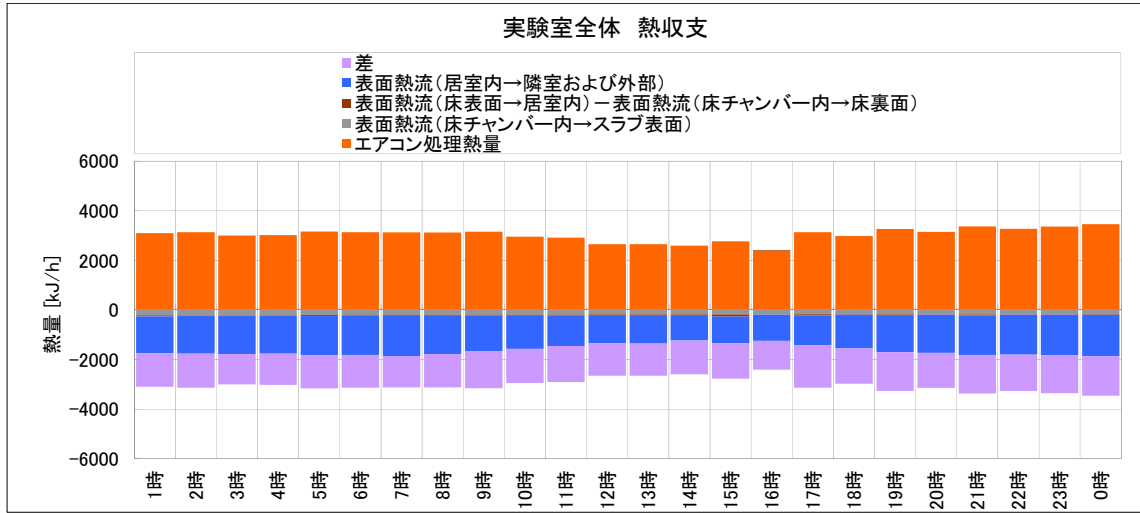


図 3-39 壁掛エアコン(H=2, 350)の熱収支 (条件\_上\_小)

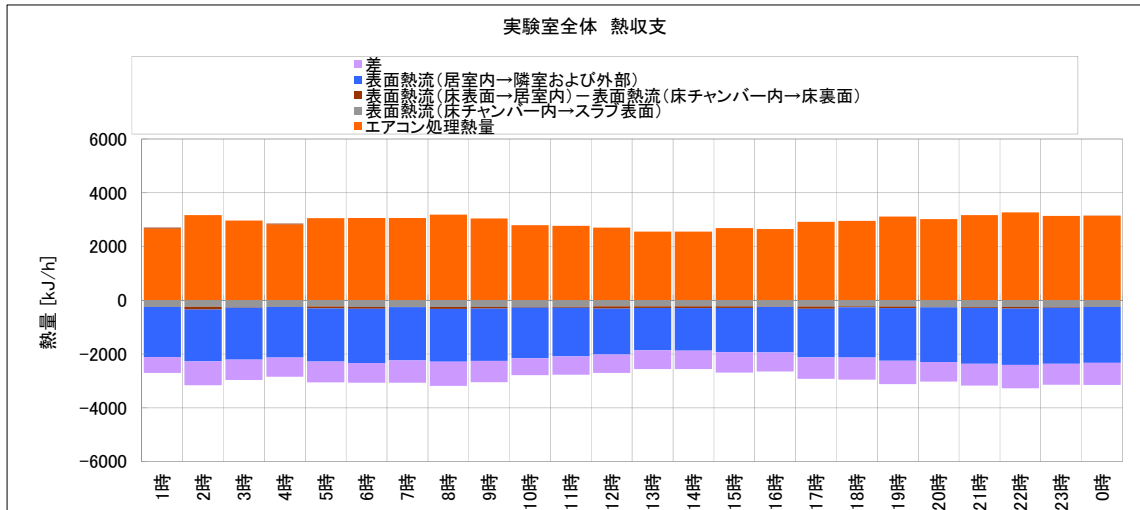


図 3-40 壁掛エアコン(H=450)の熱収支 (条件\_下\_平)

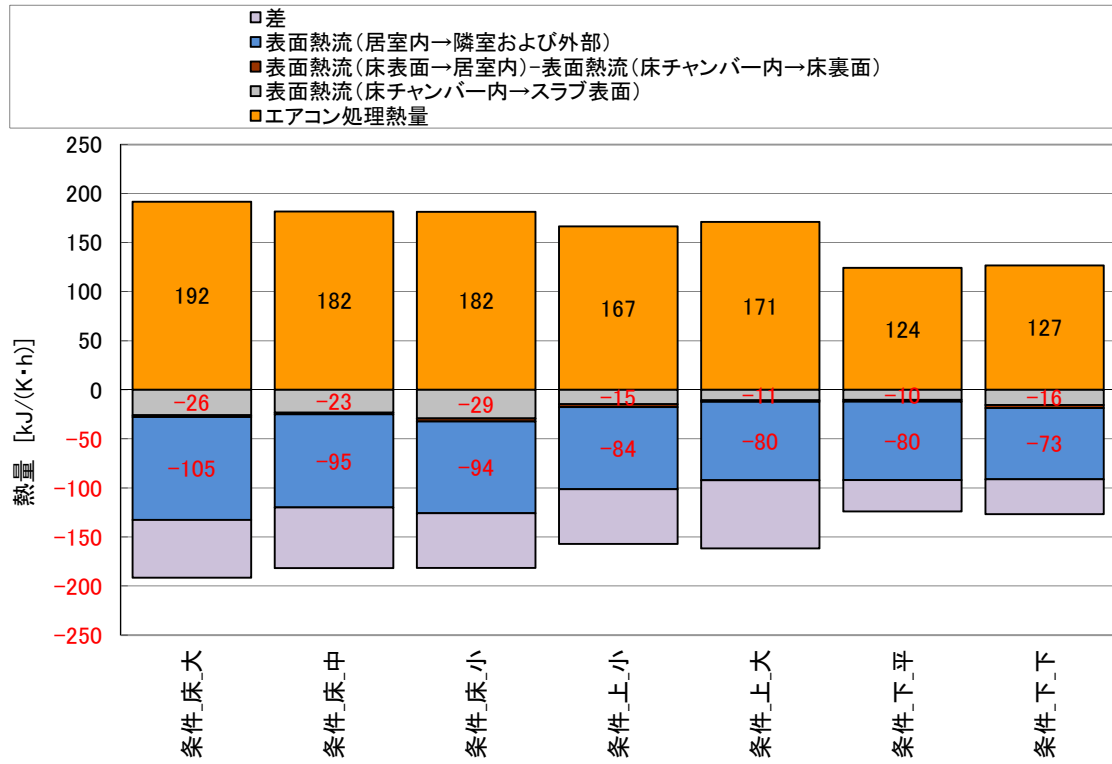


図 3-41 エアコンの設置位置の違いによる熱収支の比較

## 3.6 室内温度分布の実測結果（スケジュール運転）

### 3.6.1 温度変動の比較

本節では、エアコンを6時～10時、12時～14時、16時～20時に稼働させるスケジュール運転での温熱環境の分析を行う。まず、床チャンバーエアコンについて、条件\_床\_スにおける実測結果を図3-42に示す。外気温は徐々に低下し、明け方以降は1℃前後で推移している。実験室の温度はエアコン運転中では23℃前後であるが、エアコンが停止すると16℃程度まで低下している。エアコンの吹出温度は、立ち上がり時に45℃程度に上昇しているが、その後35℃程度で一定となり、床吹出口温度は30℃程度である。また、エアコンが稼働中の床吹出口風速は2m/s程度であった。図3-43に測定点P10の各高さの温度と、床チャンバー内(SL+75)と居室(FL+1,100)における各測定点の温度を示す。居室(FL+1, 100)では、エアコンの停止に伴い午前6時に室温が14℃まで低下しているが、その後のエアコンの運転に伴い30分後には23℃近くとなり安定している。床チャンバー内(SL+75)は、室温に比べると温度変化が小さく午前6時でも18℃前後となっているが、エアコンが稼働中は測定点により温度差が大きくなっている。

次に、壁掛エアコン(H=2, 350)について、条件\_上\_スにおける実測結果を図3-44に示す。外気温は、午前6時頃に5℃以下まで低下しているが14時頃には10℃まで上昇している。実験室の室温はエアコンが稼働している期間は23℃程度であるが、エアコンが停止すると10℃近くまで低下し、床チャンバー空調に比べると温度の低下量が多い。図3-45に測定点P10の各高さの温度と、床チャンバー内(SL+75)と居室(FL+1,100)における各測定点の温度を示す。スラブ表面(SL+0)、床チャンバー内(SL+75)の温度は15℃程度で一定であるが、床裏面(SL+150)や床表面(FL+0)の温度はエアコンの稼働と停止に伴い上下している。居室(FL+1, 100)では、エアコンが稼働する直前の午前6時に12℃前後となるが、エアコンの稼働とともに15分程度で22℃程度となり、床チャンバーエアコンに比べて温度上昇の時間が短い。

続いて、壁掛エアコン(H=450)について、条件\_下\_スにおける実測結果を図3-46に示す。外気温は、午前6時頃に5℃以下まで低下しているが、14時頃には10℃まで上昇している。実験室の室温はエアコンが稼働している期間は23℃程度であるが、エアコンが停止すると12℃程度まで低下している。図3-47に測定点P10の各高さの温度と、床チャンバー内(SL+75)と居室(FL+1,100)における各測定点の温度を示す。スラブ表面(SL+0)、床チャンバー内(SL+75)の温度は16℃から17℃程度で一定であるが、床裏面(SL+150)や床表面(FL+0)の温度はエアコンの運転に伴い上下している。

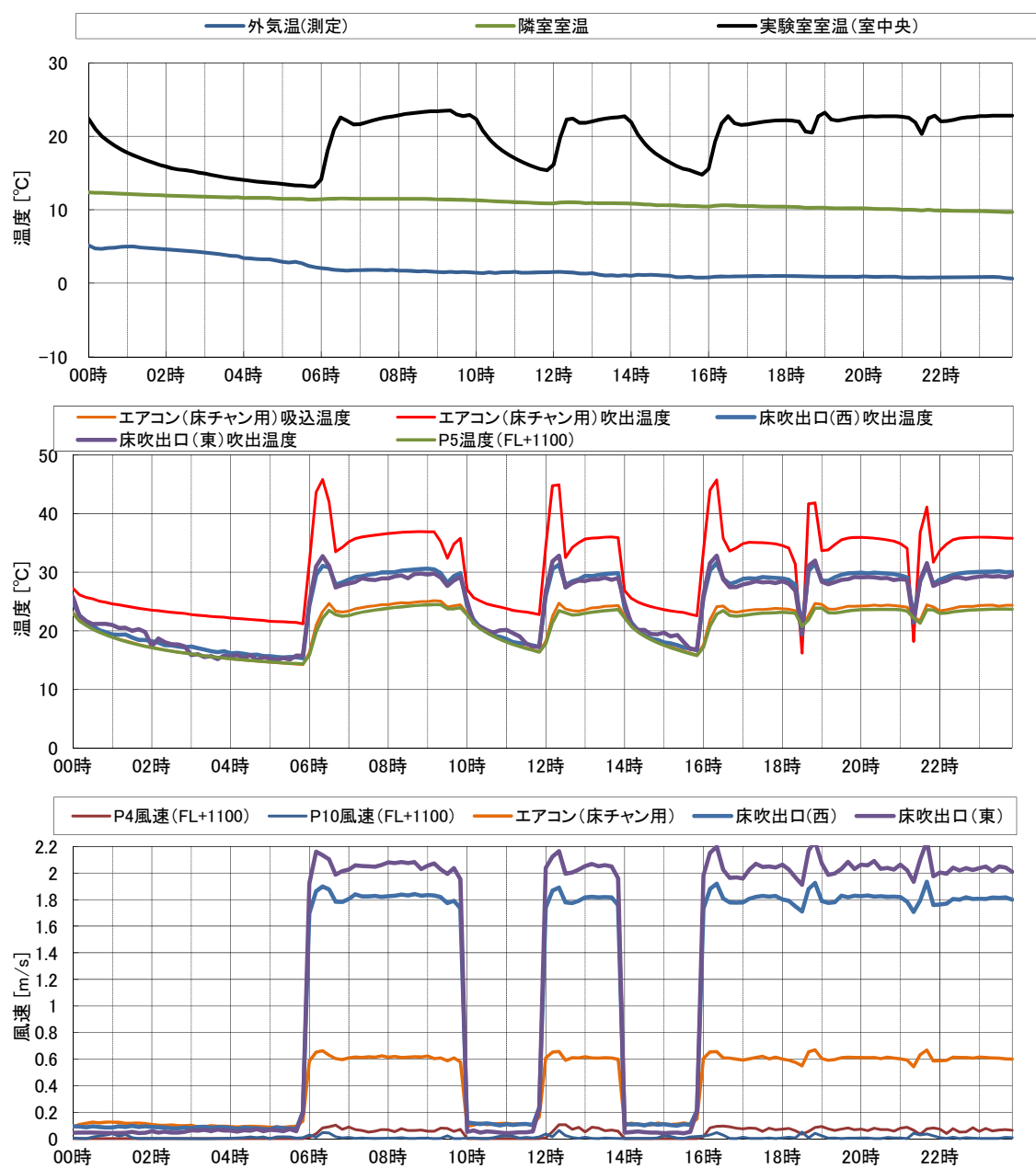


図 3-42 外気温, エアコンまわりの温度と風速(条件\_床\_ス)

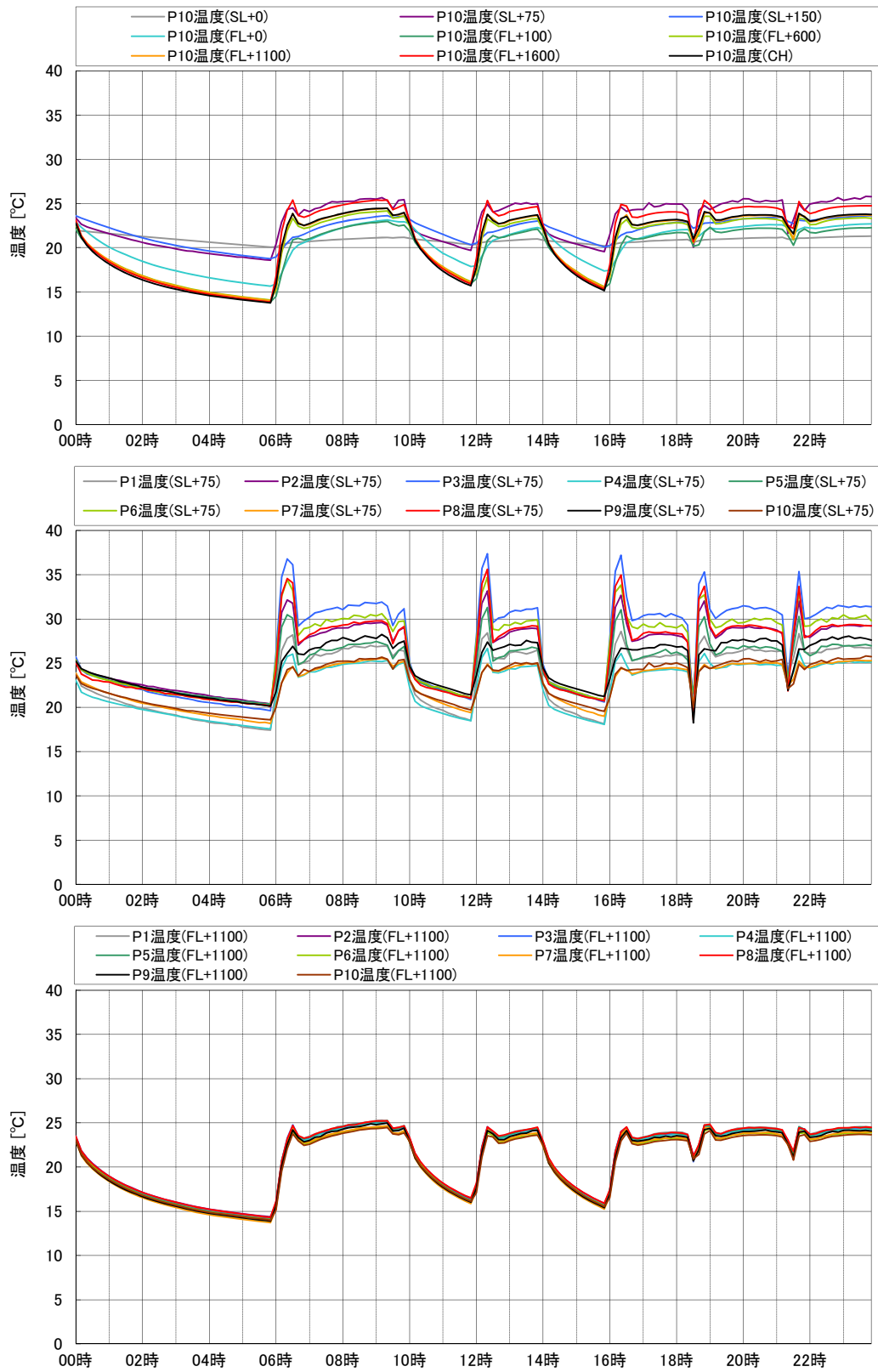


図 3-43 実験室内各所の温度(条件床\_ス)



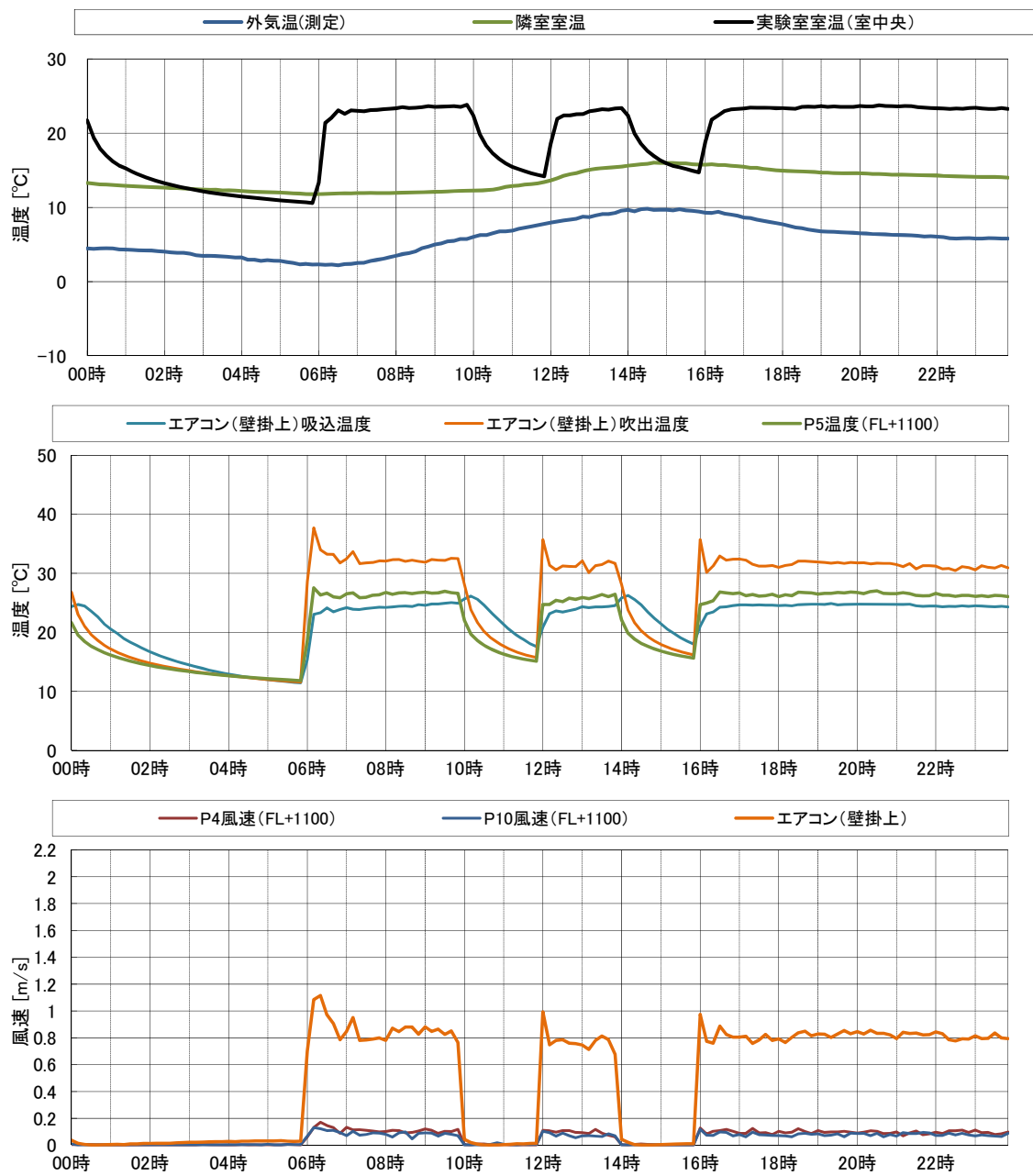


図 3-44 外気温, エアコンまわりの温度と風速(条件\_上ス)

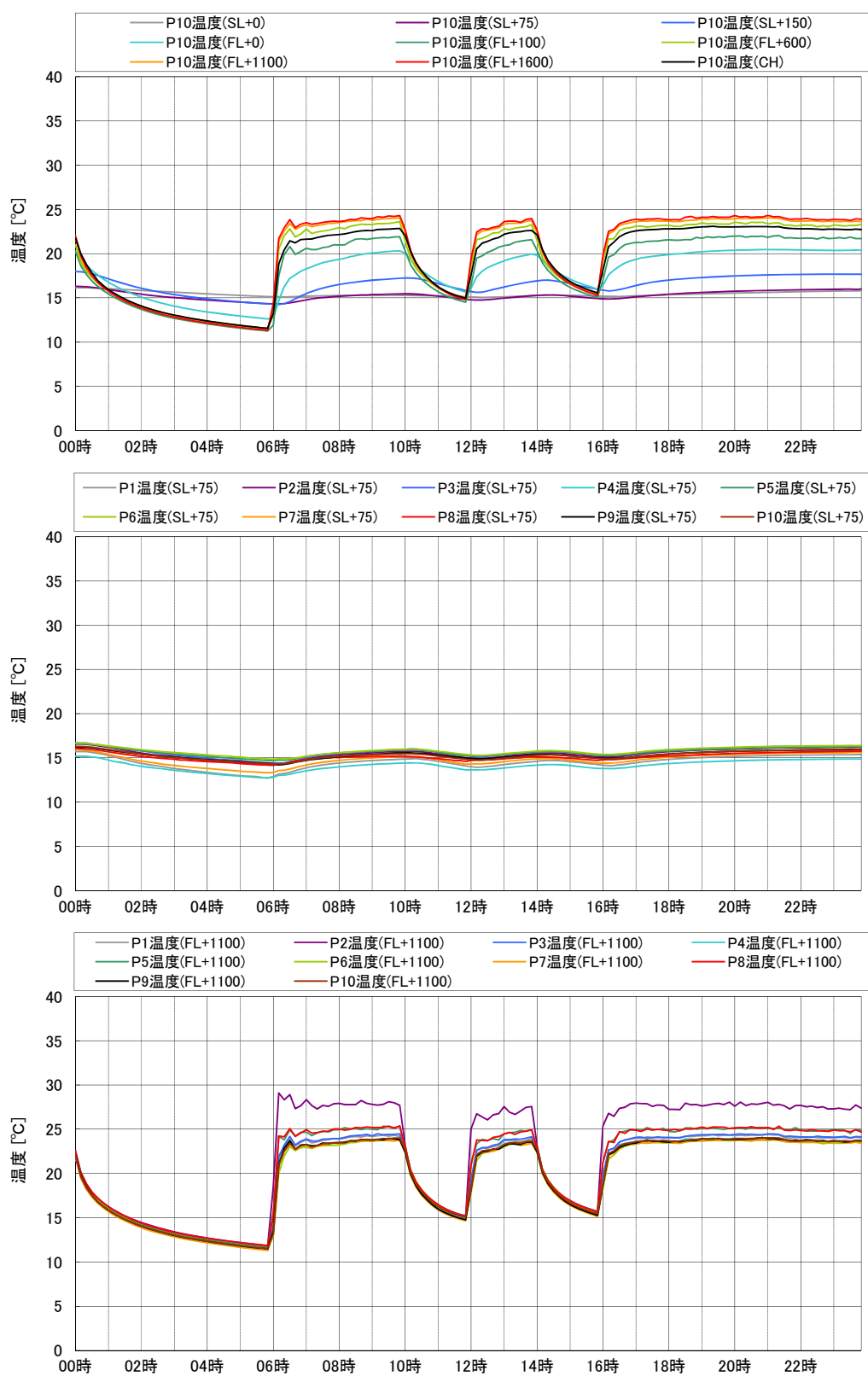


図 3-45 実験室内各所の温度(条件\_上ス)

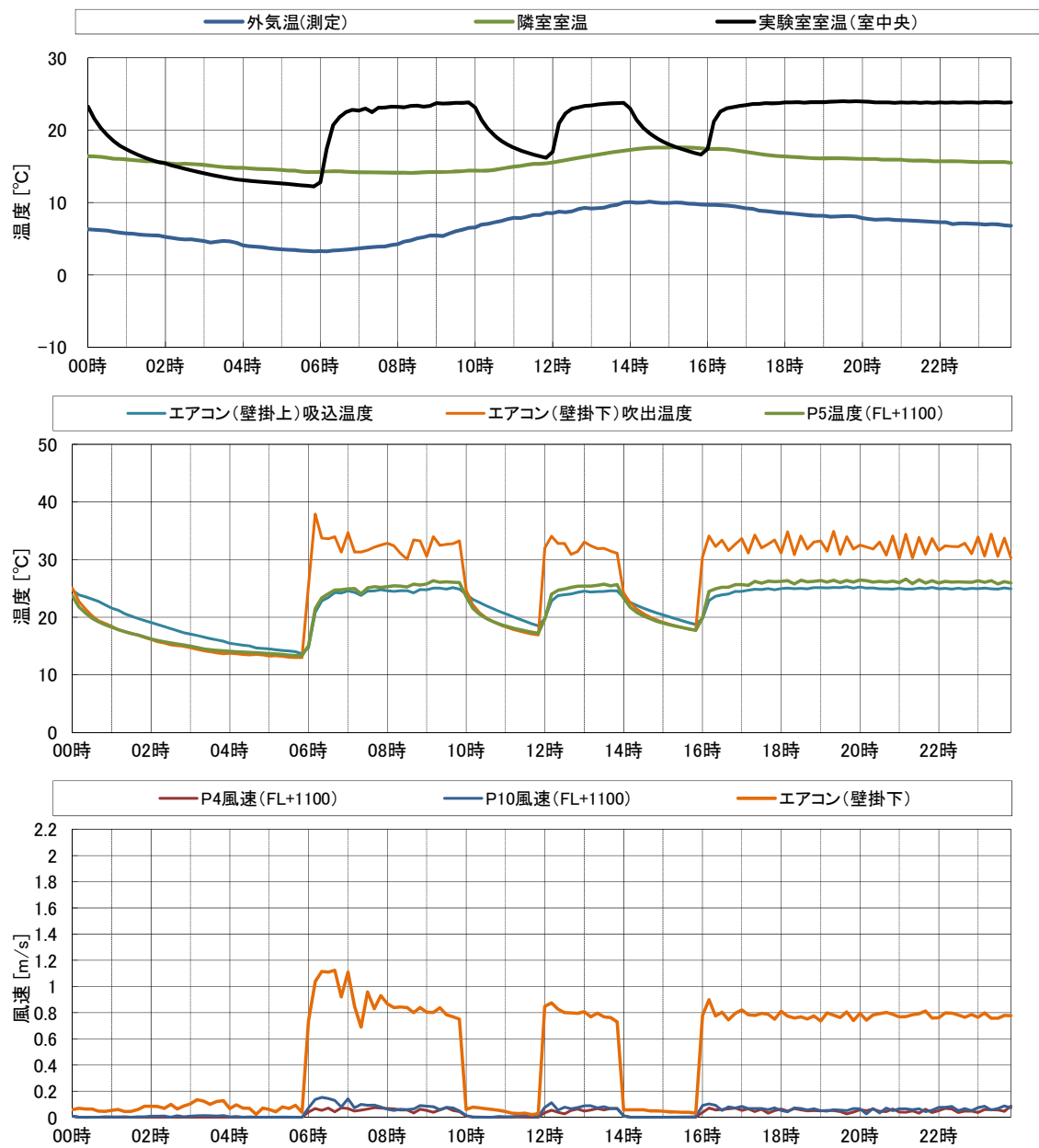


図 3-46 外気温, エアコンまわりの温度と風速(条件\_下\_ス)

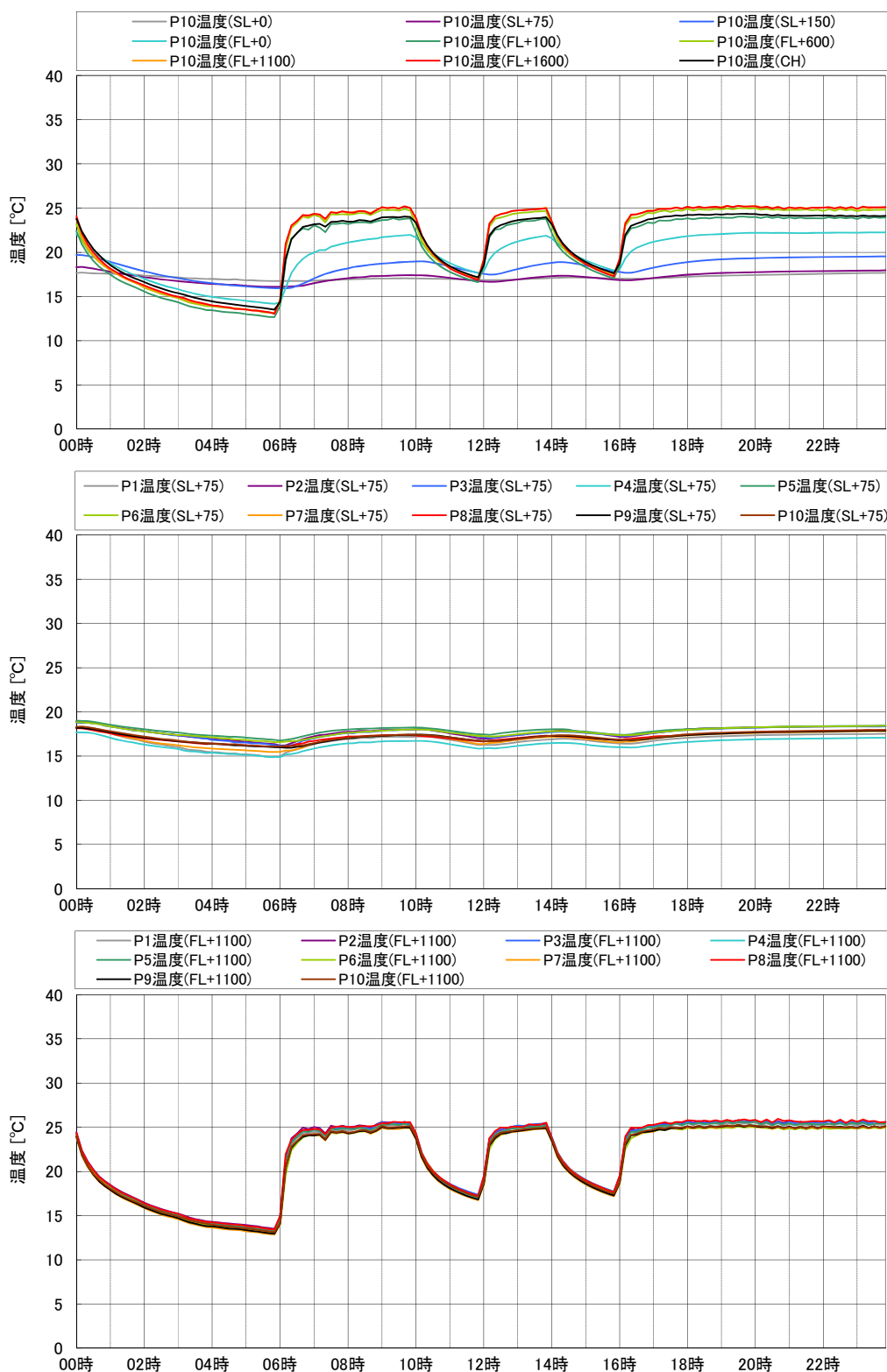


图 3-47 室内温度分布(条件\_下\_ス)

### 3.6.2 処理熱量の比較

本節では、定常運転の場合と同様に熱負荷を計算し熱収支を比較する。まず、床チャンバーエアコンについて条件\_床\_スの熱収支を図 3-48 に示す。エアコン立ち上がり時は、処理熱量が 6,000kJ/h 程度となっているが、その後 4,000kJ/h 程度で一定となっている。また、表面熱流のうち、「(床表面→居室内) - (床チャンバー内→床裏面)」が大きくなっており、熱が床板に蓄えられ、蓄熱されていることが分かる。一方、エアコン停止時は床板やスラブからの放熱が 500kJ/h 程度あり、居室の温度低下が抑えられる要因となっている。

次に、壁掛エアコン(H=2,350)について、条件\_上\_スの熱収支を図 3-49 に、壁掛エアコン(H=450)について、条件\_下\_スを図 3-50 に示す。処理熱量は立ち上がり時に、5,000kJ/h 程度となっているが、その後 3,000kJ/h 程度で安定しているが、床板やスラブからの放熱は床チャンバーエアコンに比べると小さくなっている。

続いて、スケジュール運転での処理熱量について、エアコンの設置位置による違いを比較する。各条件での内外温度差が異なるため、定常状態と同様に居室と外気の温度差 1°Cあたりの平均値を求めた。なおスケジュール運転では、エアコンは1日のうち14時間の稼働であるため、熱量は14時間の平均を求め、図 3-51 に示す。処理熱量は、条件\_床\_スと条件\_上\_スでは 230kJ/(K・h)程度であるのに対し、条件\_下\_スでは 203kJ/(K・J)で、スケジュール運転でも壁掛エアコン(H=450)が最も処理熱量が小さい結果となった。床チャンバーエアコンは、壁掛エアコン(H=2,350)と比べて2%だけ処理熱量が大きく、定常運転と比べて処理熱量の差が小さくなっている。床チャンバー方式では、エアコン停止時にスラブや床板からの放熱により温度低下が抑えられ、立ち上がりの処理熱量がそれほど大きくならなかったことが要因として考えられる。

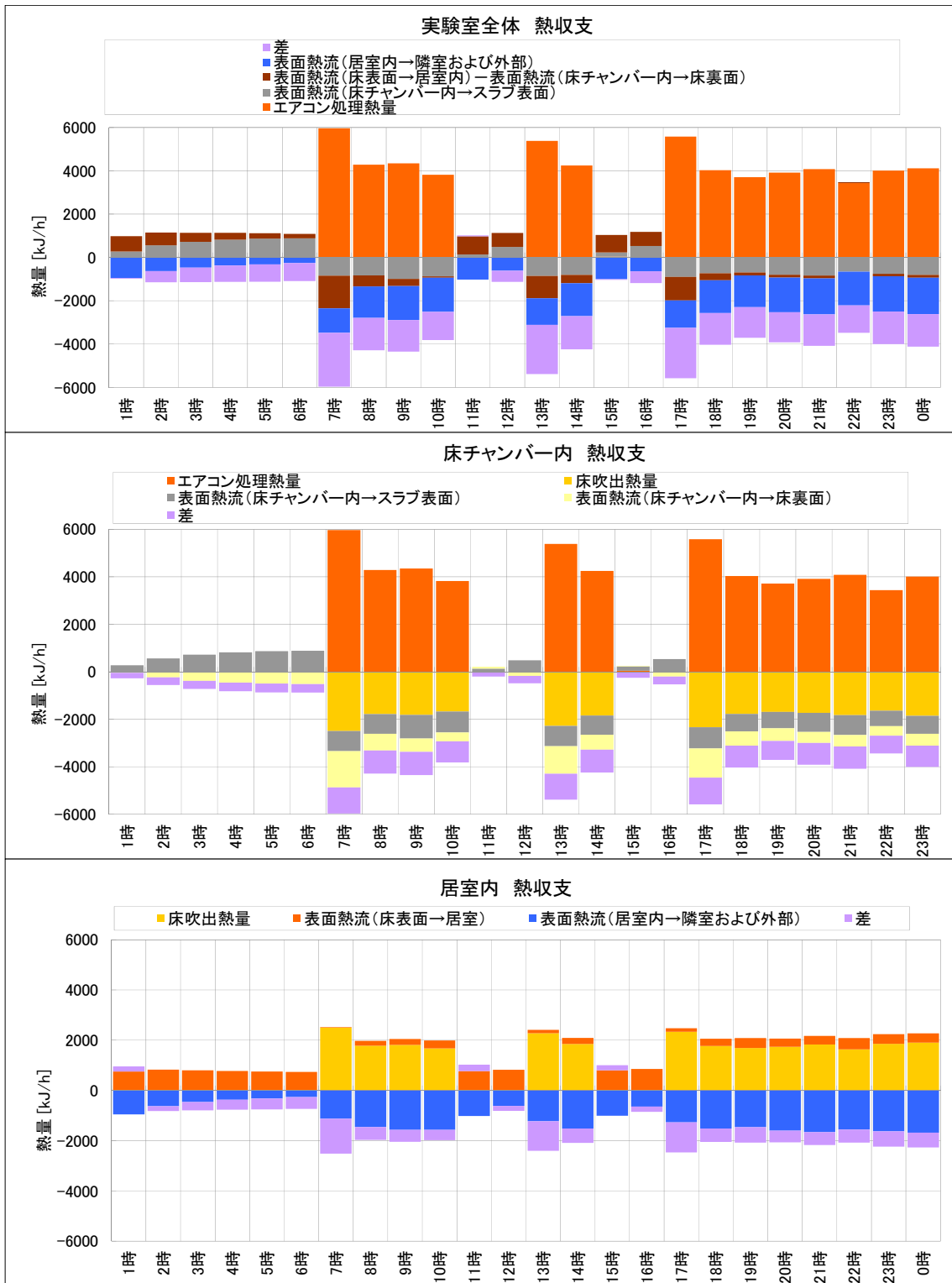


図 3-48 床チャンパーエアコンの熱収支(条件\_床\_ス)

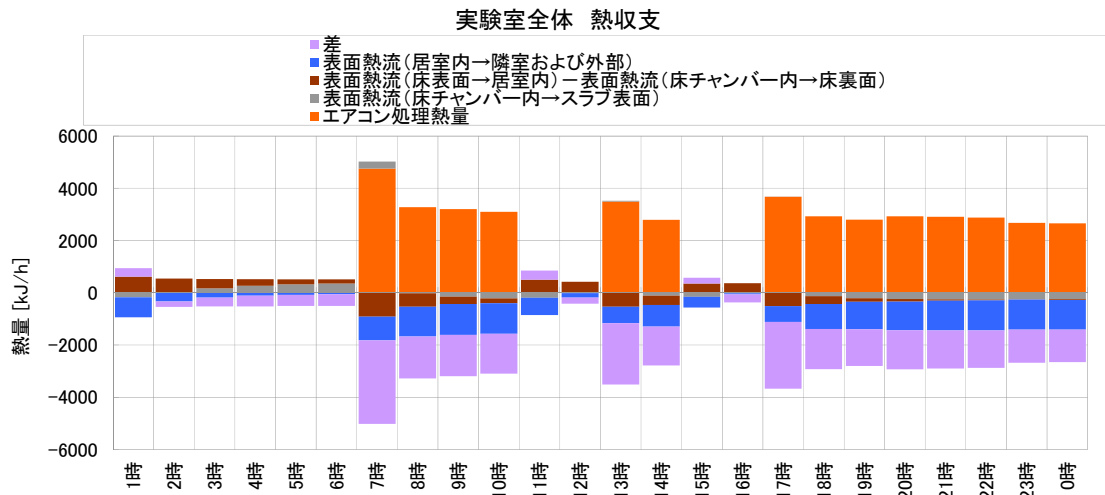


図 3-49 壁掛エアコン(H=2,350)の熱収支(条件\_上\_ス)

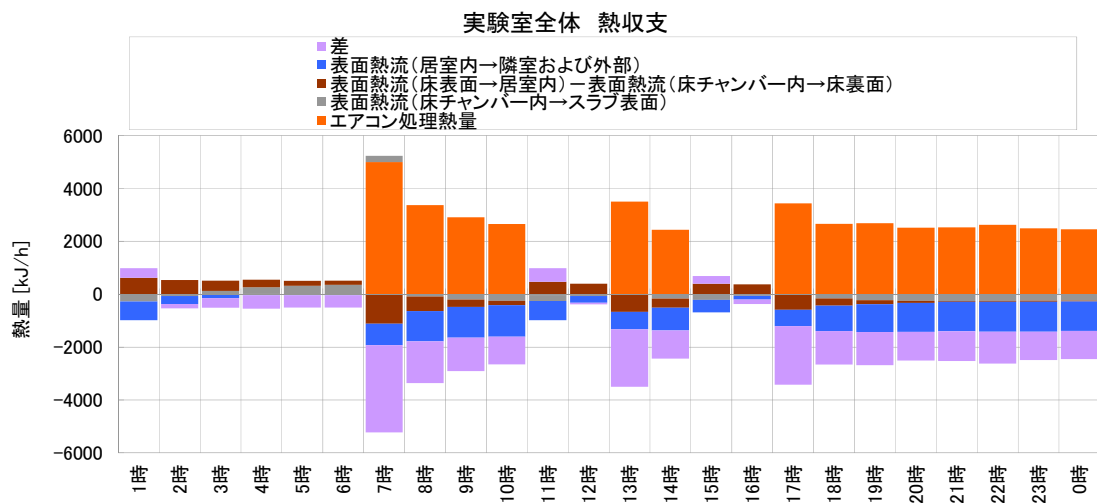


図 3-50 壁掛エアコン(H=450)の熱収支(条件\_下\_ス)

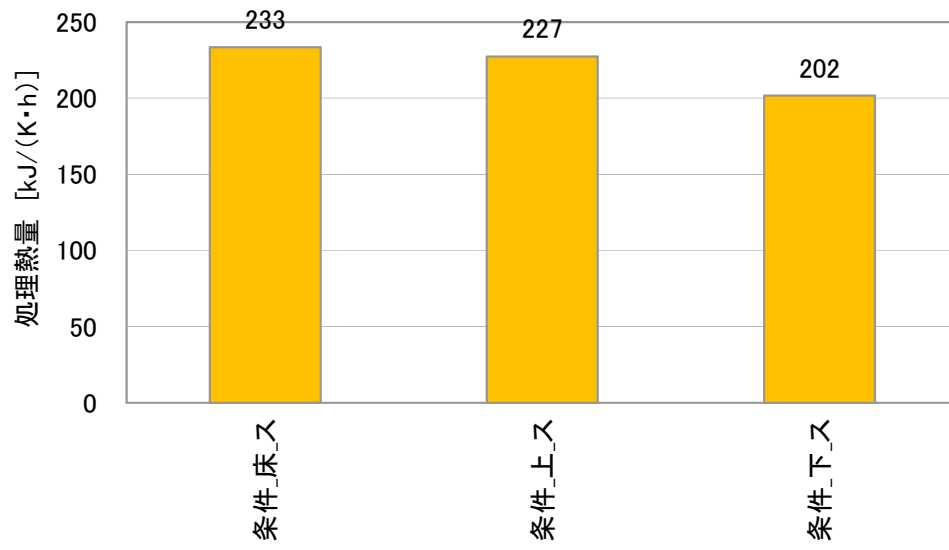


図 3-51 エアコンの設置位置の違いによる熱収支の比較



### 3.7 気流可視化実験の概要と結果

#### 3.7.1 実験の概要

エアコンの設置位置による気流性状の違いを分析するため、非レーザー光源による気流可視化装置を用い計測を行った。気流可視化は、図 3-52 と図 3-53 に示す通り、実測対象空間にトレーサーガスを噴出させ、シート状の光源によってトレーサーガスの切断面を照らし、トレーサーガスで散乱した光を高速カメラで撮影して、撮影された動画を分析することで対象空間内の風速ベクトルを算出するものである。本章では、図 3-54 に示すとおり床チャンバーエアコン稼働時の床吹出口や壁掛エアコン(H=2, 350), 壁掛エアコン(H=450)を対象に可視化実験を行った。

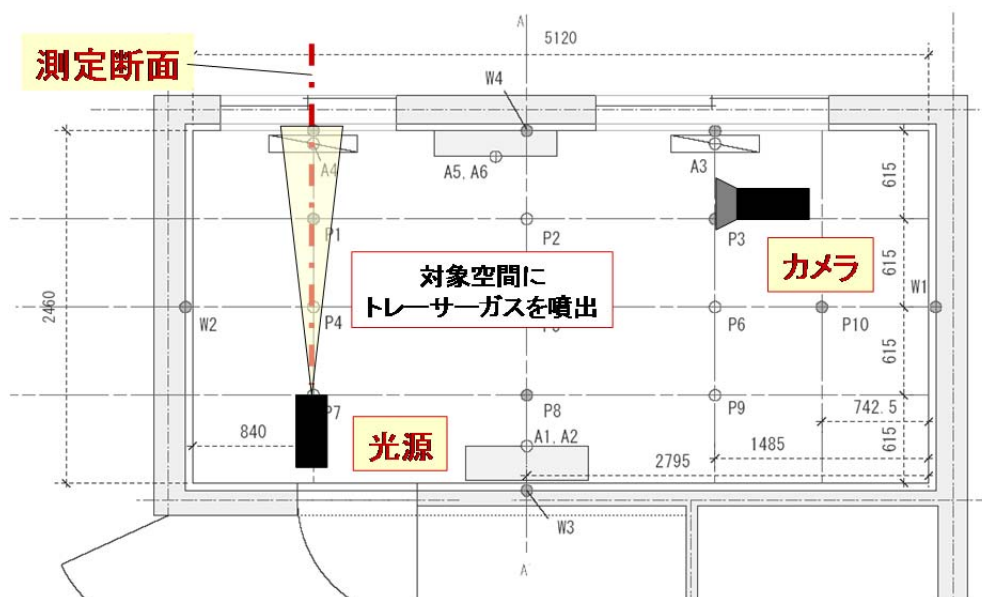


図 3-52 レーザー光源による気流可視化法



トレーサー用チャンバー



トレーサー送気ファン



光源



高速度カメラ(100fps)



記録装置

図 3-53 可視化実験に用いた機器

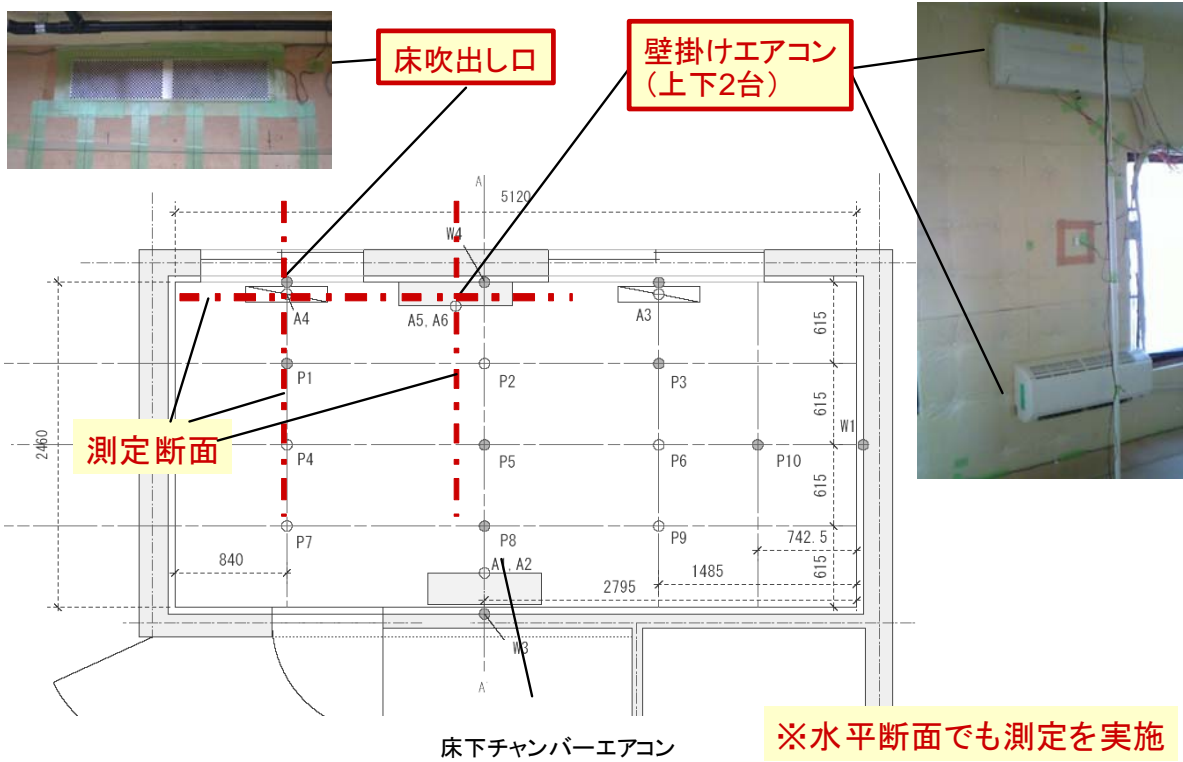


図 3-54 実測対象と実測断面

### 3.7.2 分析の流れ

画像の分析による風速ベクトル計算の流れを図 3-55 に示す。PIV 法による気流の分析については、2次元流体ソフト(DippFlow: 楸ディテクト製)を使用し、撮影された動画のうちの300フレーム(3秒間)を分析した。

はじめに、分析にあたり解析対象動画の背景を取り除く必要がある。気流分析対象となるトレーサーの画像には背景が写っており、分析の際に誤差の原因となるため、分析の前に取り除く処理を行う。今回は、撮影された動画の各画素についてフレーム間の比較を行い輝度の最小値を算出し、背景引き算用の画像を作成した。解析の動画の各フレームの輝度から背景引き算用の画像の輝度を引き算することで、背景を取り除いた解析動画を作成することができるが、トレーサーが鮮明に撮影できていない場合もあるので、必要に応じて輝度値にある係数を乗じて輝度を増分したり、平滑化を行ってノイズを取り除いたりすることで、分析を行いやすくした。

以上のような前処理を行った後に、PIV 法で分析を行った。分析では動画の1フレームを格子状に分割して、その1つの領域について次の画面で最も相関係数の高い領域を探索した。相関係数の高い領域が探索されれば、前のフレームからの移動量を計算し風速ベクトルを計算した。風速ベクトルの計算をすべての領域について繰り返し、フレーム全体の風速ベクトルを求め、さらに動画の総フレーム数だけ風速ベクトルの計算を繰り返し、全てのフレームにおける風速ベクトルを平均化し、最終的な風速ベクトルとした。

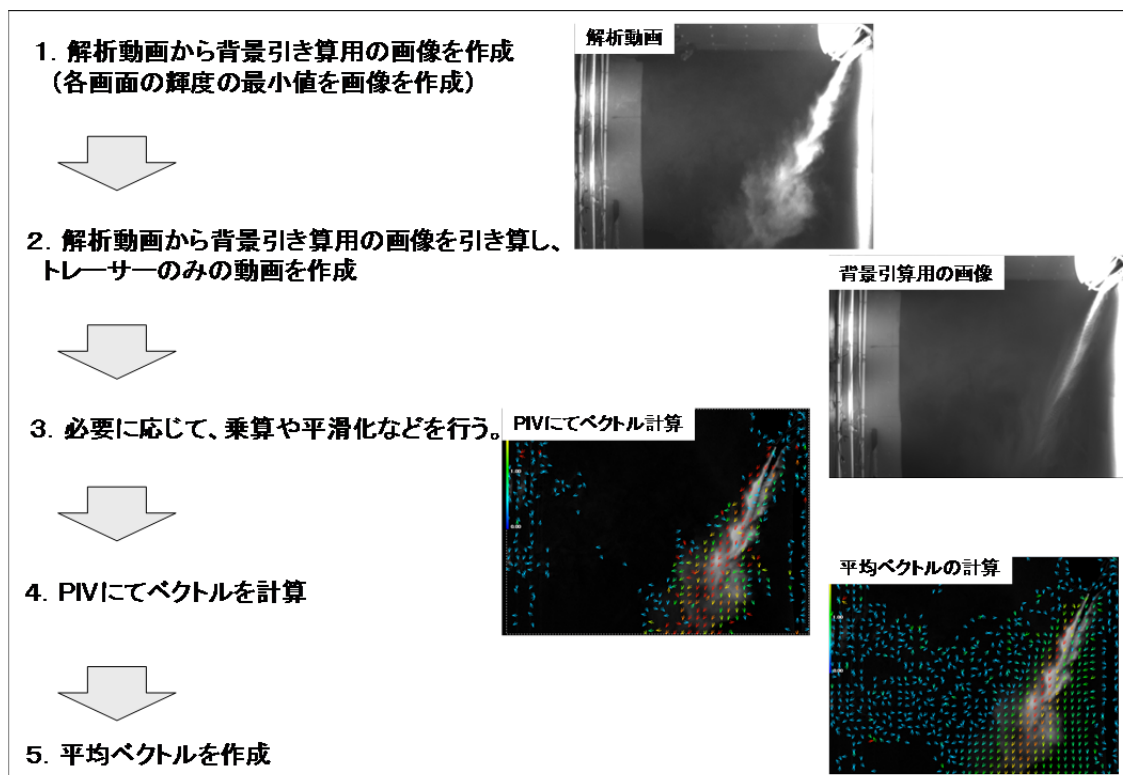


図 3-55 画像分析のながれ

### 3.7.3 気流可視化の分析結果

壁掛エアコン(H=2,350)で風量を大とした風速ベクトルを図3-56にコンター図を図3-57に示す。エアコンから下方に向かって風速 2.0m/s 以上の部分があり、エアコンから吹出された風速の大きい部分は床まで到達し、床にぶつかり床に沿って図の左側へ向かって進んでいる。壁掛エアコンの気流は、周辺の空気を巻き込みながら下降しエアコンから離れるほど気流の強い範囲の幅が広がっている。床面でも風速 0.7m/s 程度となる領域もある。続いて、壁掛エアコン(H=2,350)で風量を小とした風速ベクトルを図3-58にコンター図を図3-59に示す。風量を大としたときと比べるとエアコンから吹出す風速の高い領域の幅は細くなり、周囲の気流の巻き込みも少ない。エアコンから吹出された風速の大きい部分は、床面に到達する前に図の左側へ向かって進んでいる。風量が大的ときと比べ途中で図の左側に気流が流れ、図の中央付近で渦を巻いている。床面では風速 0.2m/s 程度が中心となっている。

また、壁掛エアコン(H=450)で風向を水平とした風速ベクトルを図3-60に風速コンター図を図3-61に示す。気流が直接影響しない部分では風速は小さくなっているが、エアコンから吹出された気流は水平に進み高さ 20cm 程度の気流の強い領域を形成している。次に壁掛エアコン(H=450)で風向を下とした分析結果について、図3-62に風速ベクトルを図3-63に風速コンター図を示す。エアコンから下向きに吹出された気流は床面にぶつかり、その後、床面に沿うように水平に進んでいる。床面にぶつかることで風速は小さくなり、床面での風速は最大で 1m/s 程度である。

床チャンバーエアコンで風量を小とした風速ベクトルを図3-64に風速コンター図を図3-65に示す。吹出口から鉛直に吹出す気流があり、風速は大きいところで 0.8m/s 程度となっているが、吹出口から 1m 程度離れた場所では風速は 0.3m/s 程度となっている。続いて、床チャンバーエアコンで風量を中とした風速ベクトルを図3-66に風速コンター図を図3-67に示す。吹出口から上方に吹出す気流があり、大きいところで風速は 1.3m/s 程度となり風量を小としたときより風速が大きい。しかし、吹出口から 1m 程度離れた場所では風速は 0.2m/s 程度となり、風量を小としたときと変わらなくなっている。

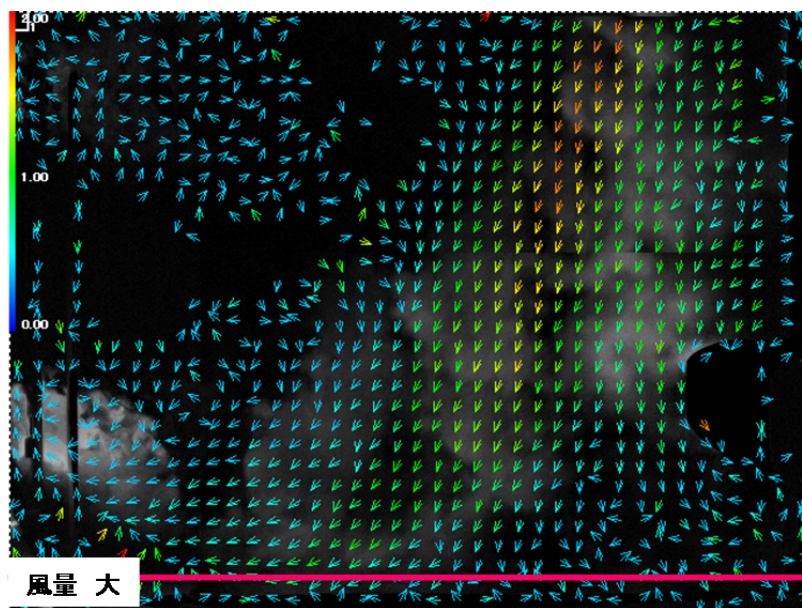
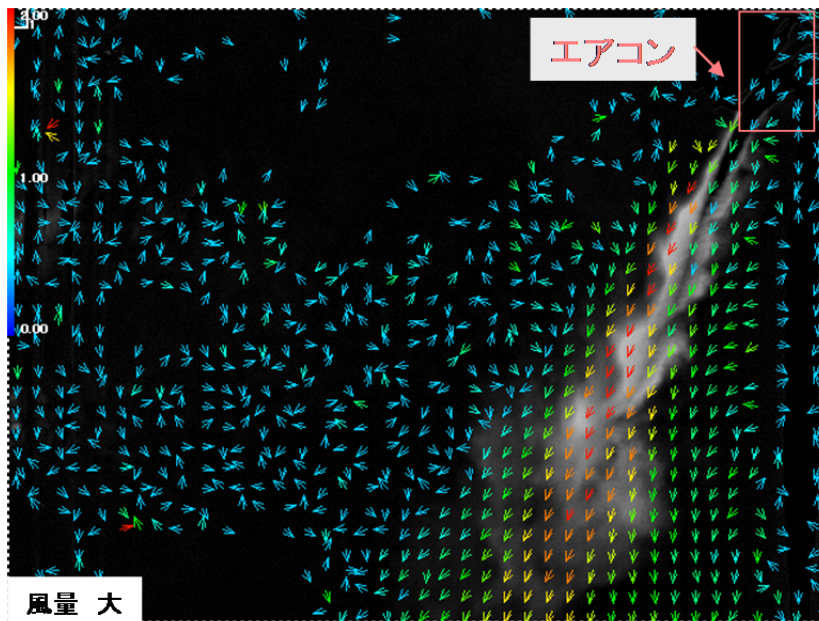


図 3-56 風速ベクトル(壁掛エアコン H=2, 350 風量大)

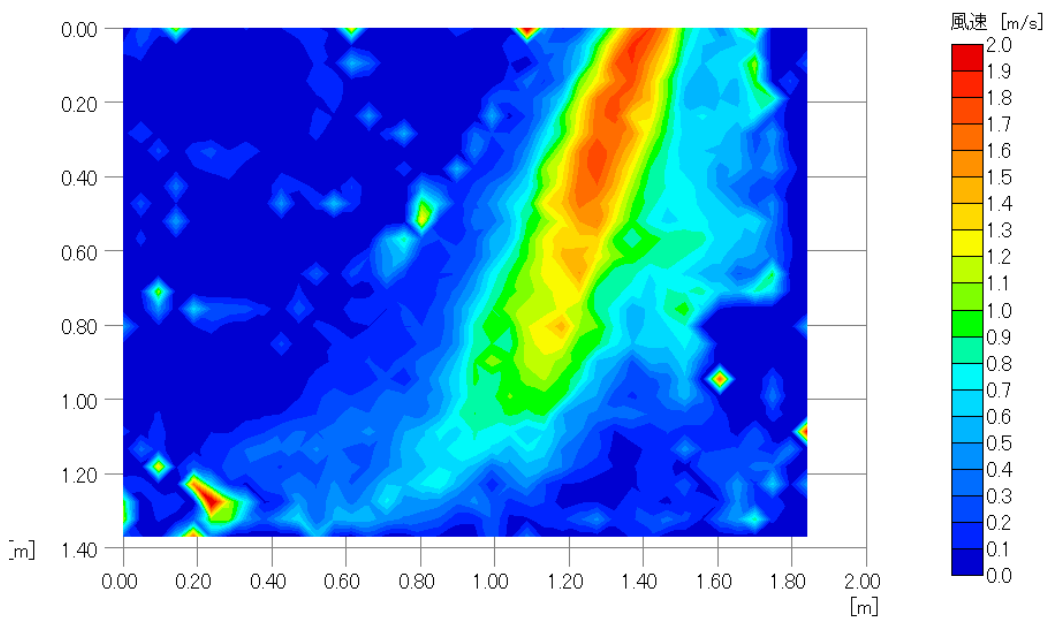
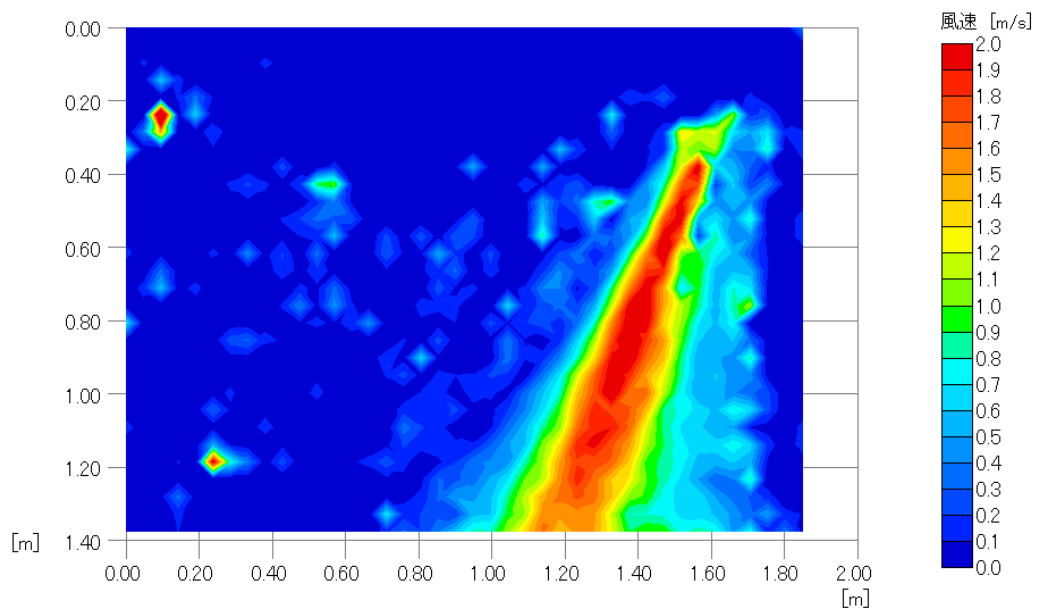


図 3-57 風速コンター図(壁掛エアコン H=2, 350 エアコン 風量大)

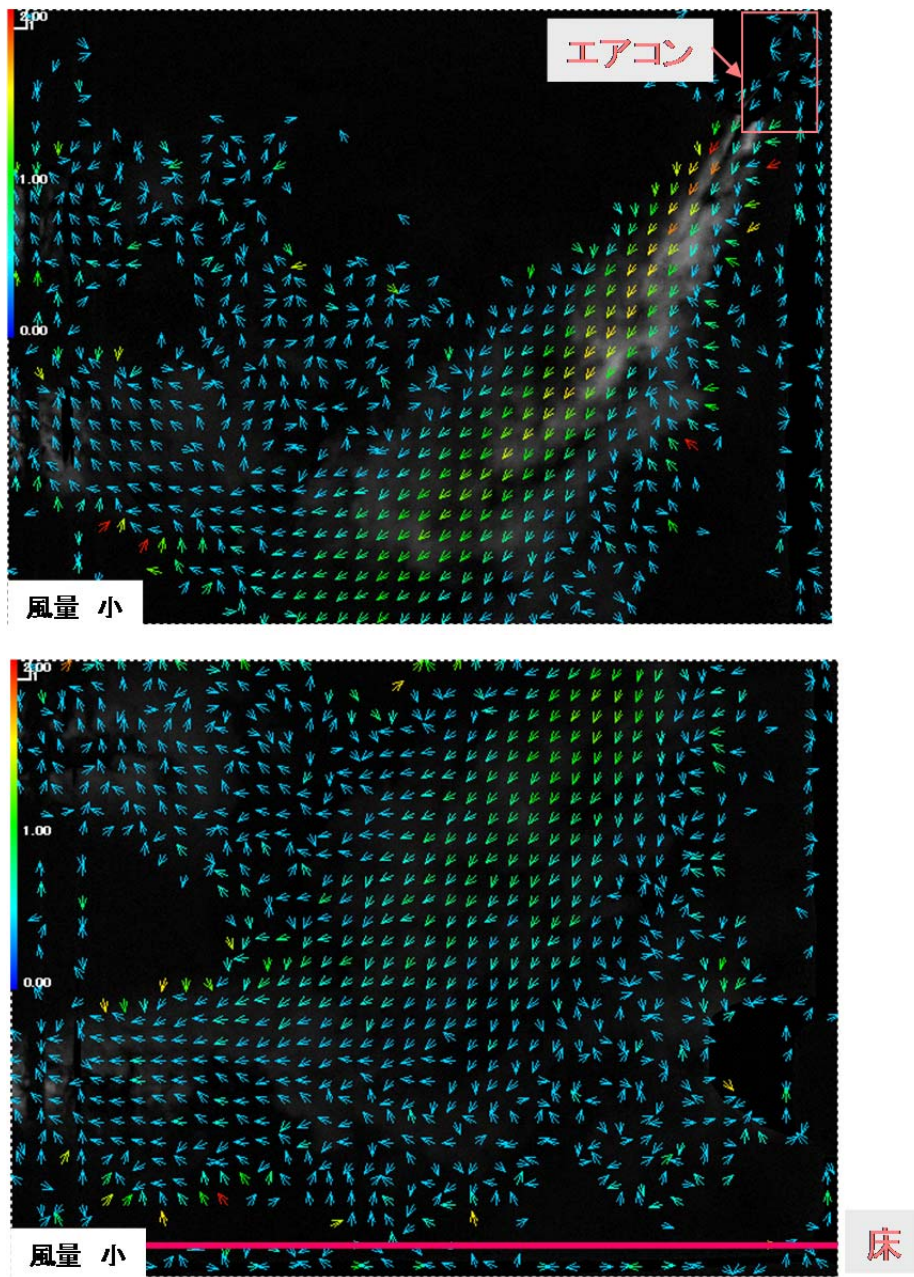


図 3-58 風速ベクトル(壁掛エアコン H=2, 350 風量小)

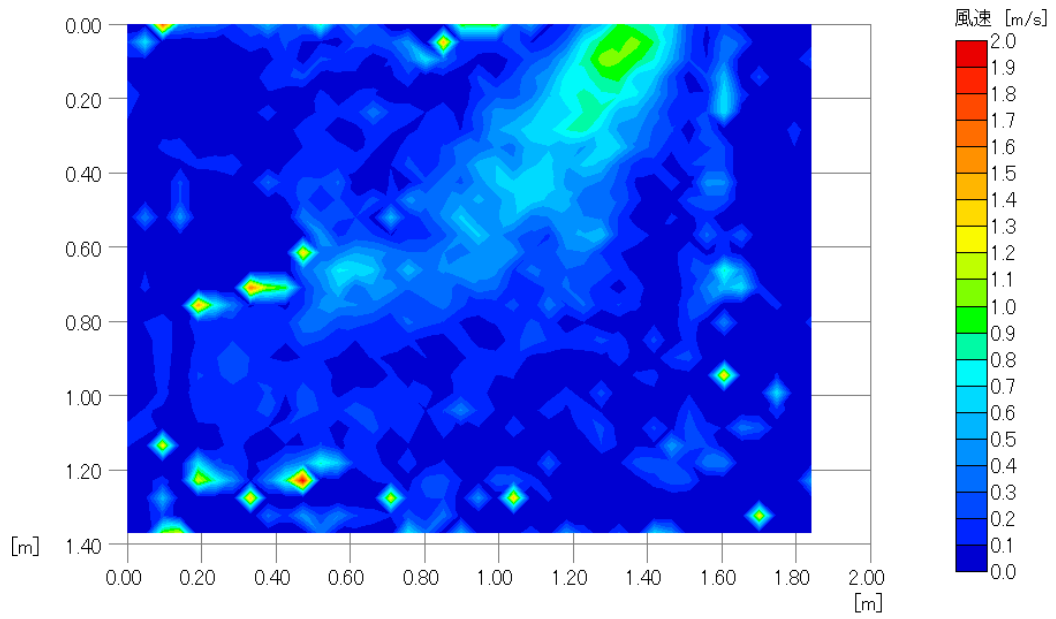
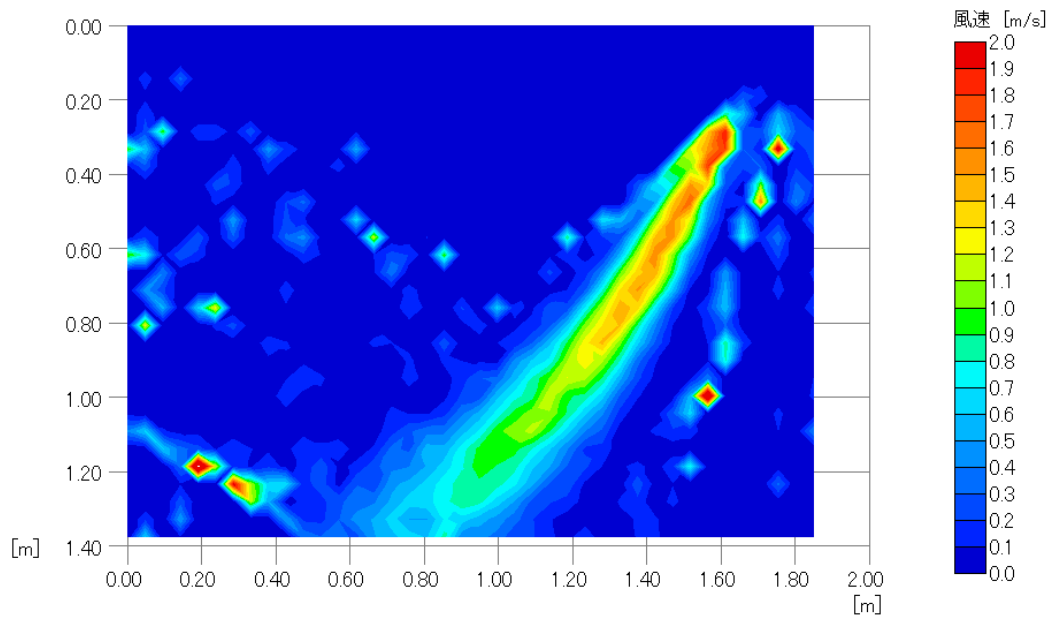


図 3-59 風速コンター図(壁掛エアコン H2, 350 風量小)



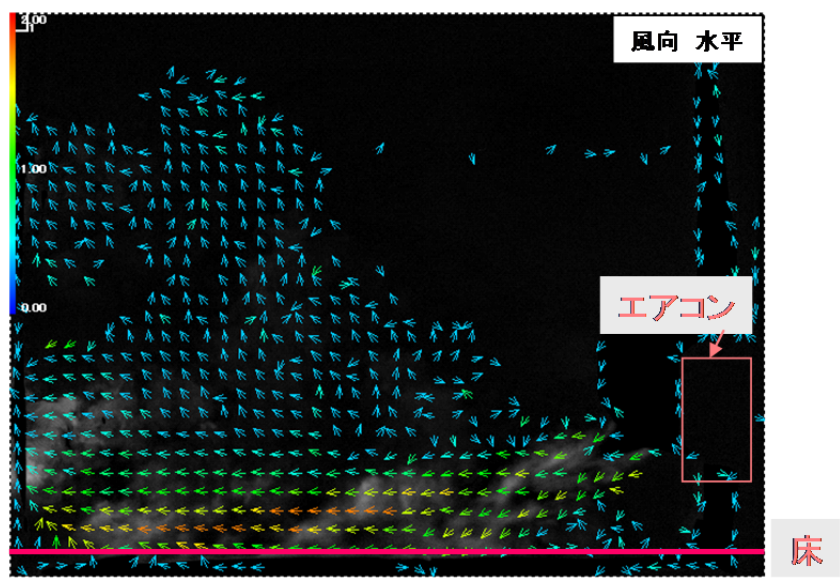


図 3-60 風速ベクトル(壁掛エアコン H=450 風向水平)

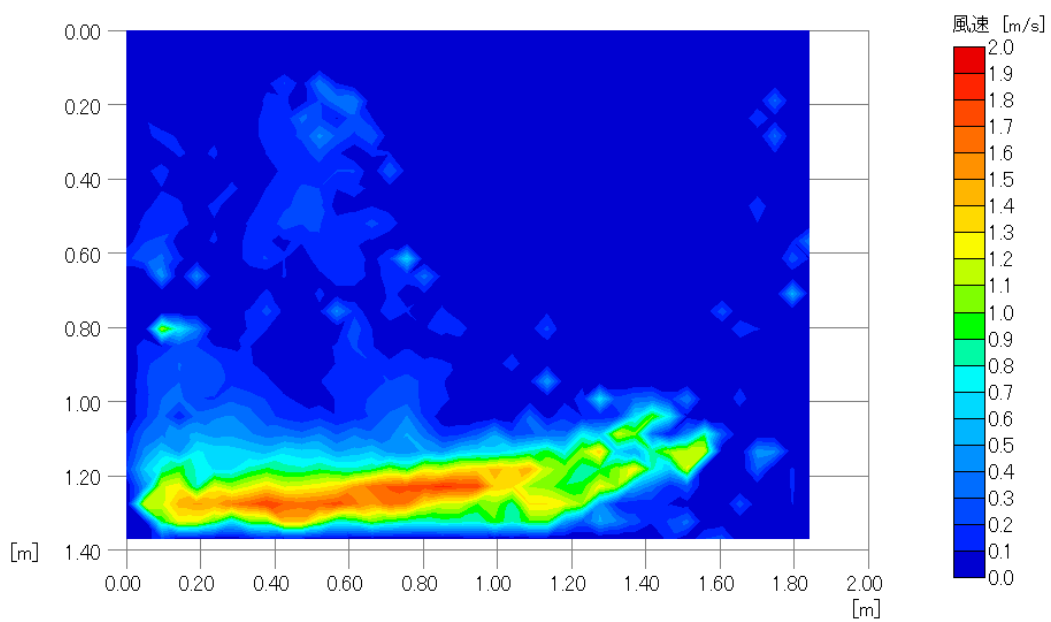


図 3-61 風速コンター図(壁掛エアコン H=450 風向水平)

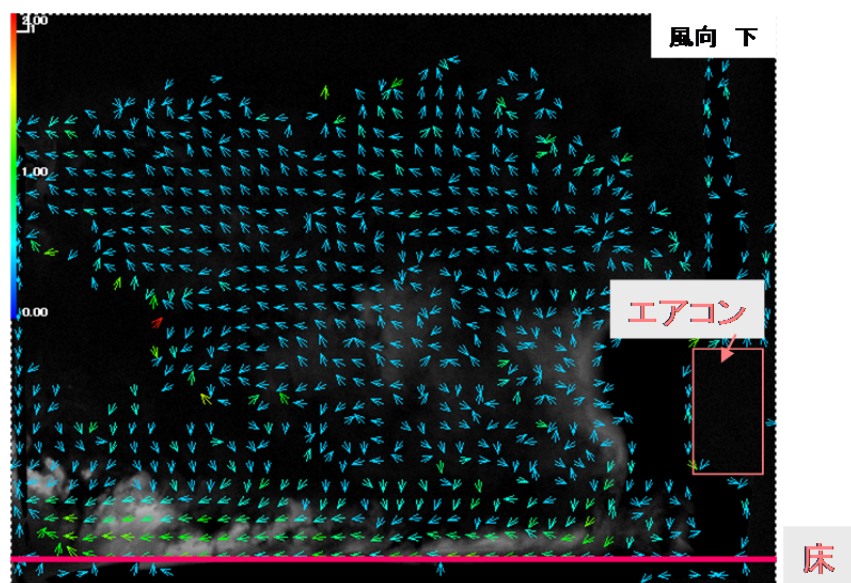


図 3-62 風速ベクトル(壁掛エアコン H=450 風向下)

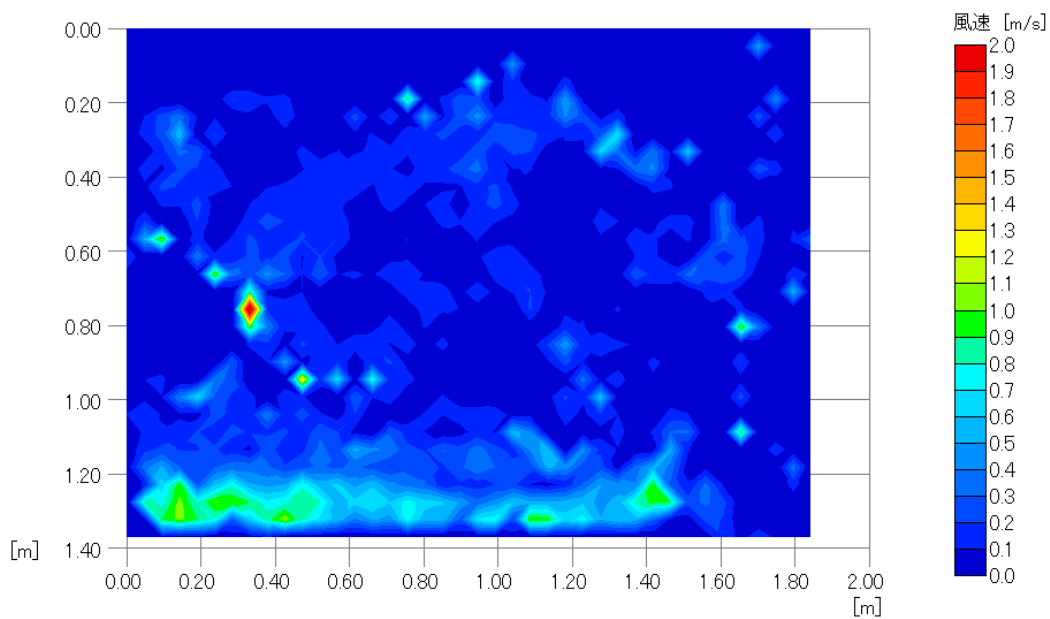


図 3-63 風速コンター図(壁掛エアコン H450 風向下)

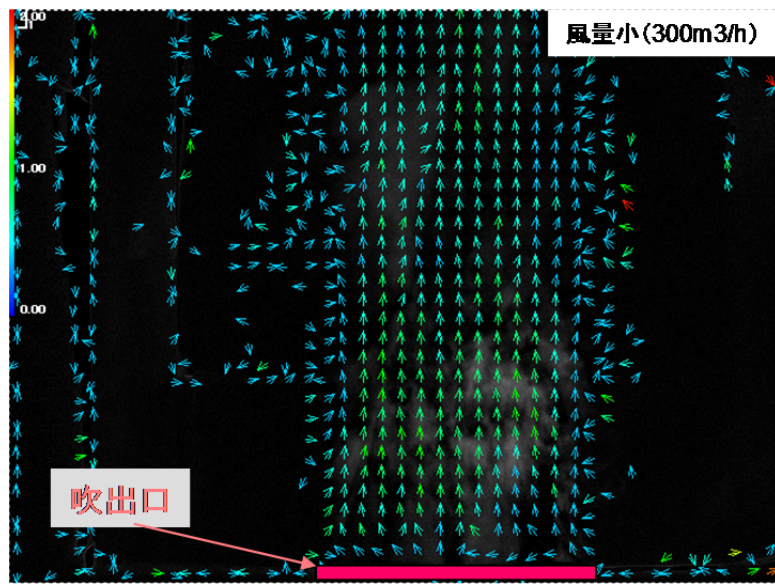


図 3-64 風速ベクトル(床チャンバーエアコン 風量小)

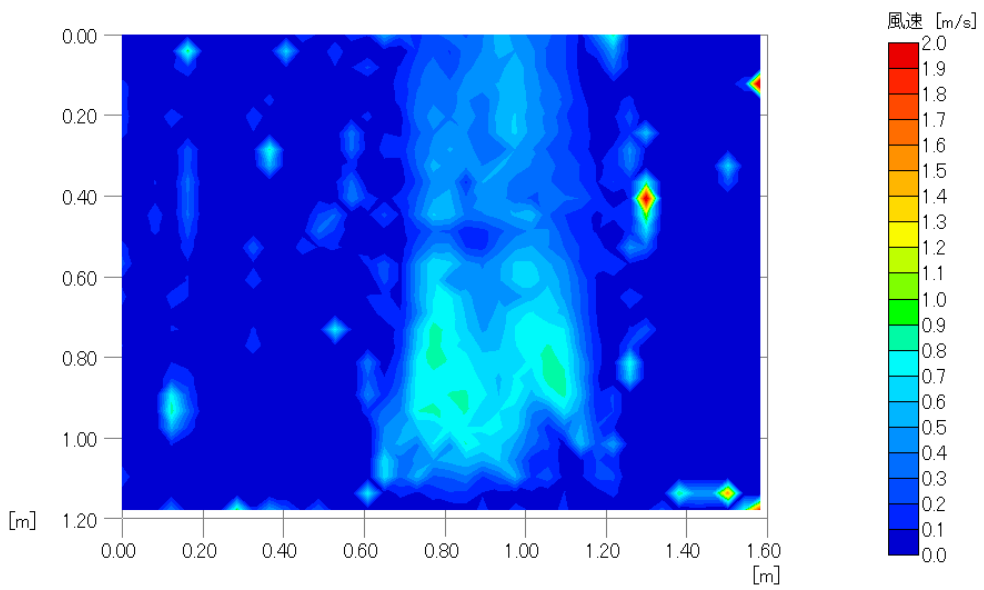


図 3-65 風速コンター図(床チャンバーエアコン 風量小)

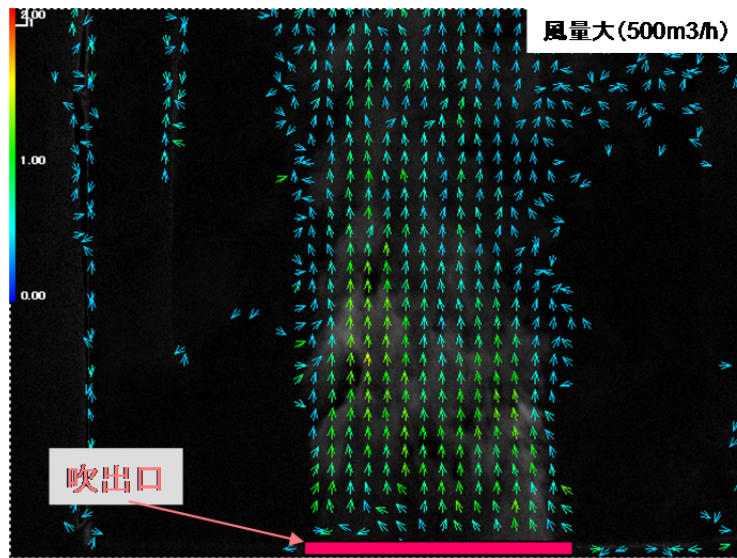


図 3-66 風速ベクトル(床チャンバーエアコン 風量中)

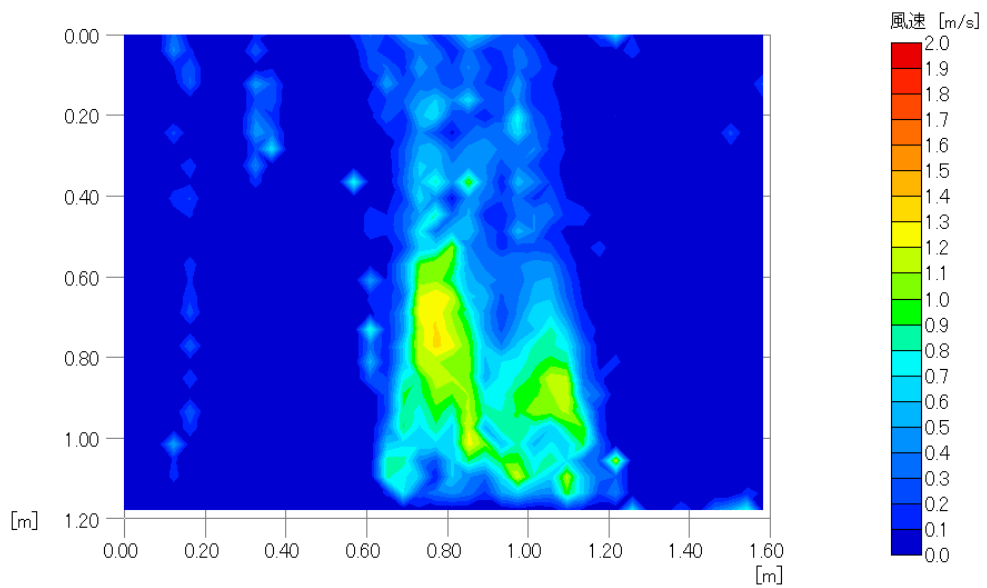


図 3-67 風速コンター図(床チャンバーエアコン 風量中)

### 3.8 本章のまとめ

高断熱化された実大実験室において、床チャンバー方式と壁掛エアコンによる暖房時の温熱環境や運転特性の比較を行い、下記の点が明らかとなった。

#### (1) 上下温度分布の実測

床チャンバーエアコンでは、冷房時、暖房時共に上下温度分布が小さくなった。床表面温度は冷房時で室温と同等か 1℃程度高く、暖房時で同等程度であった。一方、壁掛エアコン(H=2,350)では上下温度分布がみられた。

#### (2) 室内温度分布の実測

床チャンバーエアコンでは、床チャンバー内の温度は 30℃程度と高く、床表面温度は室温(FL+1,100)より 2℃程度高くなり、水平および鉛直方向共に温度分布は小さかった。壁掛エアコン(H=2,350)では、床表面温度は室温(FL+1,100)と比べても 2℃～4℃低い点が多いが、エアコンの気流がある測定点 P2, P5, P8 では、室温(FL+1,100)や床表面温度は高くなった。壁掛エアコン(H=450)では、床表面温度は、エアコンの気流の影響がある測定点 P2, P5, P8 で 28℃程度と高くなるが範囲が限られた。

#### (3) 定常運転によるエアコンの処理熱量の比較

床チャンバーエアコンでは、壁掛けエアコン(H=2,350)と比べてエアコンの処理熱量が 6%～15%程度大きい。床チャンバーエアコンでは、床チャンバー内の温度が高くなるため、床チャンバー内からスラブ表面へ貫流する熱量が壁掛エアコン(H=2,350)と比べておよそ 2 倍となっていることが影響している。壁掛エアコン(H=450)では、他の 2 条件と室内の温熱環境はさほど変わらなくても処理熱量が小さくなっている。

#### (4) スケジュール運転による温熱環境、処理熱量の比較

エアコンの運転と停止を繰り返したスケジュール運転では、床チャンバー空調は他の方式と比べて、床チャンバー内やスラブを昇温させることが必要であるため、立ち上がりに時間がかかっている。1日の処理熱量を比べると、床チャンバーエアコンは、壁掛エアコン(H=2,350)と比べて 3%程度大きく、定常運転の場合と比べてその差は小さくなった。

#### (5) 気流可視化

床チャンバーエアコンでは、床吹出口近傍で最大 1.5m/s 程度であったが、その他の領域では風速は小さくなった。壁掛エアコン(H=2,350)や壁掛エアコン(H=450)では、居室内に直接温風を吹き出すため、風速は 2.0m/s を超える点もみられた。

本章における、高断熱化された実大実験室での実測では、冷房時の上下温度差や暖房時の窓付近の温度低下はなく、居室内の温度差は小さくなった。断熱強化や日射遮蔽により、床チャンバー方式では通常方式と比べて室内の温度差が小さい環境を実現することができた。

## 第4章 床チャンバー内の気流性状と熱性状

### 4.1 本章の目的

前章までの測定により、床チャンバー方式によって実現された温熱環境の特性が明らかとなってきた。床チャンバー方式では、暖房時には床面の温度が高くなるが、床表面温度には温度差があることが明らかとなった。床チャンバー方式による設計法確立のためには、床表面温度のみならず、床チャンバー内の気流性状や熱性状を詳しく分析し、その特性を整理すると共に、床チャンバー内の性状を考量した温熱シミュレーション手法を確立させる必要がある。

そのため、本章では前章で実測を行った実大実験室において、暖房時および冷房時の床チャンバー内の気流や温度、熱流を測定すると共に、水平・鉛直方向の分布や床チャンバー内からスラブ面、床板面への熱伝達を分析しその結果を取りまとめた。

## 4.2 床チャンバー内の気流性状

### 4.2.1 測定の概要

床チャンバー内の気流性状を把握するため、図 4-1 のように風速計のプローブを床チャンバー内に挿入し、測定点 P1 から P10 の高さ 25mm, 75mm, 125mm の風速を測定した。表 4-1 に示す測定機器にて床チャンバー内と西側床吹出口の風速を 10 秒間隔で 5 分間測定した。なお、実験室の概要や測定点、測定装置などは前章と同様である。各条件の西側床吹出口の風速から (3-1) 式によりエアコン風量を求め、(4-1) 式を用いて床下への吹出風速を計算して、その風速から (4-2) 式から各測定点の無次元化風速を求めた。なお、各条件の風量は表 4-2 の通りである。

$$v_0 = Q_a / (3600 \times A) \quad (4-1)$$

$$v'_{pi-h} = v_{pi-h} / v_0 \quad (4-2)$$

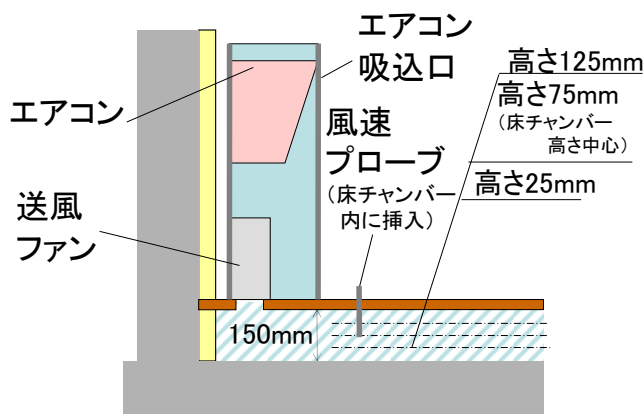


図 4-1 気流性状測定概要

表 4-1 測定機器

項目	機器
風速	本体: KANOMAX 多点風速計 Model1560 プローブ: KANOMAX 無指向性球状プローブ0965-03 (風速1m/s, 90%応答 約7秒)

表 4-2 測定条件

	条件1	条件2	条件3
風量	282m <sup>3</sup> /h	492m <sup>3</sup> /h	661m <sup>3</sup> /h

#### 4.2.2 床チャンバー内の風速測定結果

各測定点の無次元化風速を5分間平均したものを図4-2に示す。各測定点とも測定条件による無次元化風速に大きな差はなく、エアコン風量によって気流分布は変化しないと見なせる。また、エアコンから床吹出口に向かう測定点P8, P5, P2では風速が大きい、測定点P4やP10などは風速が小さい。測定点P1とP3,あるいは、測定点P4とP6を比べると、測定点P3およびP6といった東側の測定点の風速が高くなっており、南北だけでなく東西方向にも風速分布が生じているものと考えられる。

図4-2に示したように、エアコン風量によって風速分布は変化しないと見なせるので、条件1においてのみ、風速の鉛直分布の測定を行った。図4-3にその結果を無次元化風速で示す。エアコンに近い測定点P8において大きな風速が測定されているが、その他の測定点では無次元化風速は0.2以下であり鉛直分布も大きくない。

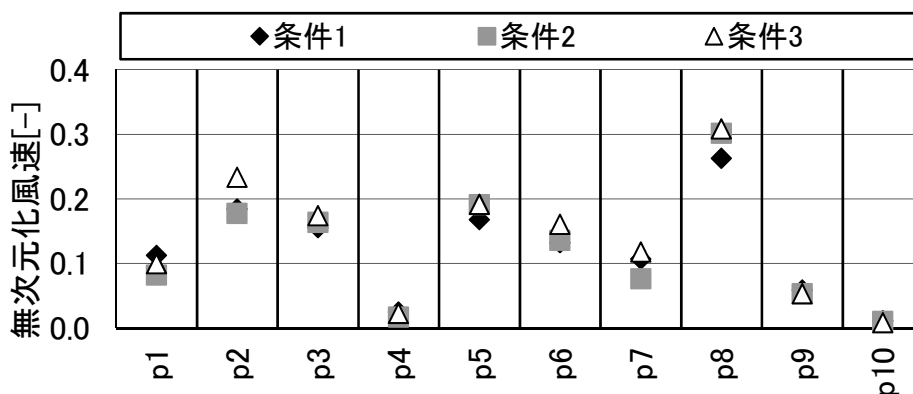


図 4-2 各測定点の無次元化風速(スラブからの高さ75mm)

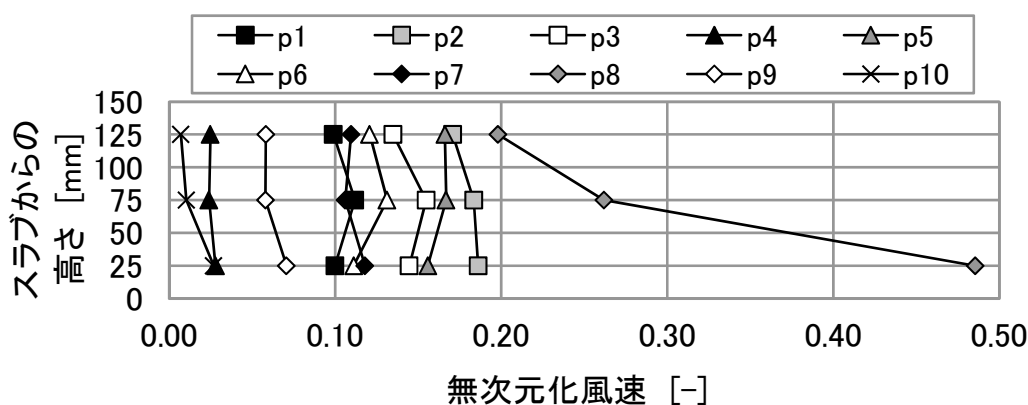


図 4-3 無次元化風速の鉛直分布(条件1)



### 4.3 床チャンバー内の熱性状

#### 4.3.1 測定の概要

温度は図4-4のように、スラブ表面、床チャンバー内、床裏面、床表面と床チャンバー内東西南北壁面、エアコン吸込口、床下への吹出口、東西床吹出口、下階室、居室、南側隣室、外気を、表面熱流は測定点P1, P3, P10のみでスラブ表面、床裏面を1分間隔で連続測定した。あわせて西側床吹出口の風速も測定した。測定は送風ファンの風量を一定としてエアコンを稼働させ、定常状態とみなし温度分布を分析するため24時間以上経ってから測定を行った。エアコン風量は表4-3および表4-4に示す暖房3条件、冷房2条件<sup>注8)</sup>とし10分間および24時間の平均値を分析に用いた。

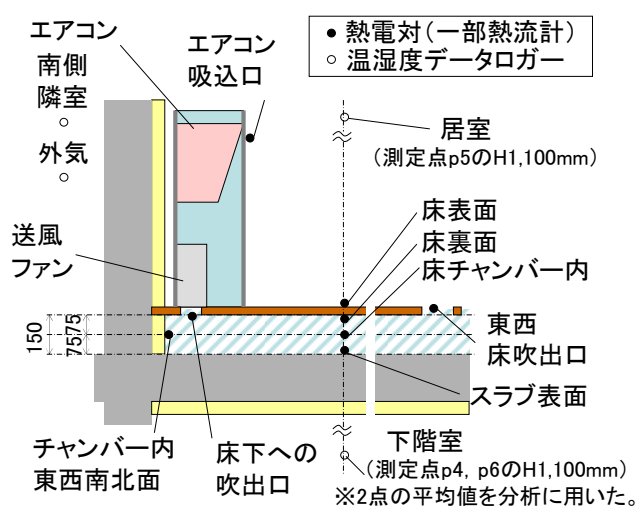


図 4-4 温度，表面温度，表面熱流測定概要

表 4-3 測定条件（暖房時）

条件	風量	設定温度	実測日	平均外気温	平均居室温
条件a	280m <sup>3</sup> /h	22℃	2010/12/19 0時～24時	6.9℃	25.0℃
条件b	442m <sup>3</sup> /h	22℃	2011/1/22 0時～24時	5.1℃	25.4℃
条件c	616m <sup>3</sup> /h	22℃	2011/1/9 0時～24時	2.9℃	25.7℃

※風量は、西側床吹出口風速から(4-1)式で求めた値。  
 ※平均外気温、平均居室温は実測日の24時間平均値。

表 4-4 測定条件（冷房時）

条件	風量	設定温度	実測日	外気温度	居室温度
条件d	313m <sup>3</sup> /h	16℃	2011/5/19 0時～24時	21.3℃	15.8℃
条件e	655m <sup>3</sup> /h	25℃	2011/7/17 0時～24時	31.4℃	25.4℃

※風量は、西側吹出口風速から(4-1)式で求めた値  
 ※外気温度、居室温度は実測日の24時間平均値

### 4.3.2 測定結果（暖房時）

図 4-5 に各条件の外気，居室と P1 から P10 の測定値を平均したスラブ表面，床チャンバー内の温度とエアコン風量を示す。外気温は 24 時間で 5℃程度変動しているが，エアコン風量や居室温，スラブ表面，床チャンバー内温度はほぼ一定となっている。

図 4-6 に各条件の床チャンバー内の鉛直温度分布，居室，床下への吹出口，東西床吹出口の 24 時間平均温度を示す<sup>注9)</sup>。多くの測定点でスラブ表面，床表面，床裏面，床チャンバー内の順で温度が高く，床チャンバーに導入された空気でスラブや床板が加熱されていることが分かる。また，床チャンバー内の温度は居室より高いが，東西床吹出口より低い点が多く，床チャンバー内で気流が十分拡散していないことやスラブと壁の接合部分の熱橋部の熱損失などが原因として考えられる。さらに，エアコン風量が小さい条件ほど床下への吹出口の温度は高く，スラブ表面や床裏面の温度差も大きくなっており，風量により床チャンバーの温度性状に違いがみられる。

図 4-7 に条件 c における床表面，床裏面，床チャンバー内とスラブ表面の 24 時間平均温度の水平分布を示す<sup>注10)</sup>。各面とも風速と同様に水平分布があり，床表面でも最大 2℃弱の温度差がある。各面の温度も南北だけでなく東西方向の分布があり，風速の水平分布や熱橋の影響を受けていると考えられる。

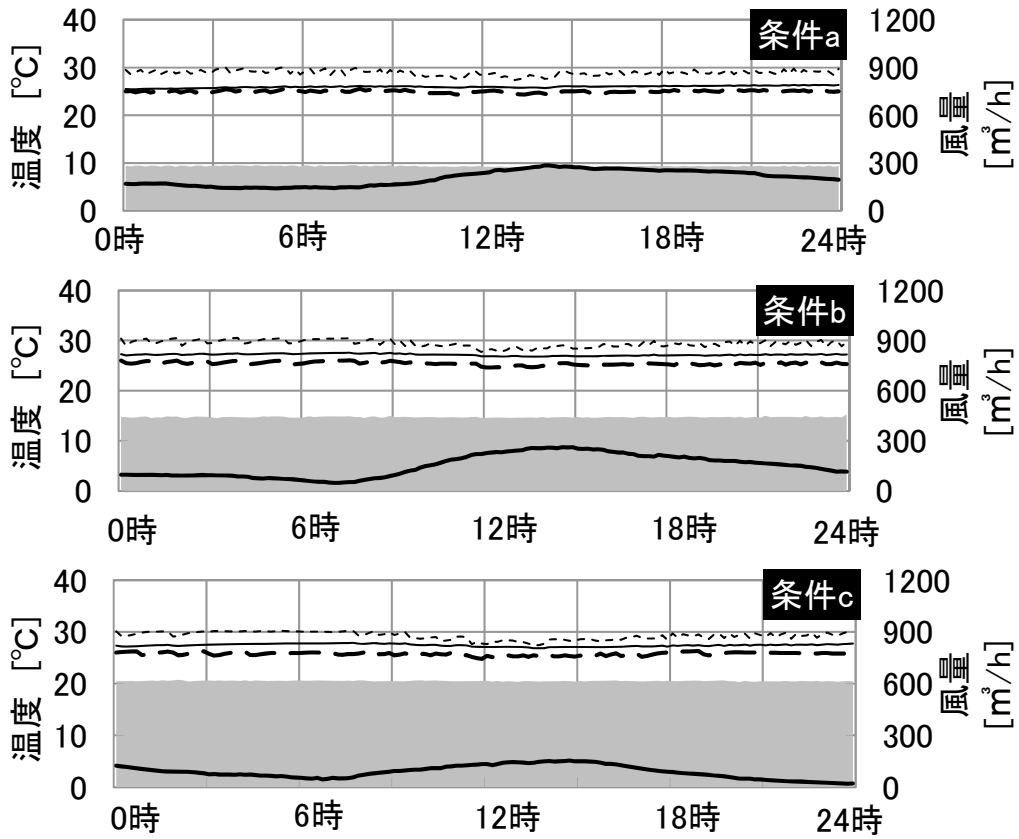
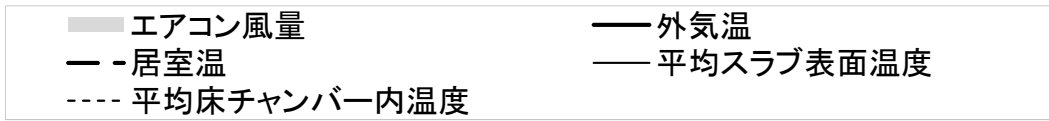


図 4-5 各条件の温度，風量測定結果

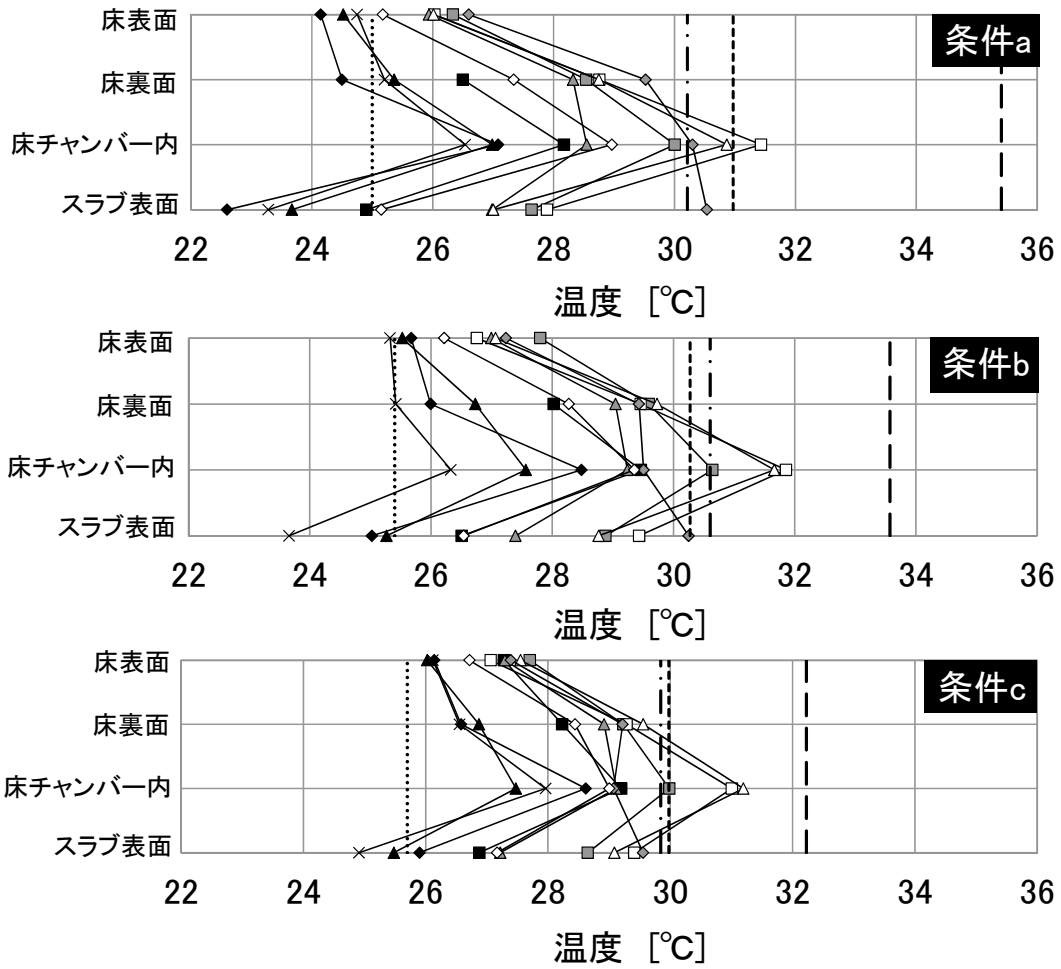
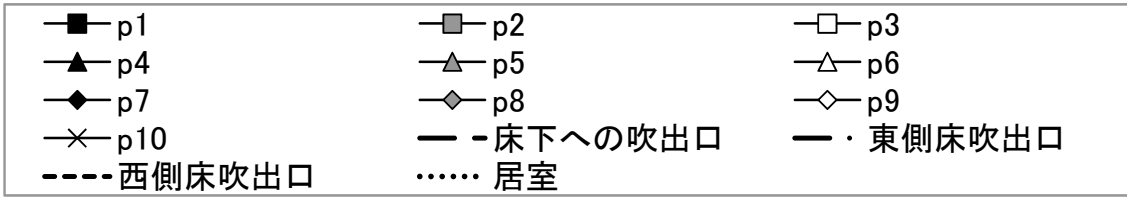


図 4-6 各測定点の 24 時間平均鉛直温度分布

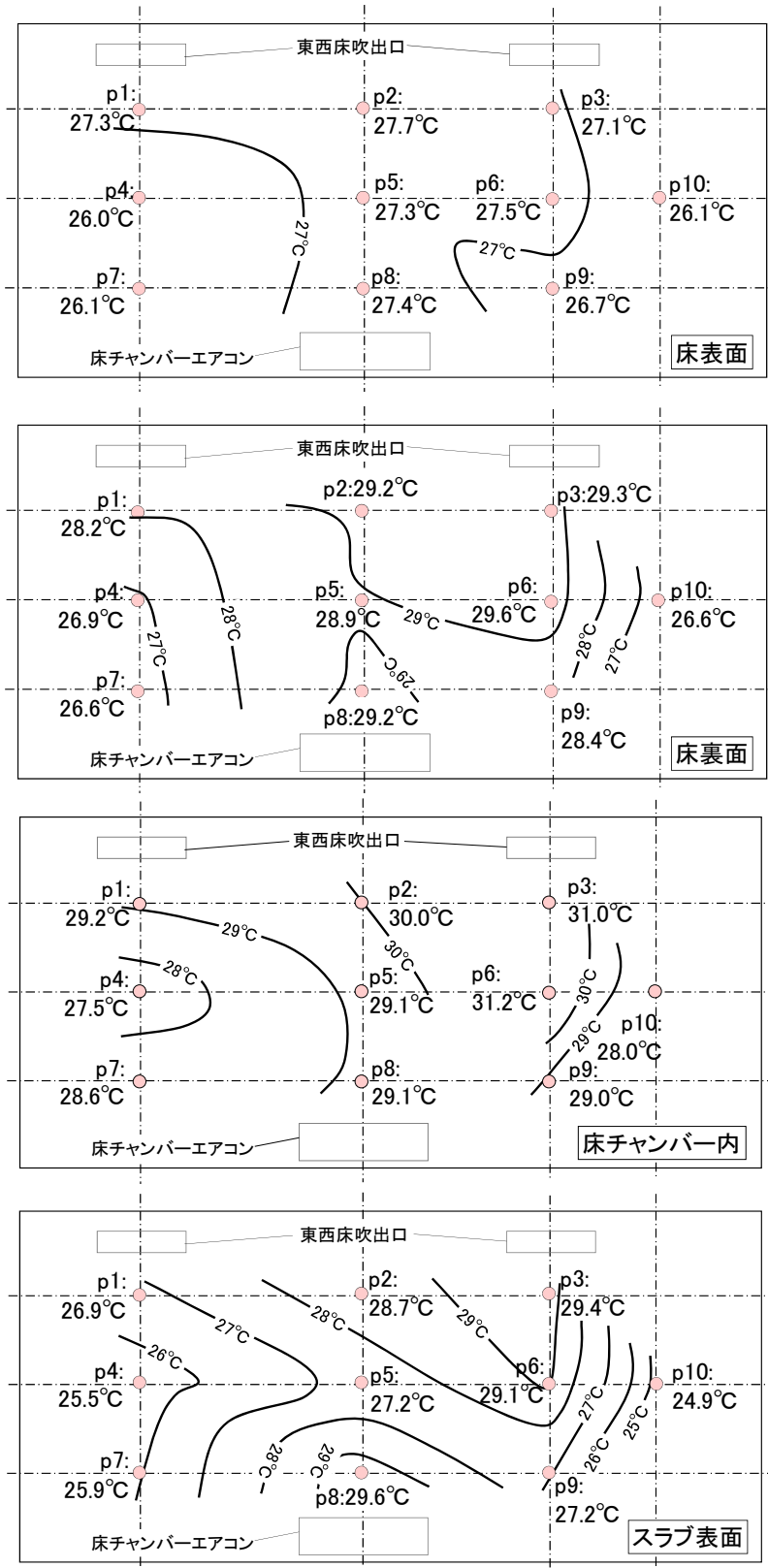


図 4-7 各表面, 床チャンバー内の 24 時間平均水平温度分布 (条件 c)

#### 4.3.3 測定結果（冷房時）

図 4-8 に両条件の外気温度，居室温度，スラブ表面温度（測定点 P1～10 を平均），床チャンバー内温度（測定点 P1～10 を平均）とエアコン風量を示す。両条件とも外気温は 24 時間で 8℃程度変動しているが，居室温度，スラブ表面温度，床チャンバー内温度はほぼ一定である。

図 4-9 に両条件における床チャンバー内の鉛直温度分布，居室温度，床下への吹出口温度，東西床吹出口温度を示す<sup>注11)</sup>（いずれも 24 時間平均値）。当然のことではあるが，鉛直断面では床チャンバー内が最も低温であり，床チャンバーに供給された空気ですラブや床板が冷却されていることが分かる。暖房時では，床チャンバー内が最も温度が高かったのですが，冷房時と暖房時とでは温度のプロファイルが逆になっている。また，床チャンバー内温度は，東西床吹出口温度より高い点が多く，暖房時と同様に床チャンバー内での空気の混合が不十分であることを示唆している。

図 4-10 に条件 b の床表面温度と床裏面温度，床チャンバー内温度，スラブ表面温度（いずれも 24 時間平均値）の水平分布を示す。各面とも少なからず温度差があり，床表面でも最大 1.7℃の温度差がある。気流分布の測定結果と同様に，各面とも南北だけでなく東西方向にも温度の差があり，床チャンバー内の気流分布や熱橋の影響を受けていると推察される。

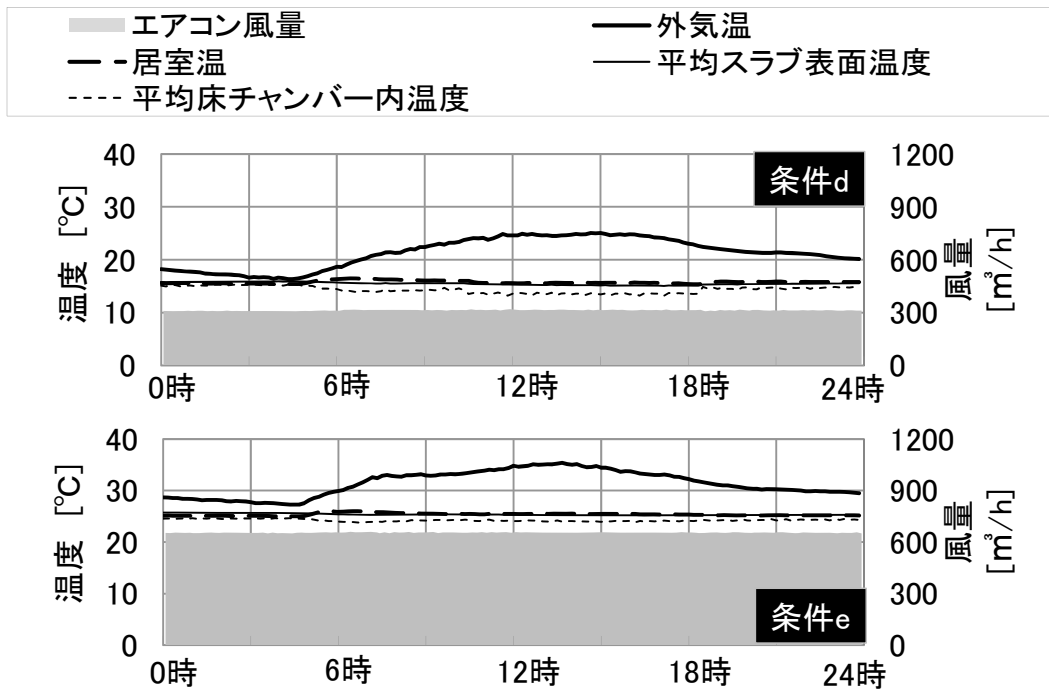


図 4-8 各条件の温度，風量測定結果

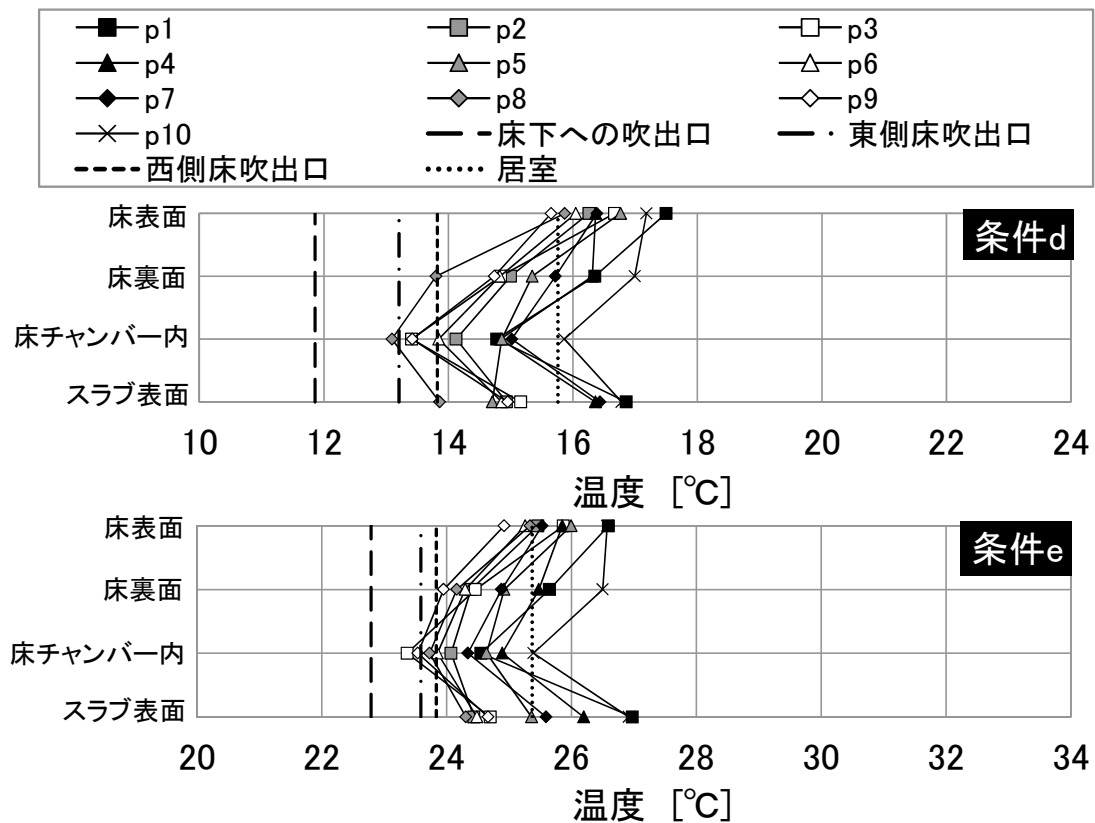


図 4-9 各測定点の24時間平均鉛直温度分布

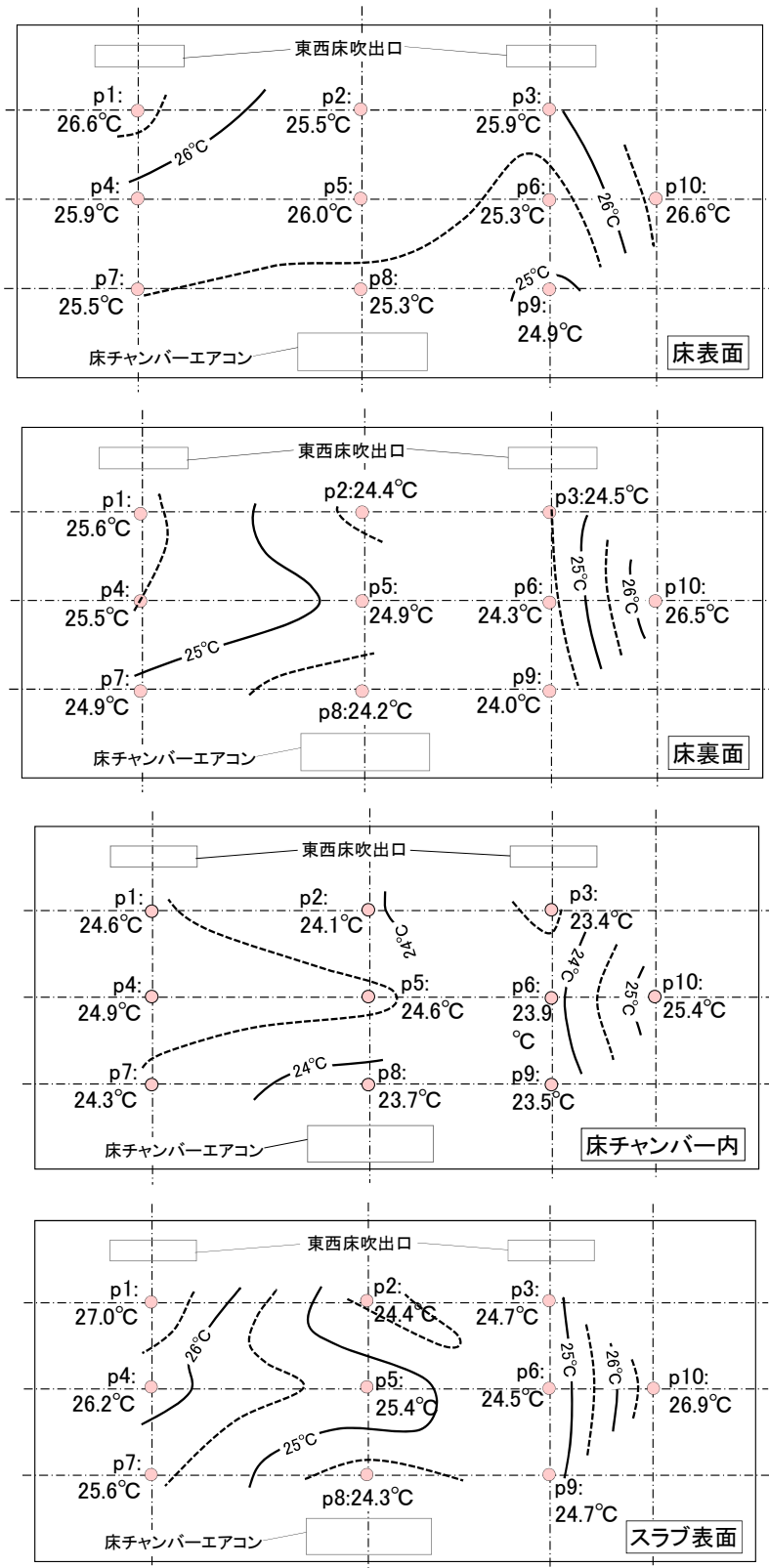


図 4-10 各表面, 床チャンバー内の 24 時間水平温度分布 (条件 e)



#### 4.4 表面熱流の対流成分と対流熱伝達率の計算

##### 4.4.1 表面熱流の対流成分の計算

床チャンバー内の表面熱流を分析するため、(4-3)式で表面熱流の測定値から放射成分を差し引いて対流成分を計算した。放射成分の計算において、各測定点の温度は図 4-11 に示す面の、床チャンバー内東西南北面の測定値はその面の代表温度と仮定した。

$$q_c = q - \sum_{i,j}^n \varphi_{ij} \varepsilon_i \varepsilon_j C_b \left\{ \left( \frac{T_i}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_j}{100} \right)^4 \right\} \quad (\text{ただし } i \neq j) \quad (4-3)$$

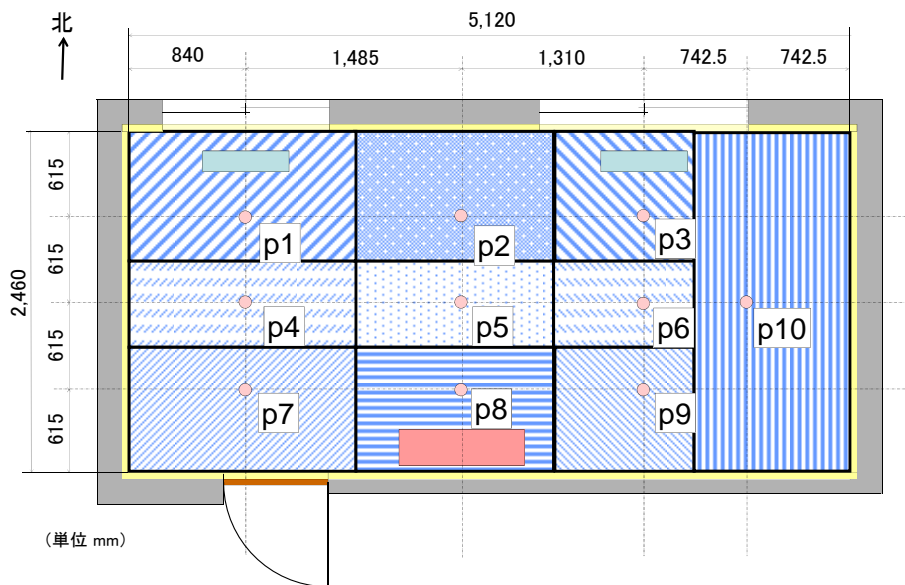


図 4-11 各測定点の代表する面

#### 4.4.2 対流熱伝達率の計算

暖房時における表面熱流の対流成分をスラブ表面、床裏面とチャンバー内との温度差で整理し図 4-12 に示す。対流成分は温度差と共に大きくなり、その傾きを対流熱伝達率と見なして<sup>注 12)</sup> 床チャンバー内風速<sup>注 13)</sup> で整理し図 4-13 に示す。対流熱伝達率はおよそ 2~8W/(m<sup>2</sup>・K)で、床裏面とスラブ表面では風速に対する傾きが異なる。同様に、冷房時における表面熱流の対流成分を図 4-14 に、対流熱伝達率を図 4-15 に示す。冷房時の対流熱伝達率は、暖房時とは逆にスラブ表面の方が床裏面より大きい。

スラブ表面と床裏面において対流熱伝達に違いが生じるのは、暖房時の床裏面では不安定な温度分布（高さと共に温度が低くなる）で上向きの熱流となり、暖房時のスラブ表面では安定な温度分布（スラブ表面と逆）で下向きの熱流となることが原因だと思われる。冷房時は、逆に床裏面に比べスラブ表面の方が不安定な温度分布で対流熱伝達率が大きく、以上のことが確認できる。風速が強まれば、こうした安定度の影響は相対的に弱まるので、結果として対流熱伝達率の風速に対する傾きは両面で異なる。また、対流熱伝達率について、回帰式(4-4)から(4-7)を得た。

$$\text{暖房時スラブ表面} \quad \alpha_{c1} = 7.08v_{pi-75} + 1.20 \quad (4-4)$$

$$\text{暖房時床裏面} \quad \alpha_{c2} = 3.43v_{pi-75} + 4.98 \quad (4-5)$$

$$\text{冷房時スラブ表面} \quad \alpha_{c1} = 3.60v_{pi-75} + 4.35 \quad (4-6)$$

$$\text{冷房時床裏面} \quad \alpha_{c2} = 5.61v_{pi-75} + 0.90 \quad (4-7)$$

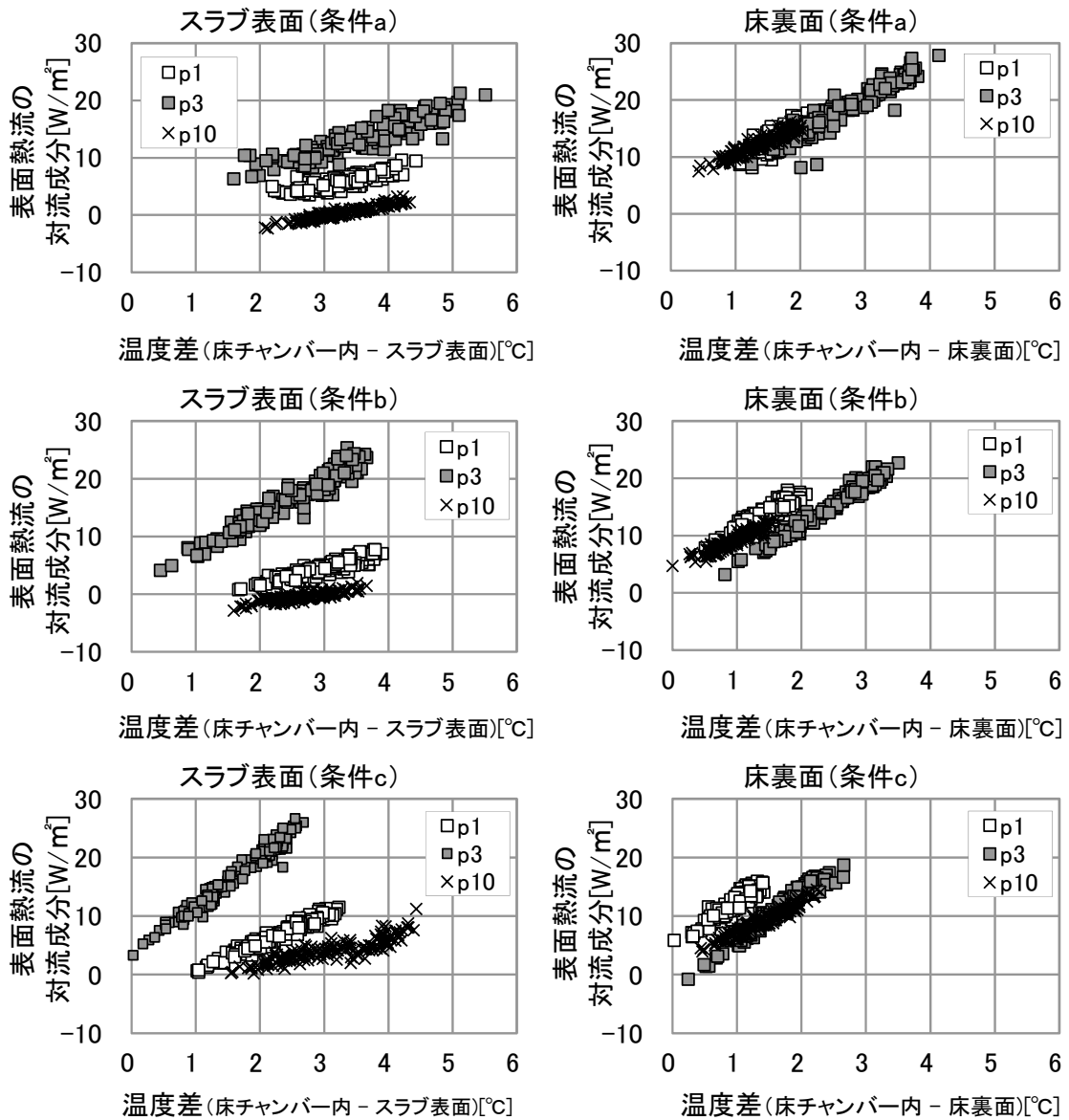


図 4-12 温度差と表面熱流の対流成分 (暖房時)

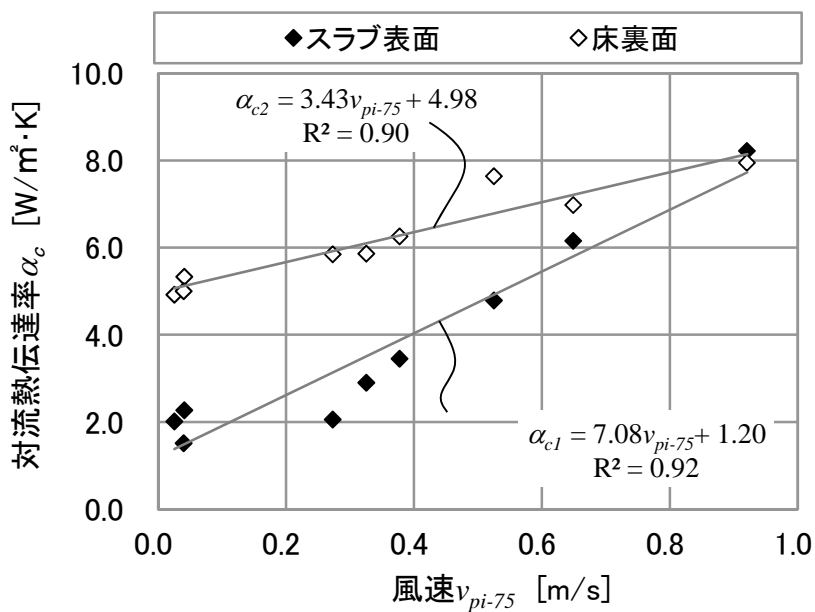


図 4-13 対流熱伝達率 (暖房時)

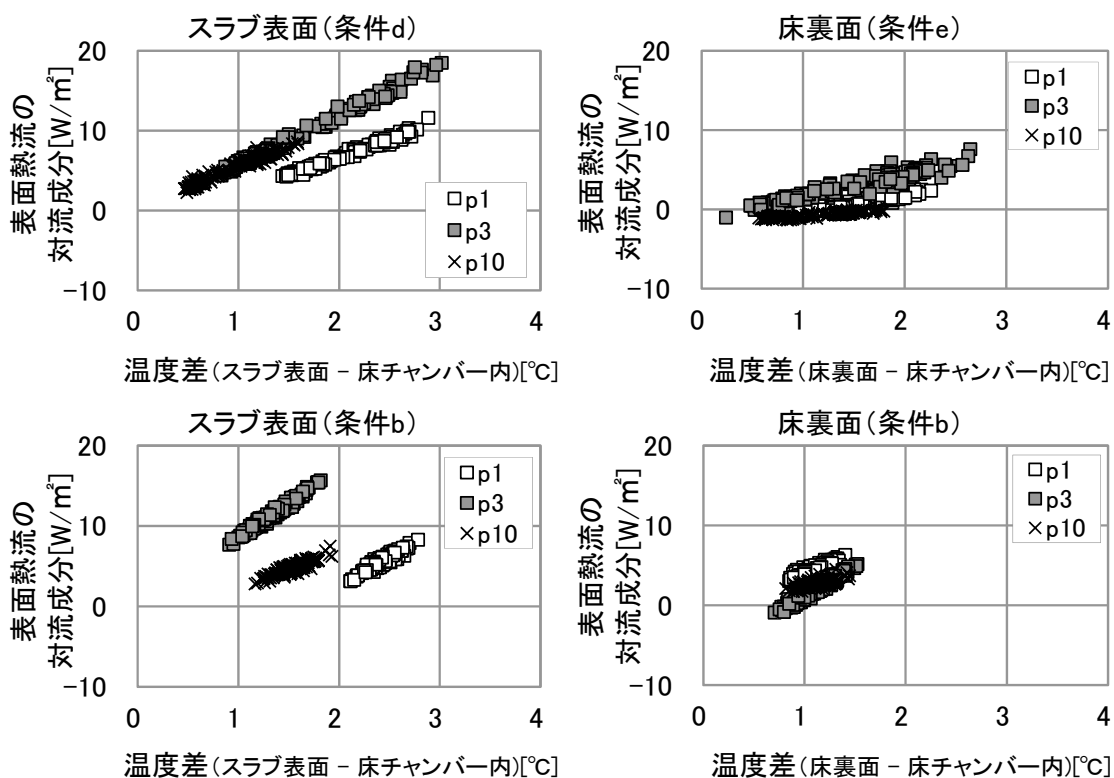


図 4-14 温度差と表面熱流の対流成分 (冷房時)

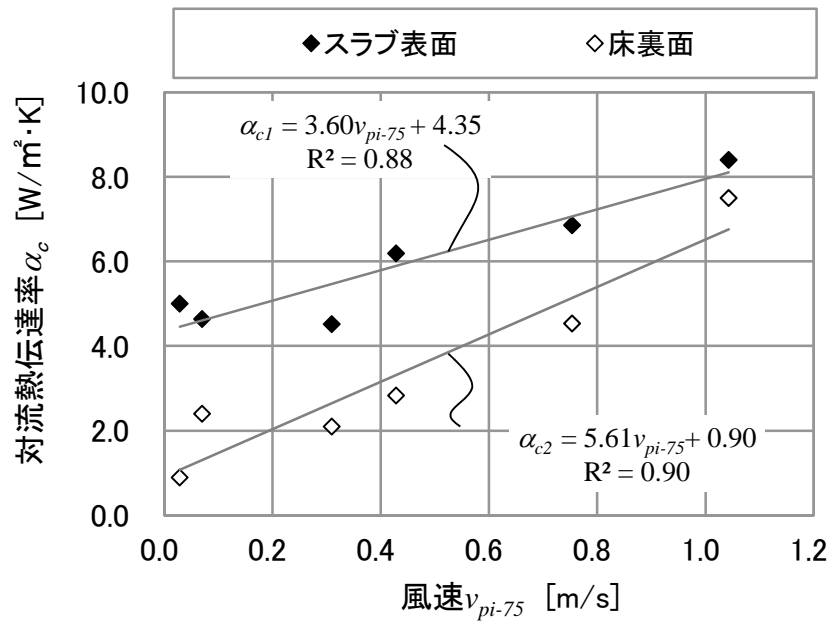


図 4-15 対流熱伝達率 (冷房時)

## 4.5 本章のまとめ

高断熱化された床チャンバー方式のある実大実験室で、床チャンバー内の気流と温度および熱流を測定したところ、下記の点が明らかとなった。

### (1) 床チャンバー内の鉛直気流分布

床下への吹出口付近では、鉛直方向の気流分布がみられるが、その他の点では、鉛直方向の気流分布が小さかった。

### (2) 床チャンバー内の水平気流分布

床下への吹出口から床吹出口に向かう測定点 P8, P5, P2 では風速が大きかったが、その他の測定点では風速は小さかった。床下への吹出口から床吹出口に向かう方向である南北方向のみならず東西方向でも気流に分布が生じていた。

### (3) 床チャンバー内の鉛直温度分布

スラブ表面、床チャンバー内、床裏面の温度をみると、床チャンバー内の温度が暖房時は最も温度が高く冷房時は最も低い。床吹出口の温度と比べて暖房時は低い測定点、冷房時は高い測定点があり、床チャンバー内の空気の混合が不十分であることが想定される。

### (4) 床チャンバー内の水平温度分布

スラブ表面、床チャンバー内、床裏面共に、床下への吹出口から床吹出口に向かう南北方向だけでなく、東西方向にも分布が生じており、床チャンバー内の気流分布や熱橋の影響を受けているものと考えられる。

### (5) 床チャンバー内の対流熱伝達率

床チャンバー内の対流熱伝達率は、床チャンバー内の風速に関係しており、床チャンバー内の温度の安定度によってスラブ面と床裏面で特性が異なることが分かった。また、測定の結果を分析し、風速と対流熱伝達率との関係式を得た。

## 第5章 床チャンバー方式における温熱シミュレーション手法の構築

### 5.1 本章の目的

住宅の床チャンバー方式による設計法を確立させるためには、温熱シミュレーション手法を確立させ、様々な条件での計算結果の比較や実測結果の分析に活用することが必要である。特に、床チャンバーまわりの仕様だけでなく、住宅の断熱性能を変化させたり、住宅の立地を変化させたりする場合は、温熱シミュレーションによる検討が不可欠となる。前章までに、居室内の温熱環境や床チャンバー内の気流および熱性状が明らかとなったため、本章では温熱シミュレーション手法の構築を行う。

前章での実験室での実測では、壁とスラブの接合部に熱橋部があったり、床チャンバー内の気流や温度に分布があったりしたことから、躯体伝熱計算や CFD を活用して床チャンバー内の分析を行い、温熱シミュレーションの構築を行った。最後に、温熱シミュレーションによる計算結果と実大実験室での実測結果を比較し温熱シミュレーションの妥当性の検証を行った。

## 5.2 温熱シミュレーションにおける床チャンバー内の各種設定に関する検討

### 5.2.1 温熱シミュレーション手法の概要

床チャンバー方式の熱負荷は居室と床チャンバー内を合計して求める必要があるため、実験室での測定で明らかとなった床チャンバー内の温度分布や対流熱伝達率について、温熱シミュレーションでの設定法を検討する。ここでは、暖房時の温度測定の対象に(5-1)～(5-3)式でエアコンの処理熱量、床チャンバー内、居室の熱負荷の実測値を求め、温熱シミュレーションによる温熱シミュレーションと比較した。

温熱シミュレーションは、温熱計算シミュレーションプログラム<sup>注 14)34)</sup>を用いて行った。計算モデルは、図 5-1 に示すように床チャンバー内を測定点に対応した 10 室、居室を 2 室の小スペースに分割<sup>注 15)</sup>し、床チャンバー内の小スペースに異なる条件を設定することで温度や気流の水平分布を考慮した計算ができるよう工夫した。各部位の断熱性能などは、同図に示す実験室の仕様を設定<sup>注 16)</sup>した。

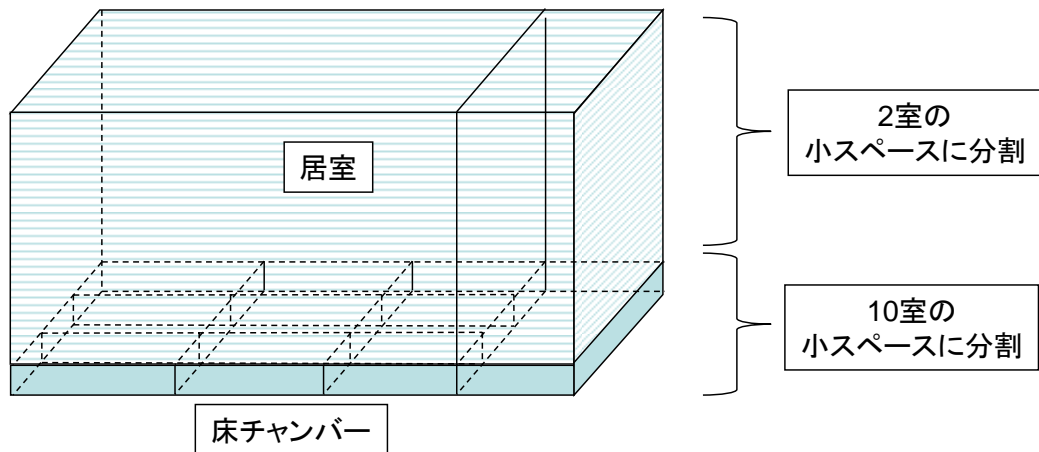
南側隣室と下階室は温度測定時の実測温度、東側隣室は下階室と同温、床チャンバー内と居室の小スペース間の間仕切壁はほぼ完全な断熱として、表面温度は床チャンバー内および居室の東西壁面の平均温度とした。実測された外気温を気象データとして取込み、その他日射などの外的影響はないものとし、1 時間毎に実測温度や実測に基づく計算値を床チャンバー内の小スペースの温度、スラブ面と床裏面の対流熱伝達率および居室の小スペースの温度として設定し熱負荷を計算した。

$$L_h = (t_2 - t_1) \times C_p \times \rho \times Q_a \quad (5-1)$$

$$L_{h1} = (t_3 - t_2) \times C_p \times \rho \times Q_a \quad (5-2)$$

$$L_{h2} = L_h - L_{h1} \quad (5-3)$$





部位の構成

部位	備考
天井	鉄筋コンクリート200mm +グラスウール(32K)100mm
壁	鉄筋コンクリート180mm +グラスウール(32K)50mm

部位	備考
床板	合板20mm+合板12mm
スラブ	鉄筋コンクリート150mm +グラスウール(32K)50mm

※1 床チャンバー内以外の熱伝達率は、放射熱伝達率を $4.7[\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}]$ 、対流熱伝達率は室内側 $4.4[\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}]$ 、屋外側 $20.3[\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}]$ とした。

※2 窓については、熱貫流率を $3.23[\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}]$ と仮定した。

図 5-1 熱負荷計算モデル概要

## 5.2.2 床チャンバー内の各種設定に関する検証

実験室の床チャンバー内におけるスラブと壁の接合部の熱橋による影響を考慮するため、スラブの熱貫流率に対する熱橋部の割増分を見込んだスラブの熱貫流率の比(以後、割増係数)を推定した。割増係数は、様々な条件での詳細な伝熱計算で求める必要があるため別途検討することとし、ここでは床チャンバー内の外壁や隣室との間仕切壁に接する測定点 P1～P4, P7～P10 に対応した外周部の小スペースのスラブの割増係数を変化させて温熱シミュレーションを行い、実測値と比較した。温熱シミュレーションは、表 5-1 の CASE1-1～CASE1-3 の 3 条件で、床チャンバー内の温度は実測温度、対流熱伝達率は実測に基づく計算値<sup>注 17)</sup>を床チャンバー内の 10 の小スペースそれぞれに設定して行った。条件 a の計算結果の時刻変化と 24 時間積算値を実測値と共に図 5-2, 図 5-3 および図 5-4 に示す。熱負荷の時刻変化はよく再現され、居室では計算条件によらず実測値とほぼ一致するが、床チャンバー内は割増係数を 3 とした CASE1-2 が実測値に最も近い。以後、外周部の小スペースにおけるスラブの割増係数を 3 とし、CASE1-2 を基準に検討する。

続いて、表 5-1 の CASE2-1～CASE4-3 に示す 7 条件で温熱シミュレーションを行った。計算条件は CASE1-2 に対し、CASE2-1～CASE2-2 は床チャンバー内の温度を居室温度、東西の床吹出口の平均温度とし、CASE3-1～CASE3-2 は対流熱伝達率計算結果を参考に床チャンバー内のスラブ表面、床裏面の対流熱伝達率を一律 2 および  $8\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$  とし、CASE4-1～CASE4-3 は、床チャンバーの小スペースの設定のグループ分けを東西もしくは南北 3 つの小スペースをグループ化、もしくは全 10 室をグループ化してグループ内の温度と対流熱伝達率の平均値を設定したものである。

各条件の計算結果を CASE1-2 の計算結果、実測時の熱負荷と共に 24 時間積算し図 5-5 に示す。CASE2-1～CASE2-2, CASE3-1～CASE3-2 では CASE1-2 と比べ居室と床チャンバー内を合わせた熱負荷が最大 10%以上変化しているが、設定のグループ分けを変えた CASE4-1～CASE4-3 では最大 4%程度の違いで、グループ分けによる熱負荷の違いは小さかった。

床チャンバー方式では通常の空調方式の温熱シミュレーションで設定される居室の温度だけでなく、床チャンバー内の温度や風速で決まる対流熱伝達率を適切に設定することが重要であり、さらに床チャンバー内の温度や気流に水平分布があっても床チャンバー内の平均的な値の設定で、ある程度の精度で温熱シミュレーションができることが分かった。

表 5-1 計算条件

	割増係数	床チャンバー内の設定温度	床チャンバー内の対流熱伝達率	設定のグループ分け									
				p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
CASE 1-1	1	床チャンバー内温度の実測値	西側床吹出口風速実測値から計算	p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
CASE 1-2	3			p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
CASE 1-3	5			p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
CASE 2-1	3	居室温度の実測値	西側床吹出口風速実測値から計算	p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
CASE 2-2		床吹出口温度の実測値		p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
CASE 3-1	3	床チャンバー内温度の実測値	一律2.0 [W/(m <sup>2</sup> ・K)]	p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
CASE 3-2			一律8.0 [W/(m <sup>2</sup> ・K)]	p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
CASE 4-1	3	床チャンバー内温度の実測値	西側床吹出口風速実測値から計算	p1,p4,p7			p2,p5,p8			p3,p6,p9		p10	
CASE 4-2				p1,p2,p3			p4,p5,p6			p7,p8,p9		p10	
CASE 4-3				p1~p10									

※居室の小部屋は、居室の実測値を設定した。  
 ※温度設定、対流熱伝達率はグループ内の平均値を設定した。  
 ※床吹出口温度は東西床吹出口の平均値を設定した。

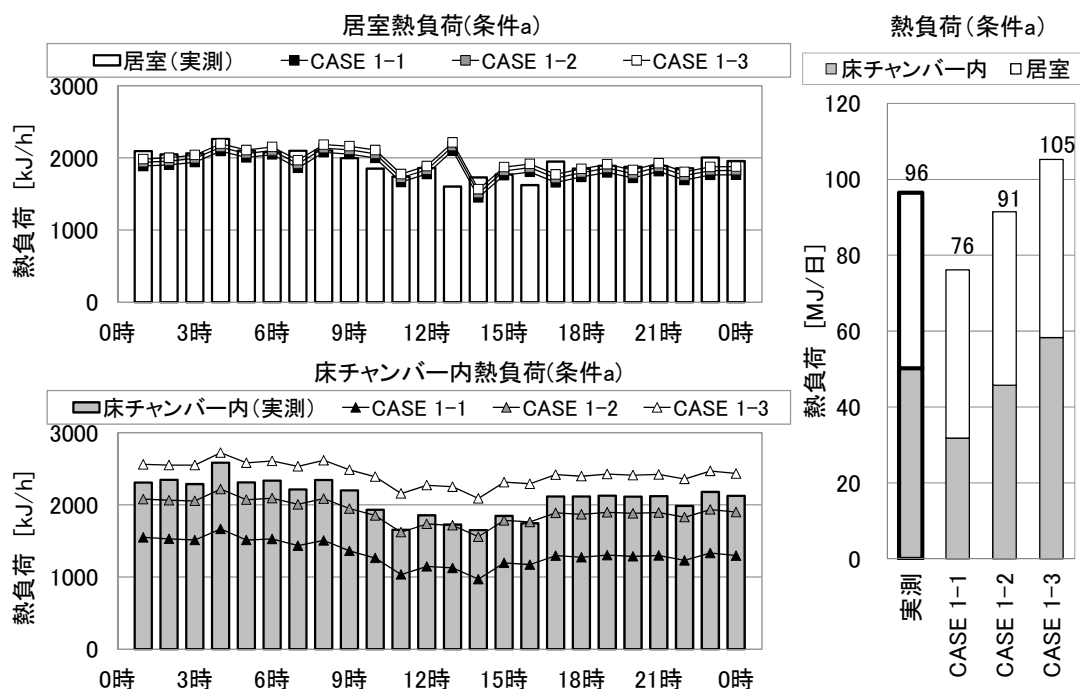


図 5-2 熱負荷計算結果 (条件 a, CASE1-1~3)

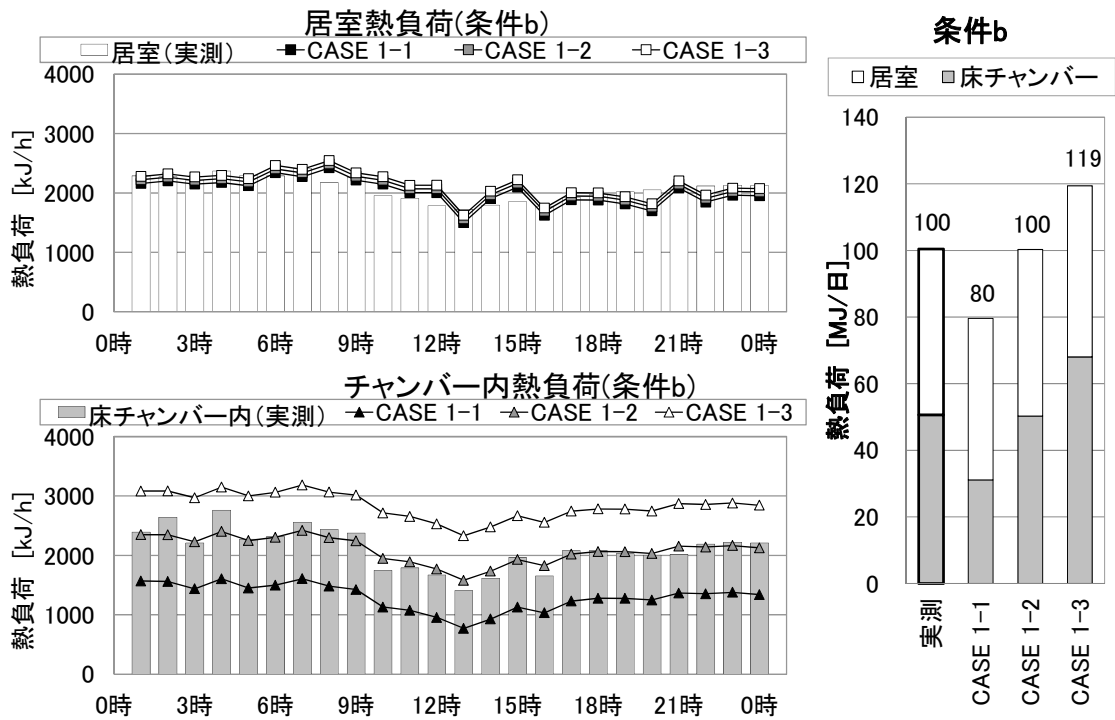


図 5-3 熱負荷計算結果 (条件 b, CASE-1-1~3)

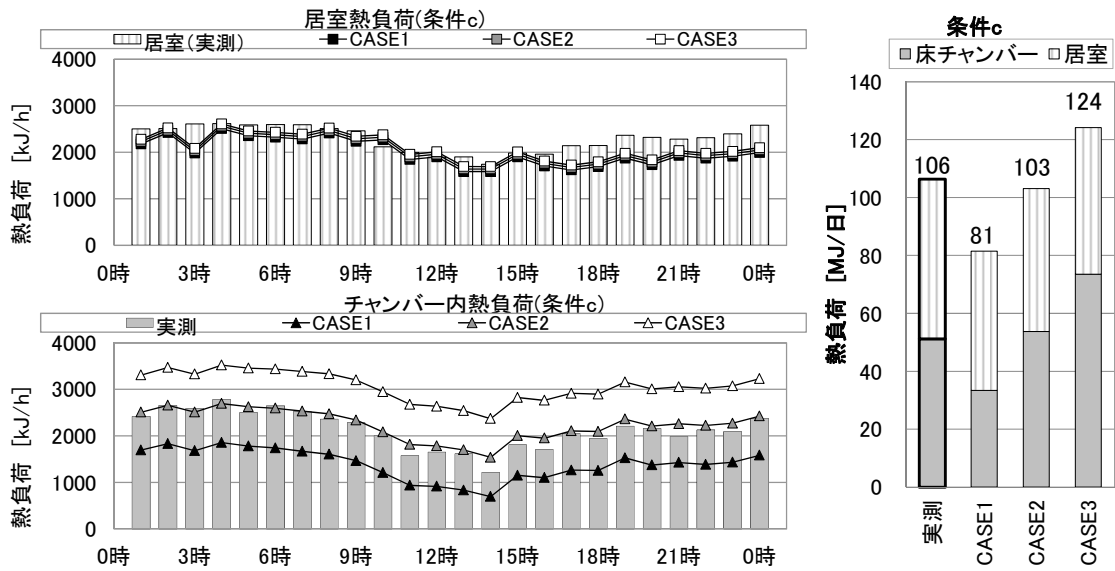


図 5-4 熱負荷計算結果 (条件 c, CASE1-1~3)

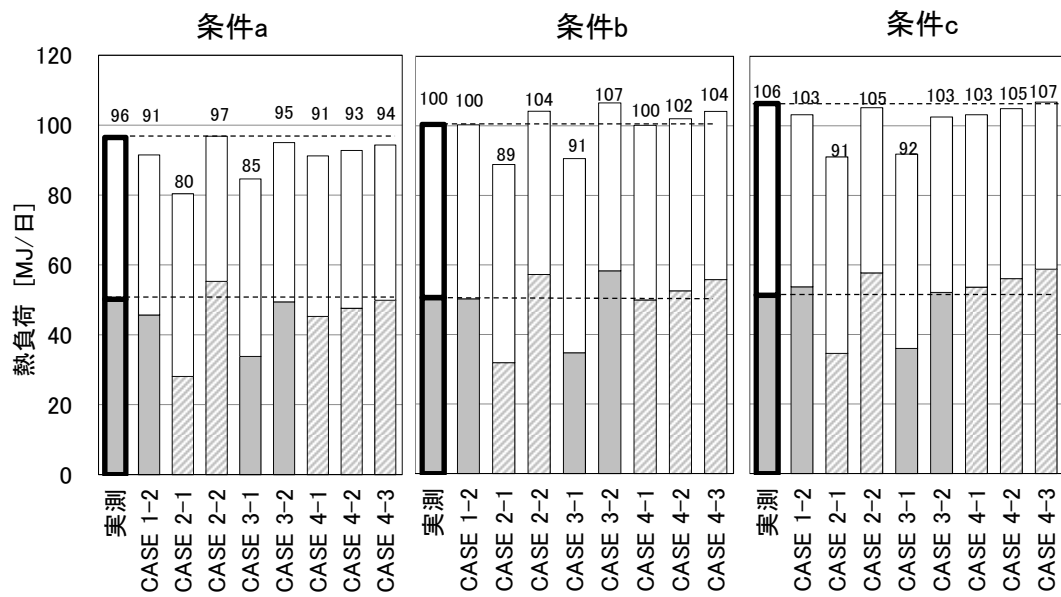


図 5-5 熱負荷計算結果 (条件 a~c, CASE1-2, CASE2-1~CASE4-3)

## 5.3 床チャンバー方式における温熱シミュレーション手法の検討

### 5.3.1 検討の進め方

前節での分析で温熱シミュレーションにあたっては、実用的には床チャンバーを1室とし、平均的な床チャンバー内温度や対流熱伝達率を設定して、熱負荷を計算することは可能であることが明らかとなった。しかし、本節では計算値と実測値を比較照合して、温熱シミュレーションの妥当性を検証するため、計算(熱負荷シミュレーション)はより精度の高い計算モデルを設定して行うこととした。この目的を達成するために、床チャンバーを10の小スペースに分割し、各小スペースに温度節点を設定した。また、既述のように、実験室の床スラブと外壁の接合部分に形成される熱橋に対する割増係数を躯体伝熱計算結果から推定した。さらに、床チャンバー内の温度節点相互の熱移動係数を定めるために、CFDを用いて小スペース相互の流出入風量を推定した。

### 5.3.2 躯体伝熱計算による割増係数の推定法の検討

割増係数は、図 5-6 に示すように床チャンバー内温度、下階室温度、隣室温度、外気温度の影響を受ける。また、想定する温度節点の位置によっても割増係数は変化する。割増係数には躯体の熱容量等も影響すると考えられるが、定常状態を仮定し、実験室の1日平均の各部温度から割増係数を推定した。

割増係数を推定するための躯体伝熱計算は、数値計算プログラム<sup>35)</sup>を用いた。図 5-7 に示すように、実験室のコンクリート躯体を小さい格子に分割し、熱伝導計算を行った。各表面には、表 5-2 の隣接する空気温度と表面熱伝達率を設定した。非定常熱伝導計算により、60 時間後の計算結果を定常状態と仮定し、スラブ 1～スラブ 10 の平均表面熱流を求めた(上向きを正)。計算に用いた温度は、表 5-3 の 4 条件<sup>注18) 注19)</sup>である。

図 5-8 にスラブ表面の平均熱流計算結果を示す。条件-冷房 1 は上向きの熱流、条件-暖房 1～条件-暖房 3 は下向きの熱流である。床スラブと外壁との接合部(熱橋)の影響を受けて、外気や隣室に面するスラブ 1～スラブ 4 やスラブ 7～スラブ 10 において熱流が大きく、室中央のスラブ 5、スラブ 6 で熱流が小さい。こうした結果から分かるように、平均表面熱流は外気温度と下階室温度(隣室温度も同温度)に明らかに依存しているので、(5-4)式のように表すことができる。図 5-8 に示した熱流と温度条件を代入して、重回帰分析を行うと、表 5-4 のように、(5-4)式中の未定係数が定まる。この未定係数を用いて回帰式から求めた平均表面熱流は、図 5-9 に示すように、躯体伝熱計算の結果とよく一致する。よって、本報では、(5-5)式と(5-6)式を用いて、さらに割増係数を計算した。このようにして求めた割増係数を表 5-5 に示す。

$$h_i = a_{1i}(t_o - t_c) + a_{2i}(t_n - t_c) \quad (5-4)$$

$$h_0 = (t_n - t_c) \cdot K_s \quad (5-5)$$

$$\beta = h_1/h_0 \quad (5-6)$$

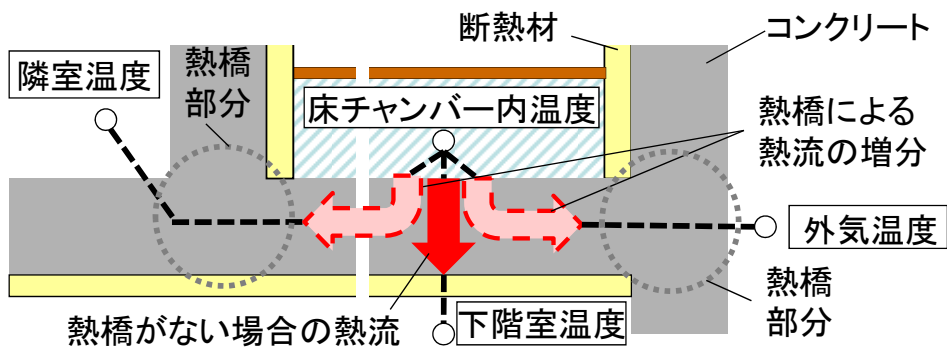


図 5-6 熱橋部分と周辺の温度および熱流

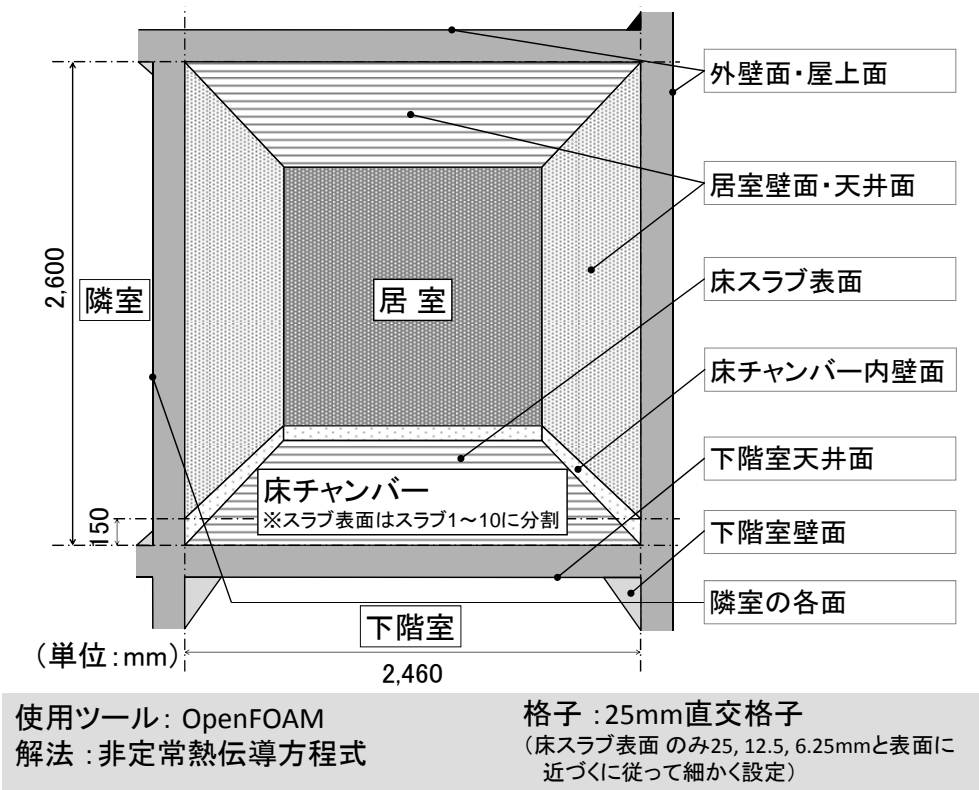


図 5-7 躯体伝熱計算における計算モデルと計算方法



表 5-2 隣接する空気温度と表面熱伝達率の設定

計算モデルの面	隣接する空気温度 [°C]	断熱材の熱コンダクタンス [W/m <sup>2</sup> ·K]	総合熱伝達率 [W/m <sup>2</sup> ·K]
外壁面・屋上面	外気温度	-	23
居室壁面・天井面	居室温度	0.72	9
床スラブ表面	床チャンバー内温度	-	5
床チャンバー内壁面		0.72	
下階室天井面	下階室温度	0.72	9
下階室壁面		-	
隣室の各面	隣室温度	-	9

表 5-3 温度設定条件

	床チャンバー内温度 [°C]	外気温度 [°C]	下階室温度・隣室温度・居室温度 [°C]
条件-冷房1	26	35	30
条件-暖房1	26	20	25
条件-暖房2	26	5	25
条件-暖房3	26	5	10

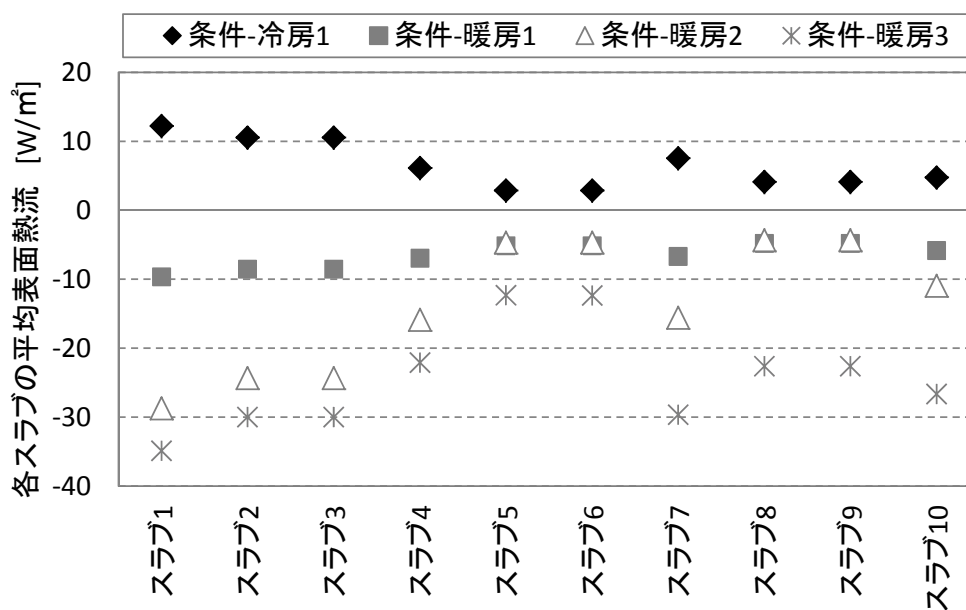


図 5-8 平均表面熱流計算結果

表 5-4 未定係数計算結果

	未定係数 $a_{1i}$ [W/m <sup>2</sup> ·K]	未定係数 $a_{2i}$ [W/m <sup>2</sup> ·K]	R <sup>2</sup> [-]		未定係数 $a_{1i}$ [W/m <sup>2</sup> ·K]	未定係数 $a_{2i}$ [W/m <sup>2</sup> ·K]	R <sup>2</sup> [-]
スラブ1	-1.35	-0.39	0.96	スラブ6	-0.23	-0.47	0.92
スラブ2	-1.15	-0.36	1.00	スラブ7	-0.70	-0.91	1.00
スラブ3	-1.15	-0.36	1.00	スラブ8	-0.16	-1.18	0.98
スラブ4	-0.74	-0.38	0.99	スラブ9	-0.16	-1.18	0.98
スラブ5	-0.23	-0.47	0.92	スラブ10	-0.47	-1.01	0.99

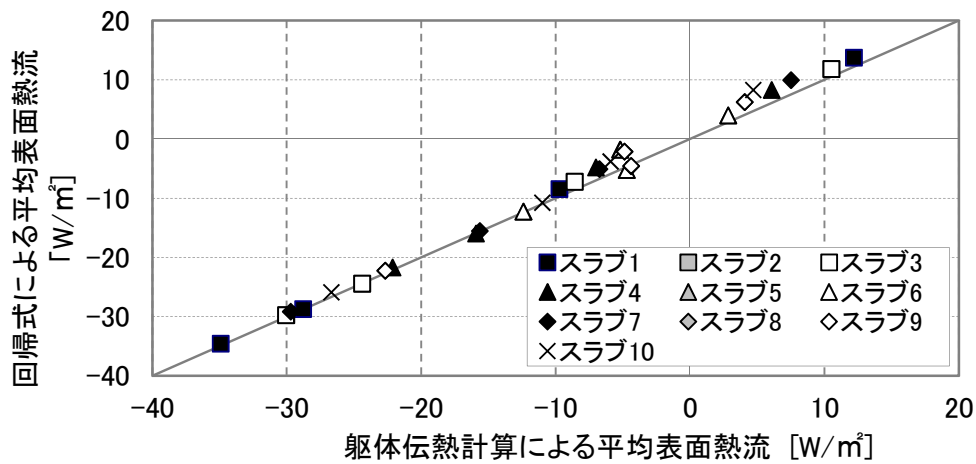


図 5-9 躯体伝熱計算と回帰式による平均表面熱流の比較

表 5-5 割増係数計算結果

	チャン バー 内温度 [°C]	下階 室温 [°C]	外 気温 [°C]	スラブ 1 [-]	スラブ 2 [-]	スラブ 3 [-]	スラブ 4 [-]	スラブ 5 [-]	スラブ 6 [-]	スラブ 7 [-]	スラブ 8 [-]	スラブ 9 [-]	スラブ 10 [-]
条件a	28.9°C	9.7°C	6.9°C	3.5	3.0	3.0	2.2	1.3	1.3	3.0	2.4	2.4	2.8
条件b	29.4°C	8.0°C	5.1°C	3.4	3.0	3.0	2.2	1.3	1.3	3.0	2.4	2.4	2.7
条件c	29.3°C	6.9°C	2.9°C	3.5	3.0	3.0	2.2	1.3	1.3	3.1	2.4	2.4	2.8
条件d	14.3°C	21.3°C	21.3°C	3.1	2.7	2.7	2.0	1.2	1.2	2.9	2.4	2.4	2.6
条件e	24.2°C	32.4°C	31.4°C	2.8	2.4	2.4	1.8	1.2	1.2	2.7	2.4	2.4	2.5

### 5.3.3 CFDによる小スペースの流出入風量の推定

前節では床チャンバー内の各小スペースに実測した温度を設定して温熱シミュレーションを行った。しかし、設計などのために行う一般の温熱シミュレーションの場合には、小スペースの温度は未知数であり、各小スペースの熱バランスから計算される。このような計算を実行するためには、各小スペースの相互の流出入風量を明らかにして、温熱シミュレーションに組み込んでおかねばならない。本報では、数値計算プログラムのCFDにより、図5-10に示すように床チャンバーを模擬して床チャンバー内における風速ベクトルの定常解を求めた。

この計算結果のうち、床チャンバー内の測定点P1～P10における高さ25mm, 75mm, 125mmの点における計算値と前報に示した実測値(それぞれ、床下への吹出口風速で無次元化)を比較し図5-11に示す。実測値に比べ計算値の風速が小さい点もあるが、無次元化風速(実測値)が0.15～0.20の範囲は実測値と計算値はよく整合し、床チャンバー内で卓越する気流は概ね実測結果をシミュレートできていると思われる。そこで、計算結果から床チャンバー内の各小スペースの間の壁面を通過する風量を計算して、図5-12に示す各小スペースの流出入風量(床下への吹出風量で無次元化)とした。

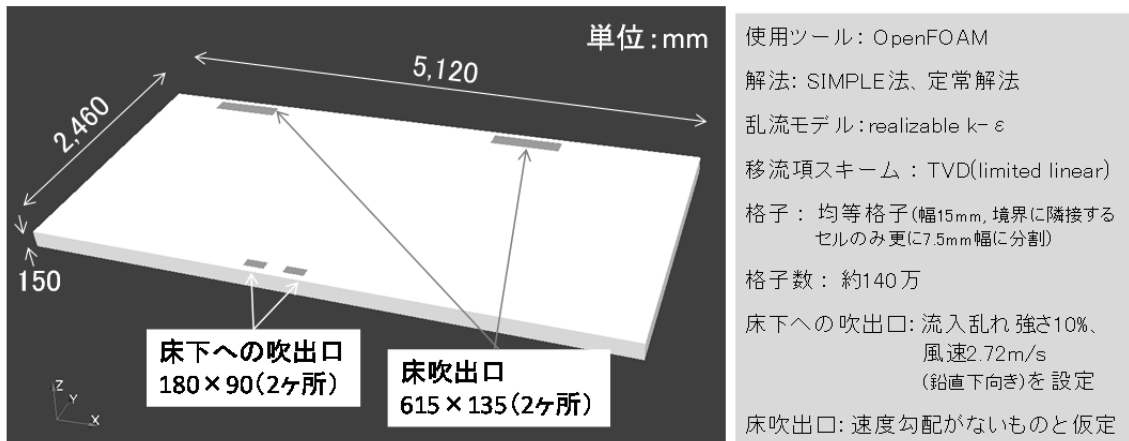


図 5-10 CFD における計算モデルと計算方法

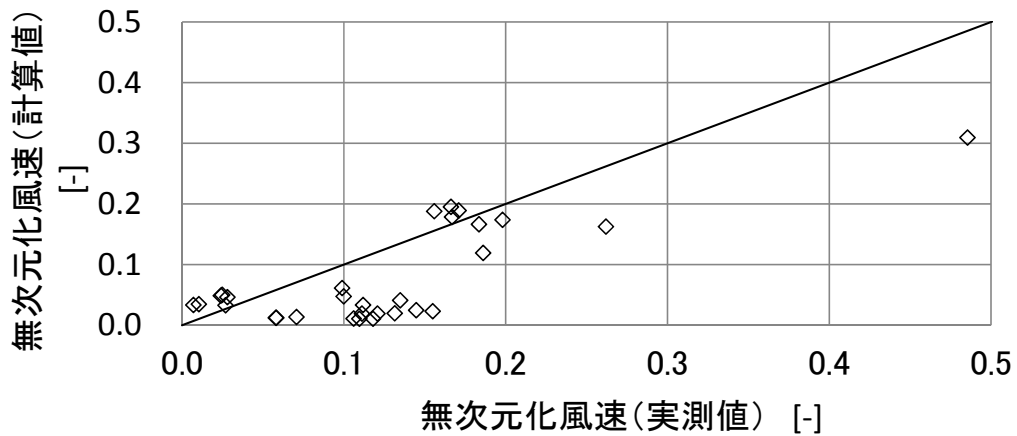
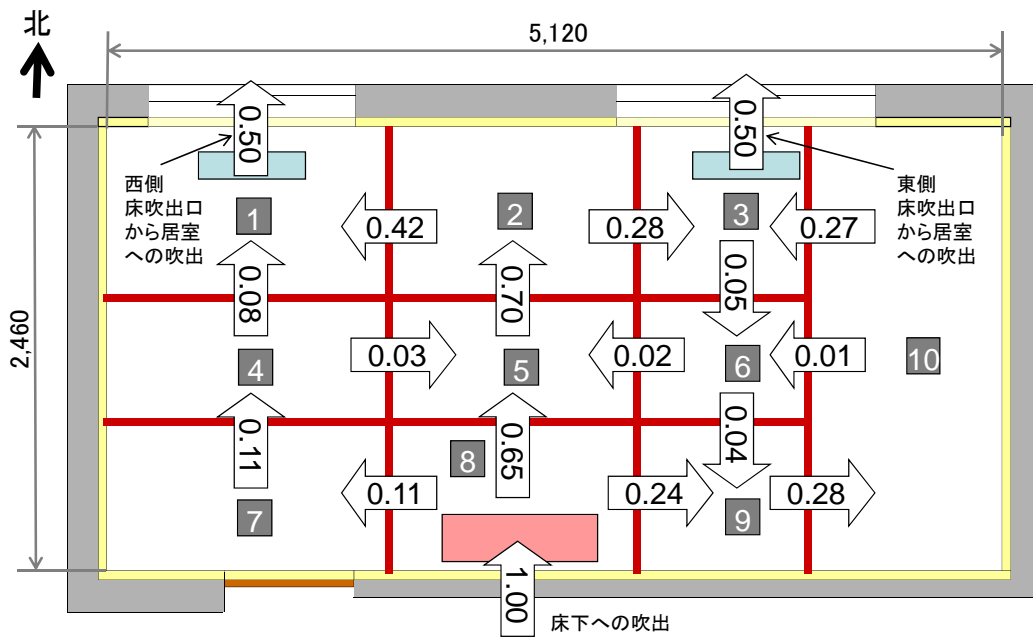


図 5-11 計算と実測による床チャンバー内の風速の比較



(単位:mm)

※矢印内の数字は無次元化風量を示す。  
 ※四角内の数字は測定点、小スペース、スラブの番号を示す。

図 5-12 各小スペースの流出入風量計算結果

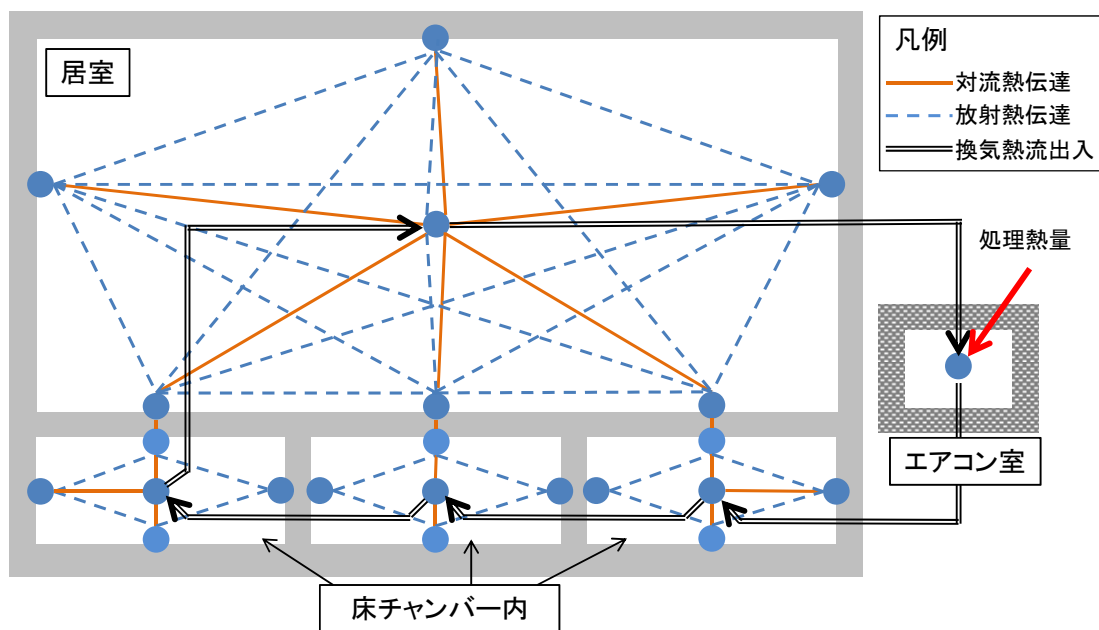
#### 5.3.4 伝熱ネットワークによる温熱シミュレーションとその計算結果

熱橋の割増係数および各小スペースの流出入風量を使用することを前提にして、温熱シミュレーション用の伝熱ネットワークを構築した。図 5-13 にその概要を示す。この計算モデルでは、居室と床チャンバー内の小スペースの他に独立したエアコン室を設ける。このような伝熱ネットワークの設定によって、エアコン室温度や小スペースの温度、居室温度が計算できる。

既存の熱負荷シミュレーションプログラム<sup>注 14)</sup>にこの伝熱ネットワークを入力し、暖冷房時の実測 5 条件の温熱シミュレーションを行い実測結果と比較した。熱橋部の割増係数は表 5-5 に示す数値を、床チャンバー内各小スペースの流出入風量は図 5-12 に示した数値を使用した。エアコン室の温度は実測値(床下への吹出口温度)を、エアコン風量は実測された西側吹出口風速から求めた風量を設定した。対流熱伝達率は床チャンバー内風速(エアコン風量と床下への吹出口面積から求めた床下への吹出口風速と実測による無次元化風速から算出)から式(4-4), (4-5), (4-6), (4-7)式にて求めて設定した。居室温度、下階室温度、隣室温度および外気温は実測値を入力した。なお、日射と夜間放射は無視した。また、計算および実測では顕熱のみを扱い、潜熱は対象外とした。

1 時間ごとのスラブ表面温度、床チャンバー内温度、床裏面温度、床表面温度、および処理熱量(熱負荷)に関して、計算値と実測値とを比較し図 5-14 および図 5-15 に示す。暖房時(条件 a ~ 条件 c)に、スラブ表面温度の計算値が実測値より低い傾向が見られるが、他の温度は概ね一致している。処理熱量についても、多少の差はあるが、計算値と実測値は概ね一致している。

冷房時(条件 d と条件 e)においても、計算値と実測値は概ね一致していると言える。ただし、盛夏期の実測であった条件 e では処理熱量の計算値がやや小さい。日射の影響を無視したため、日射による躯体蓄熱の影響等が再現できなかったことが原因だと考えられ、実際の建物を想定して計算する際は日射の影響を考慮する必要がある。以上のとおり、計算値は概ね実測値と一致していると認められ、伝熱ネットワークによる温熱シミュレーションの妥当性が示された。



※床チャンバー内の小スペースの間の壁は、熱コンダクタンスと対流熱伝達率を限りなく小さく設定した。シミュレーションプログラムでは、放射熱伝達は部屋の全ての面の温度を用いて計算されるため、放射熱伝達率を限りなく小さく設定すると床裏への熱貫流の計算に悪影響を及ぼしたため、放射熱伝達率は $4.7[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ を設定。  
 ※エアコン室の各面は、熱コンダクタンス、対流熱伝達率および放射熱伝達率を限りなく小さく設定。

図 5-13 熱負荷計算用の伝熱ネットワークの概要

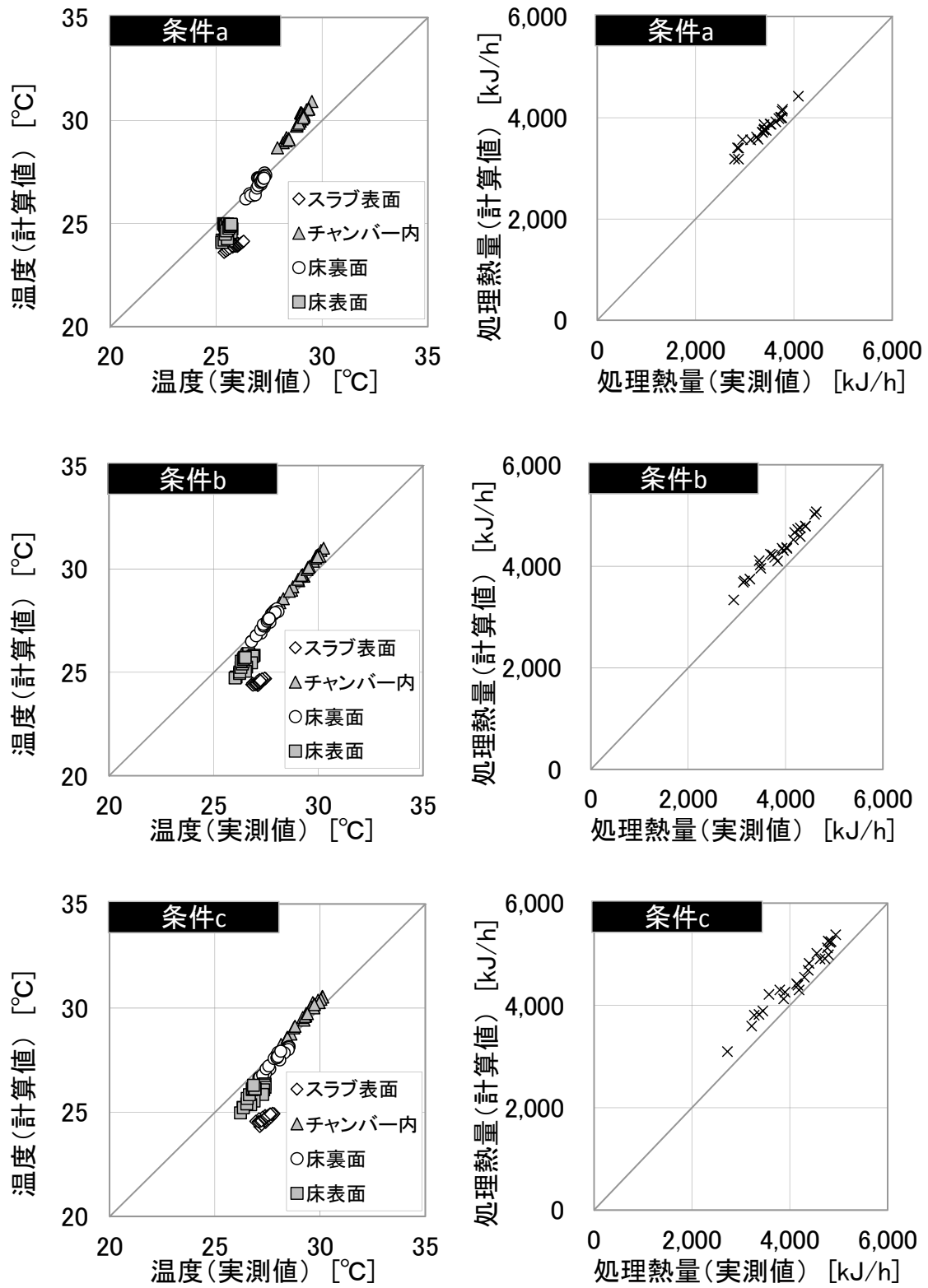


図 5-14 計算と実測による温度, 処理熱量の比較(条件 a~c)



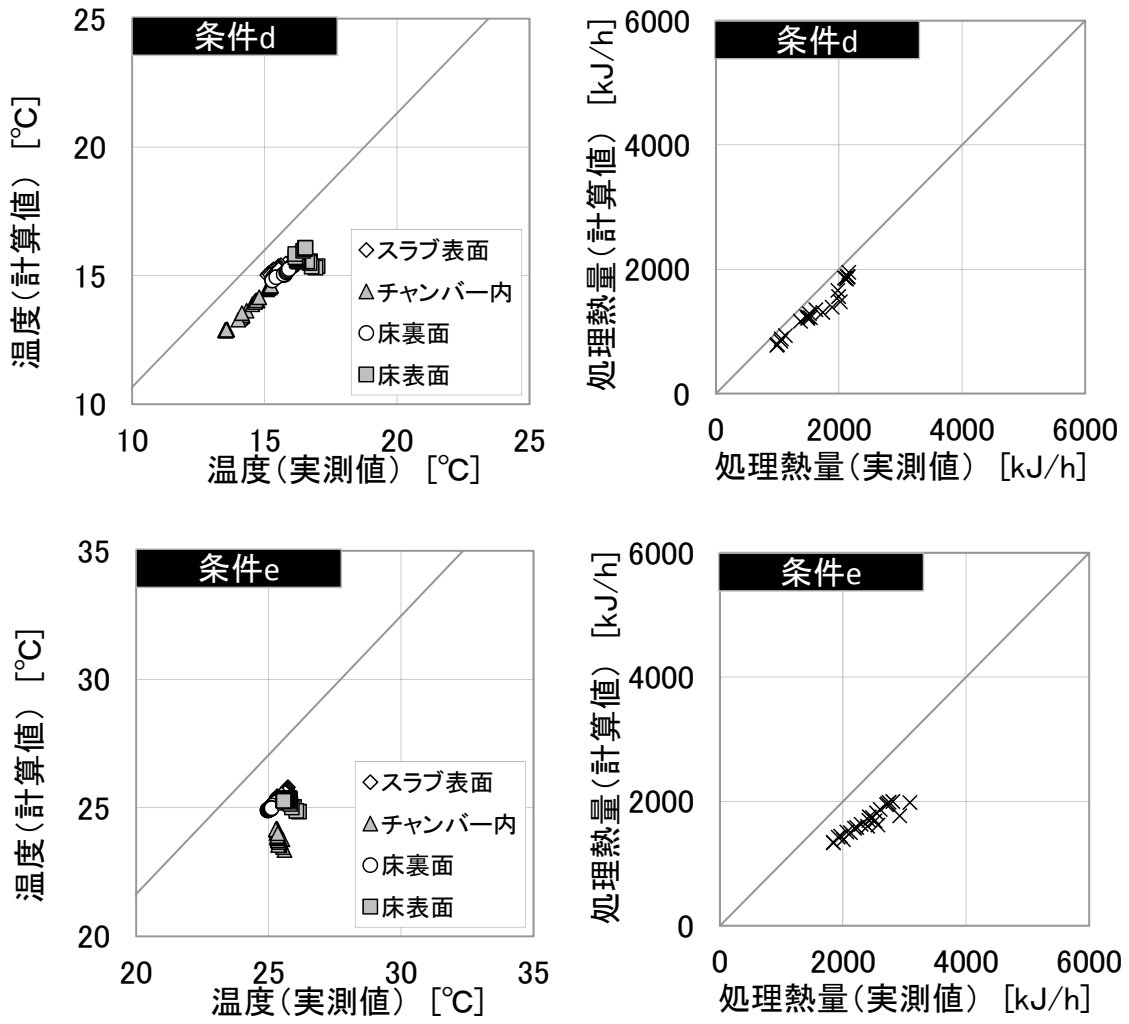


図 5-15 計算と実測による温度, 処理熱量の比較(条件 d~e)

### 5.3.5 対流熱伝達率の設定に関する検証

本温熱シミュレーション手法では、床チャンバー内の風速から床チャンバーの上面および下面の対流熱伝達率を設定する。床チャンバー内の風速は、実測結果だけでなく CFD による計算結果が用いられることが想定される。前報において、実測結果と CFD による計算結果を比較した際、計算結果の方が床チャンバー内の風速が小さい点もあり、両者には若干の差があった。そのため、このような床チャンバー内の風速の差が温熱シミュレーション結果にどの程度影響するか検証しておく必要がある。

検証は、暖房条件である条件 c と冷房条件である条件 e において行う<sup>注 20</sup>。対流熱伝達率を計算する際の床チャンバー内の風速に、前報の CFD の計算結果を用いた場合と前報の実測結果を用いた場合の 2 通りの温熱シミュレーションを行い、両者を比較する。計算は、前報と同様に実測結果から求めた外気温や床下給気温度を用いて行い、1 時間ごとに計算した 24 時間分の各面の平均温度と熱負荷を比較する。

図 5-16 に計算結果の比較を示す。条件 c のスラブ面の温度は、CFD の計算結果を用いた方が低くなっている。条件 c では、スラブ端部の熱橋部分の熱損失を考慮したため、スラブの熱コンダクタンスが小さい。さらに、暖房条件で室内外温度差が大きいため、対流熱伝達率の設定の違いによる影響が大きくなったと考えられる。その他の点では、両者はよく整合しており、対流熱伝達率の計算に用いる床チャンバー内風速を CFD による計算結果としても、実測結果を用いた場合との差は小さい結果となった。

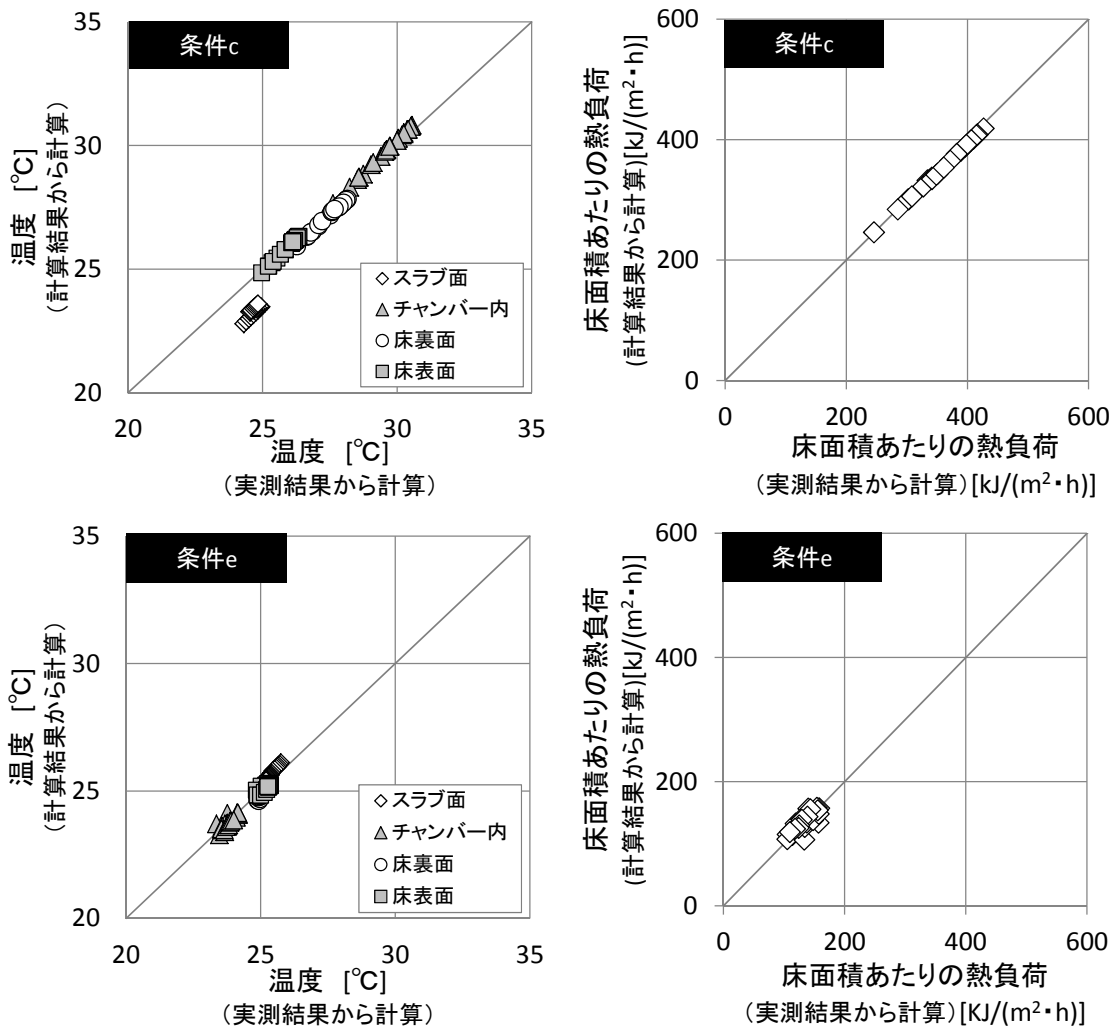


図 5-16 対流熱伝達率の設定方法の違いによる温度と熱負荷

## 5.4 本章のまとめ

実大実験室での実測結果から、計算結果に影響を与えるパラメータに関する分析を行った上で、躯体伝熱計算や CFD を用いながら下記の通り、温熱シミュレーション手法の構築を行った。

### (1) 床チャンバー内の各種設定に関する検証

床チャンバー内の温度、対流熱伝達率や壁と床の接合部における熱流の割増係数を変化させて熱負荷計算を行ったところ、設定される値によって計算された熱負荷に差が生じた。温熱シミュレーションを行う際には、適切な値の設定が必要である。また、床チャンバー内を10の小スペースに分割した場合と、1室とした場合の温熱シミュレーションを行ったが、計算結果に大きな差は生じなかった。

### (2) 割増係数の推定

実大実験室を模擬した躯体伝熱計算により、外気温、床チャンバー内の温度、下階室の温度と割増係数との関係を整理し、暖房時および冷房時の各条件における割増係数の推定を行った。

### (3) 小スペースの流出入風量の推定

実大実験室の床チャンバー内を対象とした CFD により、床チャンバー内の気流を分析し、床チャンバー内の小スペースにおける流出入風量の推定を行った。床チャンバー内の流出入風量の推定を行うことで、居室の設定温度とエアコン風量などから床チャンバー内の温度の推定が可能となる。

### (4) 伝熱ネットワークの設定

床チャンバー方式における温熱シミュレーションについて、居室の他に床チャンバー内やエアコン室にも温度節点を設けて、割増係数や小スペースの流出入風量の設定を行うことができる伝熱ネットワークを構築した。

### (5) 実測結果との比較

暖房および冷房の両条件において、温熱シミュレーション結果と実測結果を比較したところ、両者はよく整合することが分かり、検討した温熱シミュレーションの妥当性を検証した。

### (6) 対流熱伝達率の設定に関する検証

温熱シミュレーションを行う際の対流熱伝達率の設定に必要な床チャンバー内の風速について、実測結果を用いた場合と CFD による計算結果を用いた場合を比較し、温熱シミュレーション結果に大きな差がないことを確認した。

## 第6章 床チャンバーの部位構成や空調風量と熱負荷

### 6.1 本章の目的

本章では、温熱シミュレーション手法を用いて様々なシミュレーションを行い、本研究で対象とする床チャンバー方式の設計や評価において重要と思われる項目について分析を行う。例えば、床チャンバー方式では床チャンバーの部分だけは空調対象の気積が必ず増えるため、通常の壁掛けエアコンなどを利用した方式（以下、「通常方式」という）に比べれば熱負荷が大きくなると考えられる。このような熱負荷の増大がどの程度なのか定量的に把握し、設計と評価に役立てるとというのが本章の趣旨である。

異なる暖房方式の比較については、通常方式と床暖房との比較に関する研究<sup>36), 37), 38), 39)</sup>が多く行われており、床チャンバー方式と通常方式を比較した研究はあまり行われていない。また、床チャンバー方式に類似した方式での温熱シミュレーションは、床下給気方式<sup>40), 41)</sup>や個別送風ファンによる全館空調<sup>42)</sup>での研究例があるが、エアコンを用いた床チャンバー方式では、研究例<sup>43)</sup>は少ない。

本報で取り上げた分析項目を表 6-1 に示す。表に示すように、本報では計算対象とした住戸が二つある。一つは、既報において実験室として用いた住戸であり、もう一つは実際の集合住宅を想定したときに考えられる住戸（以下、「集合住宅モデル」という）である。温熱シミュレーションについては、前章で示した伝熱ネットワークを設定し計算を行った。また、温熱シミュレーションは「AE-Sim/Heat ver. 3.04」を用いて行い、潜熱については省略して計算を行った。

表 6-1 分析項目

計算対象	分析項目
<p style="text-align: center;">実大 実験室</p>	<p>○床チャンバー内の基礎的な熱特性の違いによる分析</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>・エアコン風量(床下給気温度)</li> <li>・床板の仕様(床板の熱コンダクタンス)</li> <li>・スラブ下の断熱材の厚さ(スラブの熱コンダクタンス)</li> </ul> <p>○床チャンバー方式と通常方式の比較</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>・各所温度と熱負荷に関する分析</li> </ul>
<p style="text-align: center;">集合住宅 モデル</p>	<p>○CFDによる床チャンバー内の風速と床吹出口の風量の分析</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>・床下への吹出口の位置</li> </ul> <p>○床下への吹出口および床チャンバー内の分割に関する分析</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>・床チャンバー内の分割の有無</li> <li>・床下への吹出口の位置による違い</li> </ul> <p>○床チャンバー方式と通常方式の比較</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>・熱負荷の違いに関する分析</li> </ul>

## 6.2 実大実験室を対象とした検討

### 6.2.1 検討と計算の概要

実大実験室を対象として、床チャンバー内の基礎的な熱特性の違いによる分析、および通常方式との比較を行う。本章の計算は定常計算とし、日射および夜間放射は無視した。計算結果は図 6-1 の通りにまとめ<sup>注21)</sup>、スラブ面、床チャンバー内、床裏面、床表面の温度は、各面の節点の平均値を計算した。熱量については、床チャンバー内の外壁面（隣室との間仕切壁を含む）とスラブ面の節点における表面熱流量の合計を「貫流熱負荷（床チャンバー内）」、床チャンバー内の床裏面の節点における表面熱流量の合計を「床板貫流熱量」、床チャンバー内から居室の節点に空気流動により伝達される熱量を「床吹出熱量」、居室の外壁面（隣室との間仕切壁を含む）と天井面の節点における表面熱流量の合計を「貫流熱負荷（居室）」とした。なお熱量は、実験室の床面積あたりの熱量を求め、スラブ端部の熱橋は考慮していない。

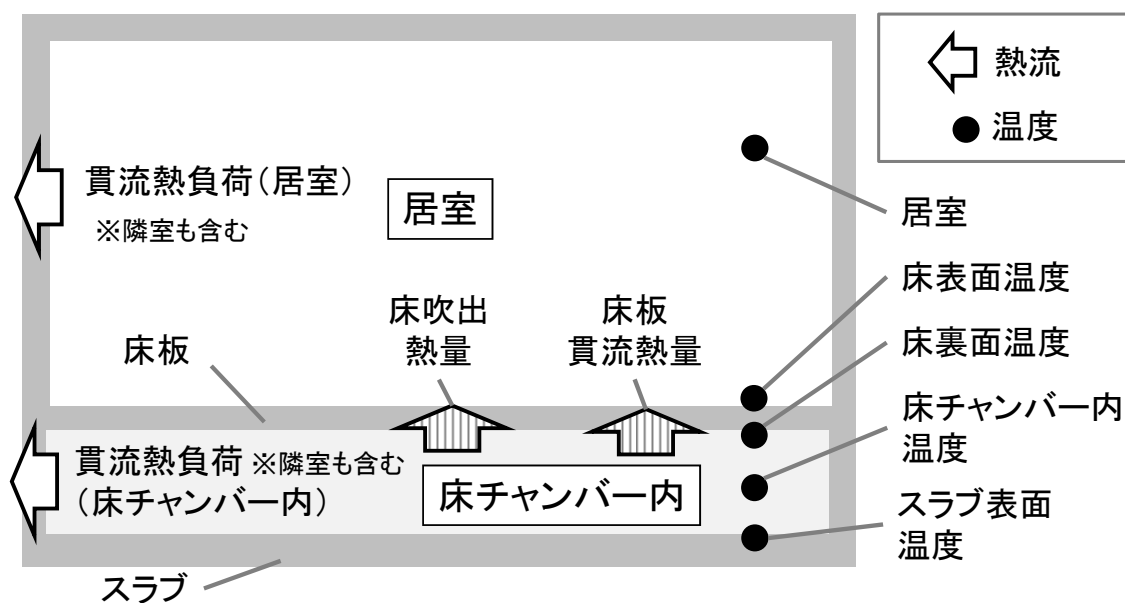


図 6-1 計算結果のとりまとめ方法

## 6.2.2 床チャンバー内の基礎的な熱特性の違いによる分析

温熱シミュレーションは、外気および隣室・下階室に表 6-2 に示す温度を設定し、居室が目標温度となるようエアコン室の設定温度を調節して計算を行った。計算条件は表 6-3 の 9 条件で、計算は暖房条件および冷房条件で行った。風量の 3 条件では、エアコンの風量を変えることで、床下への流入空気の温度である床下給気温度を変化させた。また、床板の 3 条件では、床チャンバーの上面を構成する床板の熱コンダクタンスを、スラブ断熱の 3 条件では、スラブ下の断熱材の厚さにより床チャンバーの下面を構成するスラブの熱コンダクタンスを変化させた。計算結果のうち、図 6-2 および図 6-3 に、各所温度と「貫流熱負荷(床チャンバー内)」、「床板貫流熱量」、「床吹出熱量」(合計は床面積あたりの全体の熱負荷に等しい)を示す。

まず図 6-2 の暖房条件について分析する。風量の 3 条件では、風量が大きくなると、各所温度が低くなり「床板貫流熱量」が小さく、「床吹出熱量」が大きくなっている。熱負荷が同じであれば、風量の増加により床下給気温度が低くなるため、床チャンバー内温度も低くなって、「床板貫流熱量」は小さくなる。一方、風量が増えた分だけ「床吹出熱量」が大きくなり、全体の熱負荷はあまり変わらない結果となっている。

次に、床板の 3 条件では、床板の熱コンダクタンスが大きくなると、床表面の温度は高くなるが、その他の温度は低くなっている。床板の熱コンダクタンスの増加に伴い、「床板貫流熱量」が大きくなるが、床板への貫流熱量が増えると、床チャンバー内温度が低くなるため、「床吹出熱量」が小さくなり、この場合も全体の熱負荷はあまり変わらない。

また、スラブ断熱の 3 条件では、スラブの熱コンダクタンスが高くなると、スラブ面温度が低くなるが、その他の温度や「床吹出熱量」および「床板貫流熱量」はあまり変わらない。一方、「貫流熱負荷(床チャンバー内)」は大きくなり、全体の熱負荷が増えている。

図 6-3 の冷房条件は暖房条件と比べ温度差が小さく、暖房条件のように明瞭な差はないが、温度は暖房条件と逆の傾向となり熱量は同様の結果となっている。「床板貫流熱量」、「床吹出熱量」は、床下給気温度と床板の熱コンダクタンスにより変化したが、全体の熱負荷はスラブの熱コンダクタンスを変えた場合のみしか変化しなかった。



表 6-2 温度条件

	外気温	隣室・下階室の温度	居室の設定温度
暖房条件	5℃	15℃	20℃
冷房条件	32℃	30℃	28℃

表 6-3 計算条件

条件			風量	風量	風量	床板	床板	床板	断熱	断熱	断熱
			1	2	3	1	2	3	1	2	3
風量	300m <sup>3</sup> /h	床下給気温度(暖房):25.6℃ 床下給気温度(冷房):26.4℃	○			○	○	○	○	○	○
	450m <sup>3</sup> /h	床下給気温度(暖房):23.7℃ 床下給気温度(冷房):26.9℃		○							
	600m <sup>3</sup> /h	床下給気温度(暖房):22.8℃ 床下給気温度(冷房):27.3℃			○						
床板	畳60mm+ パーティクルボード20mm	床板の熱コンダクタンス: 1.5W/(m <sup>2</sup> ・K)				○					
	パーティクルボード20mm +合板12mm	床板の熱コンダクタンス: 4.8W/(m <sup>2</sup> ・K)	○	○	○		○		○	○	○
	合板12mm	床板の熱コンダクタンス: 13.3W/(m <sup>2</sup> ・K)						○			
スラブ 断熱	75mm	スラブの熱コンダクタンス: 0.46W/(m <sup>2</sup> ・K)							○		
	50mm	スラブの熱コンダクタンス: 0.67W/(m <sup>2</sup> ・K)	○	○	○	○	○	○		○	
	25mm	スラブの熱コンダクタンス: 1.3W/(m <sup>2</sup> ・K)									○

※床下給気温度については、温熱シミュレーションによって計算された温度を記す。

※風量1、床板2、断熱2は同一条件。

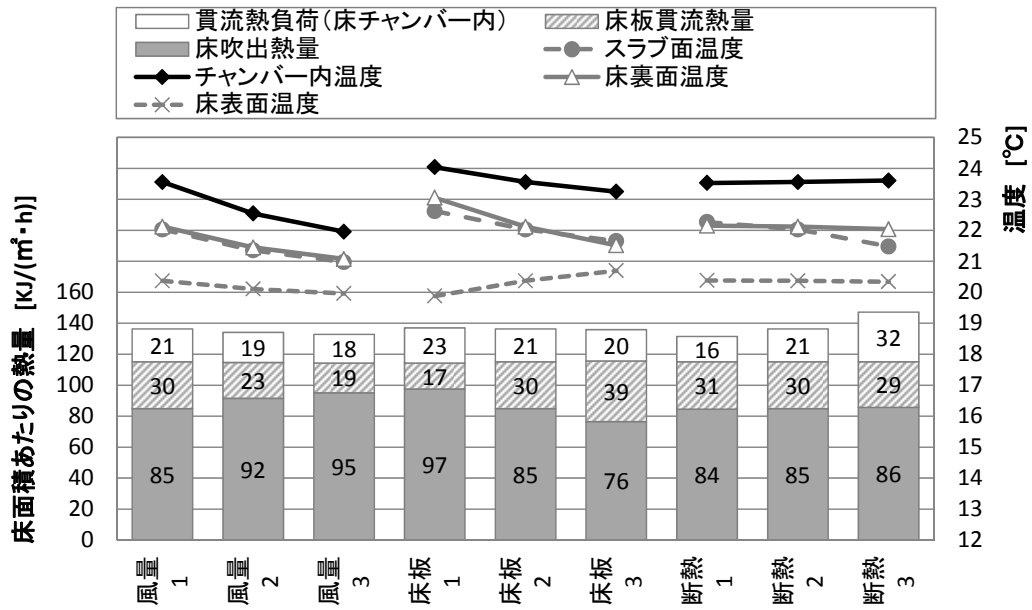


図 6-2 熱特性の違いによる温度と熱量 (暖房条件)

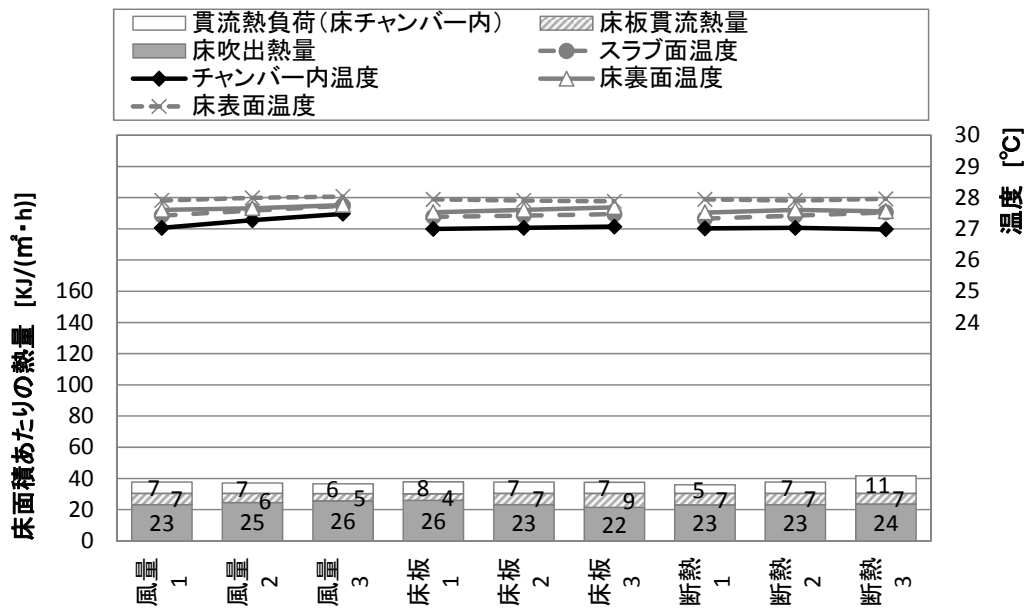


図 6-3 熱特性の違いによる温度と熱量 (冷房条件)

### 6.2.3 床チャンバー方式と通常方式の比較

床チャンバー方式と通常方式における各所温度と熱負荷を比較する。通常方式は、通常の熱負荷計算と同様に空気流動や床チャンバー内の対流熱伝達率の違いを考慮せず<sup>注22)</sup>、居室に目標温度を設定して熱負荷を計算した。

計算条件は表 6-4 の 18 条件で、暖房条件および冷房条件において、隣室・下階室の温度を 3 通りに変化させた。床チャンバー方式は、床表面温度が通常方式と異なるため、通常方式では居室の作用温度が床チャンバー方式と同等となる条件も計算した。計算結果のうち、床チャンバー内温度および床表面温度と「貫流熱負荷（床チャンバー内）」、「貫流熱負荷（居室）」（合計は床面積あたりの全体の熱負荷に等しい）を図 6-4、図 6-5 に示す。

暖房条件をみると、床チャンバー方式は、通常方式に比べ床チャンバー内温度および床表面温度が高く、床チャンバー内および居室とも貫流熱負荷が大きい。床チャンバー内の温度が高いことや、床表面温度が高いことによる床表面から居室内の各面への放射熱伝達の増加により熱負荷が大きくなっていると考えられる。

冷房条件では、こちらも暖房条件ほど明瞭な傾向は現れないが、床チャンバー方式は、通常方式に比べ床チャンバー内温度と、床表面温度が低く、貫流熱負荷が大きくなっている。暖冷房の両条件とも、床チャンバー方式の熱負荷は、隣室・下階室と居室の温度差と共に大きくなり、室温を同等とした通常方式に比べ 10～13%大きく、作用温度を同等とした通常方式と比べても 8～11%大きくなった。

表 6-4 計算条件

条件	隣室・下階室の温度	空調方式	居室の設定温度	居室の作用温度
暖房条件	10℃	床チャンバー方式	20.0℃	19.4℃
		通常方式(作用温度同等)	20.3℃	19.4℃
		通常方式(室温同等)	20.0℃	19.1℃
	15℃	床チャンバー方式	20.0℃	19.5℃
		通常方式(作用温度同等)	20.3℃	19.5℃
		通常方式(室温同等)	20.0℃	19.2℃
	20℃	床チャンバー方式	20.0℃	19.5℃
		通常方式(作用温度同等)	20.2℃	19.5℃
		通常方式(室温同等)	20.0℃	19.4℃
冷房条件	32℃	床チャンバー方式	28.0℃	28.2℃
		通常方式(作用温度同等)	27.9℃	28.2℃
		通常方式(室温同等)	28.0℃	28.3℃
	30℃	床チャンバー方式	28.0℃	28.2℃
		通常方式(作用温度同等)	27.9℃	28.2℃
		通常方式(室温同等)	28.0℃	28.2℃
	28℃	床チャンバー方式	28.0℃	28.1℃
		通常方式(作用温度同等)	27.9℃	28.1℃
		通常方式(室温同等)	28.0℃	28.2℃

※床チャンバー方式の条件は、基本的な熱特性の違いによる分析における「風量2」とした。  
 ※外気温は、冬期5℃、夏期32℃とした。

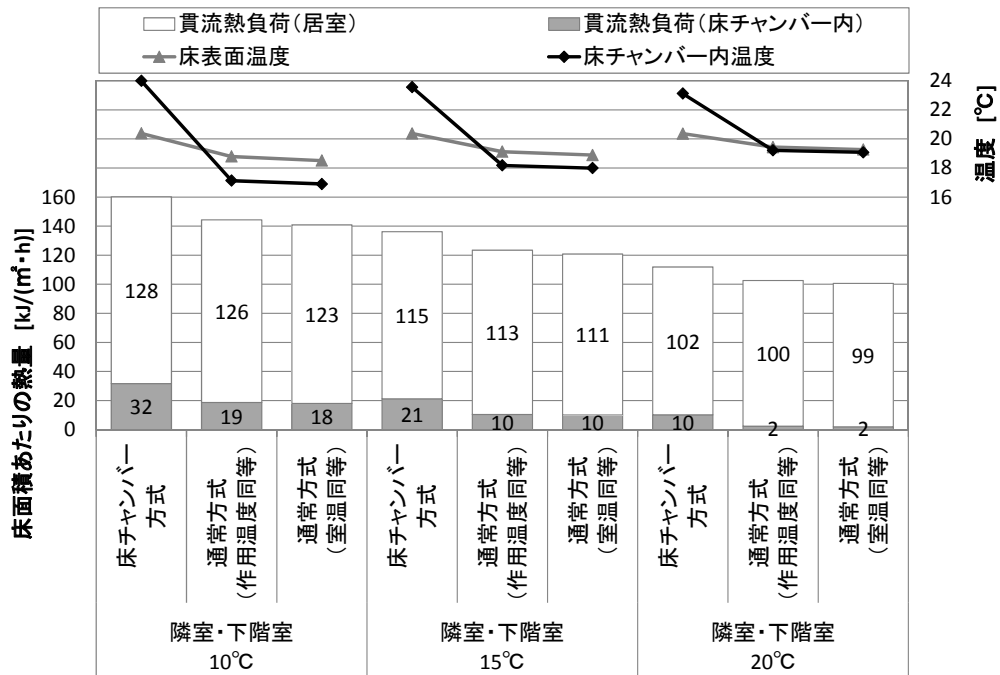


図 6-4 空調方式の違いによる温度と熱量 (暖房条件)

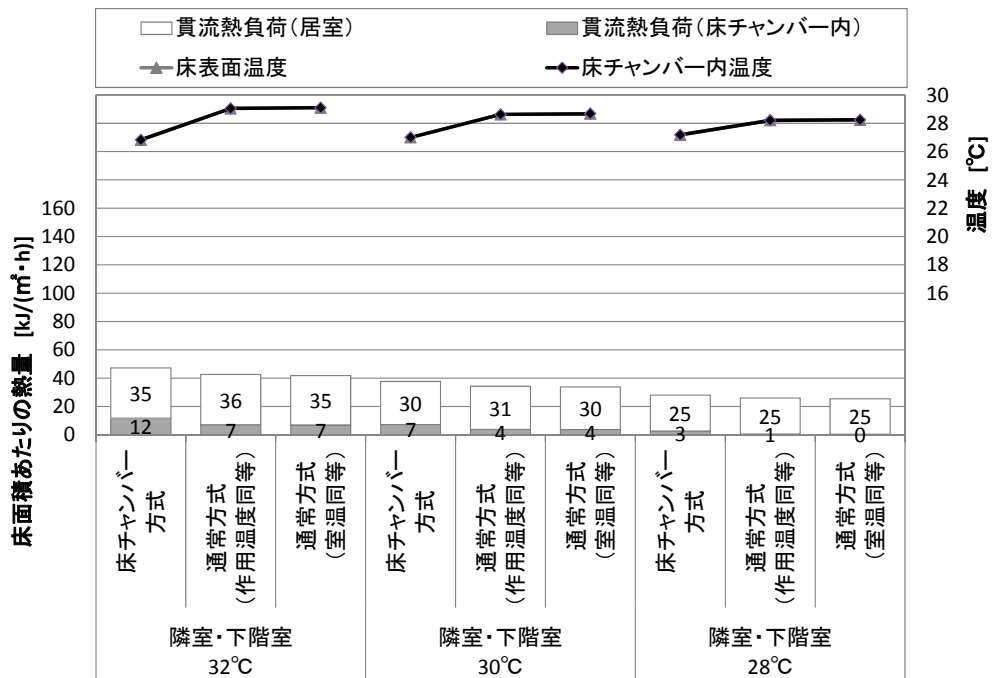
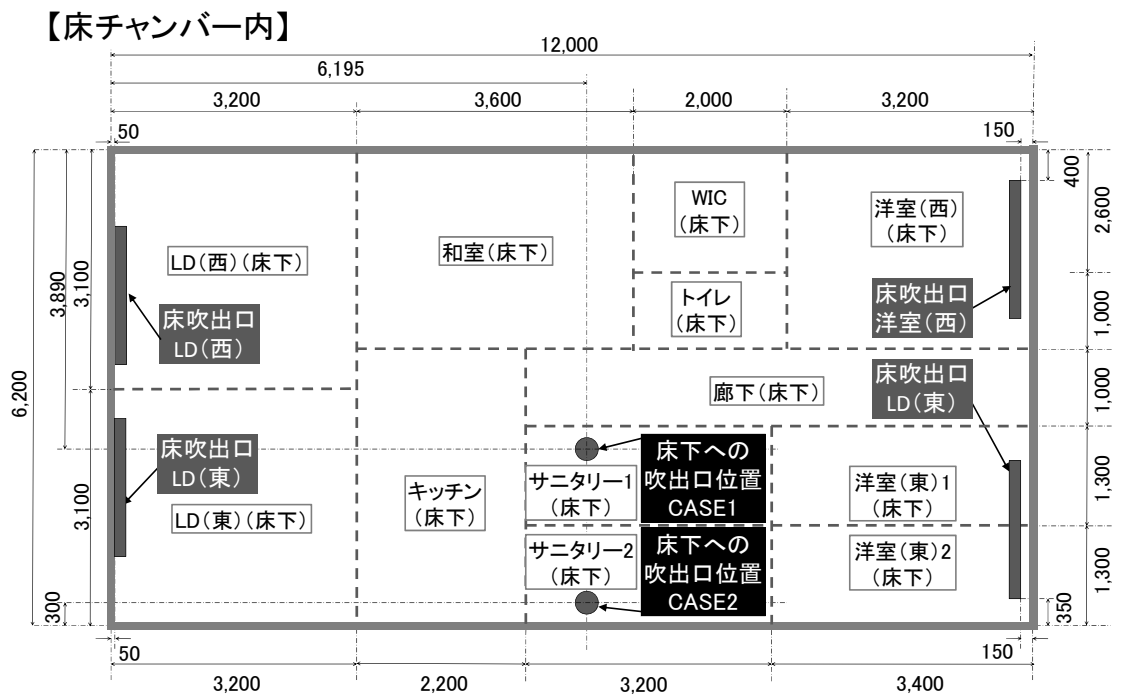
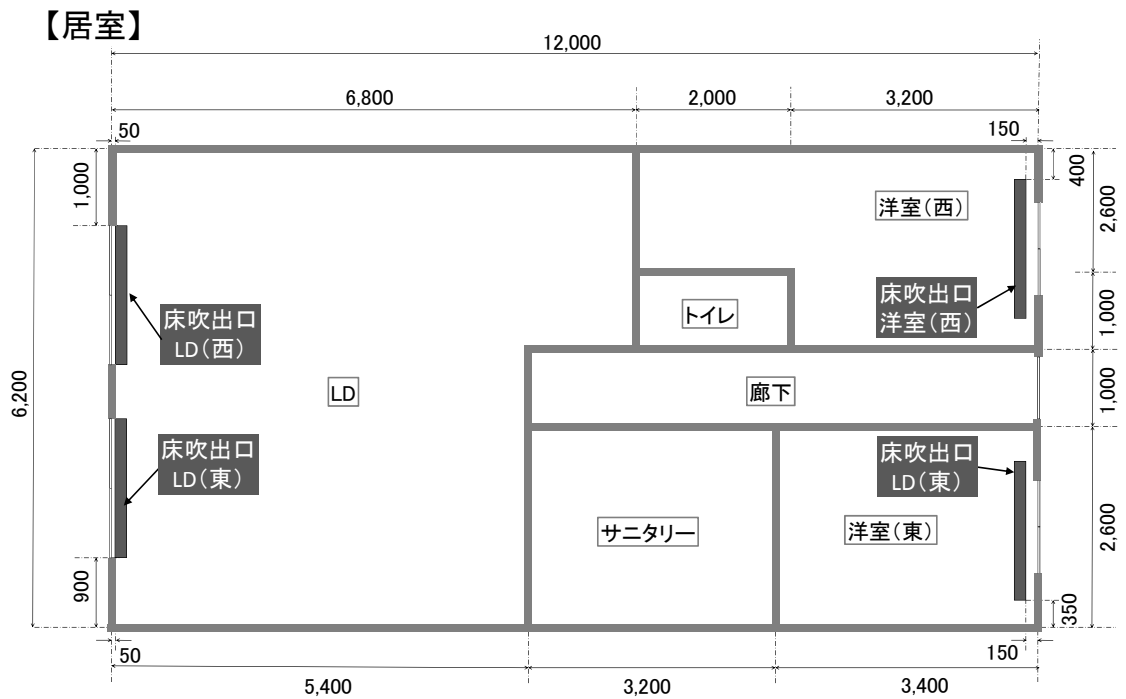


図 6-5 空調方式の違いによる温度と熱量の比較 (冷房条件)

## 6.3 集合住宅モデルを対象とした検討

### 6.3.1 検討と計算の概要

集合住宅モデルを対象に床吹出口の位置や床チャンバー内の分割に関する検討を行い、床チャンバー方式と通常方式の比較を行う。対象は、図 6-6 および表 6-5 に示すように 3LDK の間取りの最上階中住戸で、居室は 6 室、床チャンバーは 12 の小スペースで構成されている。エアコン室は天井裏に設置されるものとし、図中には表現されていない。床下への吹出口は、床チャンバー中央付近とした CASE1 または CASE1 より東側とした CASE2 の 2 通りで、床吹出口は LD、洋室（西）、洋室（東）に合計 4 ヶ所設けた。また、断熱性能を変化させた分析を行うため、断熱条件は、表 6-6 の 3 条件から 1 条件を選択する。



※床吹出口は、W1,800×D150、床チャンバー高さはH100。  
 ※南面にはバルコニー(W1,500)、北面には共用廊下(W,1500)あり。



(単位:mm)

図 6-6 集合住宅モデルの平面図

表 6-5 集合住宅モデルの概要

項目	仕様
プラン	3LDK(最上階中住戸)
専有部面積	74.4m <sup>2</sup>
天井高さ	2,500mm(廊下のみ2,150mm)
窓・開口部	LD: W1,190mm × H2,000mm 洋室(西)、(東): W1,190mm × H1,100mm 廊下: W790mm × H2,000mm

表 6-6 断熱条件

	断熱条件1	断熱条件2	断熱条件3
屋根	RC180mm+硬質ウレタン フォーム65mm	RC180mm+硬質ウレタン フォーム30mm	RC180mm+硬質ウレタン フォーム10mm
壁(外皮)	RC135mm+硬質ウレタン フォーム30mm	RC135mm+硬質ウレタン フォーム20mm	RC135mm+硬質ウレタン フォーム10mm
壁(戸境)	RC135mm	RC135mm	RC135mm
床(スラブ下)	RC150mm+住宅用グラス ウール断熱材32K 50mm	RC150mm+住宅用グラス ウール断熱材32K 50mm	RC150mm+住宅用グラス ウール断熱材32K 50mm
サッシの 熱貫流率	2.33W/(m <sup>2</sup> ・K)	3.49W/(m <sup>2</sup> ・K)	3.49W/(m <sup>2</sup> ・K)
床面積あたりの 熱損失係数	1.34W/(m <sup>2</sup> ・K)	1.90W/(m <sup>2</sup> ・K)	2.68W/(m <sup>2</sup> ・K)
夏期日射 取得係数	0.023	0.034	0.058



### 6.3.2 CFDによる床チャンバー内の風速と床吹出口の風量の分析

床チャンバー内の風速と床吹出口の風量を分析するため、前章と同様の数値計算プログラムを用いて、図 6-7 のように CFD により床チャンバー内の風速ベクトルを計算した。計算は、床下への吹出風量を  $400\text{m}^3/\text{h}$  とし、床下への吹出口を CASE1 または CASE2 とした 2 条件で行った。

風速ベクトルの計算結果から小スペースごとの平均風速(床下への吹出風速  $6.2\text{m/s}$  で無次元化)を計算し、図 6-8 に示す。床下への吹出口に近いサニタリー1(床下)などの小スペースで無次元化風速が 0.04 程度と大きくなるが、その他の小スペースでは 0.01~0.03 程度となっている。既報の実験室では、無次元化風速は 0.1~0.2 程度の小スペースが多くあったが、それに比べると集合住宅モデルの方が無次元化風速が小さくなっている。その理由として、集合住宅モデルの面積は  $74.4\text{m}^2$  と既報の実験室の  $12.6\text{m}^2$  より大きいため、気流が十分拡散し風速が小さくなったことが考えられる。

次に、風速ベクトルの計算結果から各床吹出口の風量(床下への吹出風量で無次元化)を計算して、図 6-9 に示す。無次元化風量は、CASE1 をみると 4 つの床吹出口とも 0.24~0.26 で均等に空気が分配されているが、CASE2 では住戸の西側にある LD(西)と洋室(西)でそれぞれ 0.30, 0.32 と CASE1 に比べ 25%, 28%大きくなり、逆に住戸の東側にある LD(東)と洋室(東)の風量はそれぞれ 20%, 31%小さくなっている。床下への吹出口を東側に移動させることで、東西方向の風量バランスが変化する傾向がみられた。また、前報と同様に風速ベクトルの計算結果から小スペースの流出入風量(床下への吹出し風量で無次元化)を計算し表 6-7 に示す。

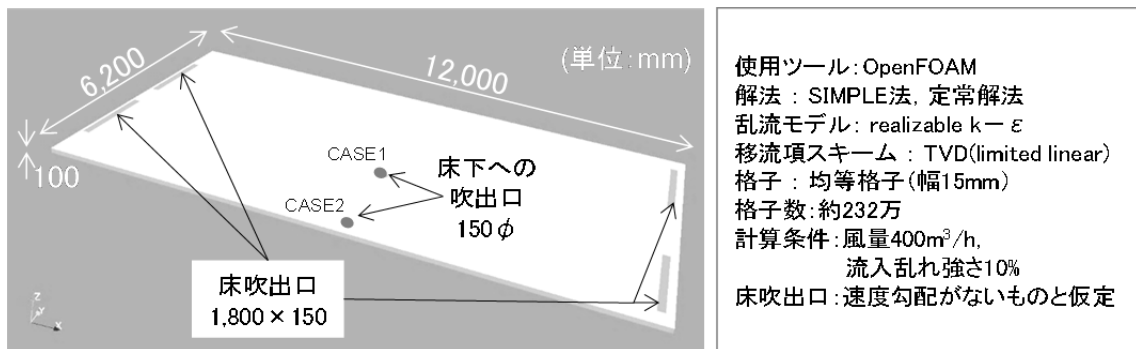


図 6-7 CFD による計算概要

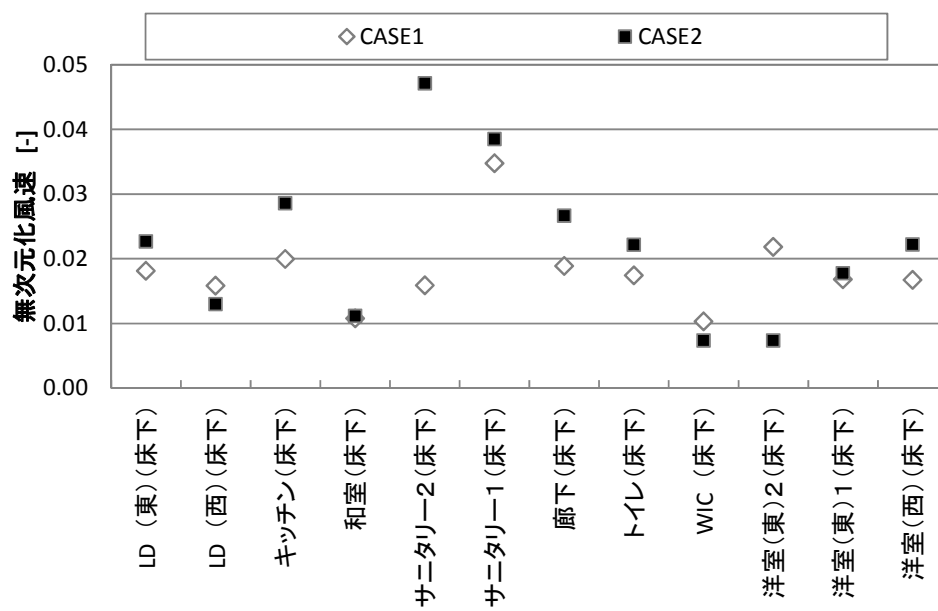


図 6-8 平均風速の計算結果

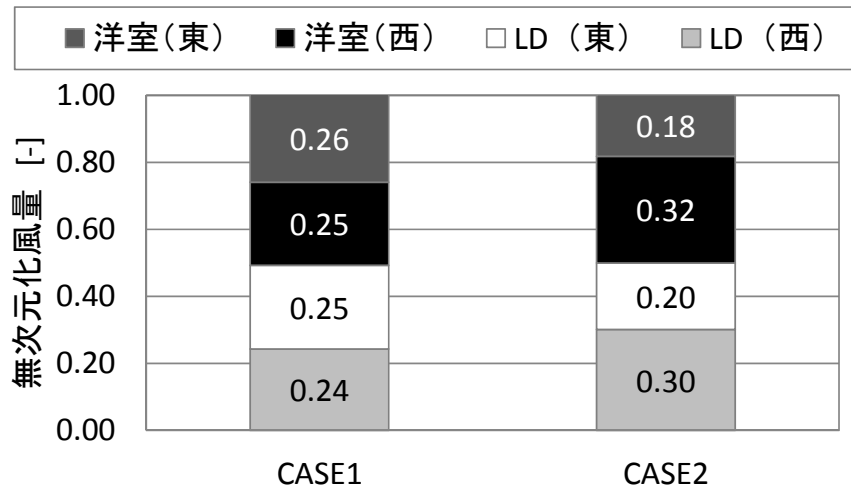


図 6-9 床吹出風量の計算結果

表 6-7 各小スペースの流出入風量

流出側の小スペース	流入側の小スペース	CASE1	CASE2	流出側の小スペース	流入側の小スペース	CASE1	CASE2
LD(東)(床下)	キッチン(床下)	-0.27	-0.22	WIC(床下)	洋室(西)(床下)	0.11	0.09
LD(西)(床下)	キッチン(床下)	-0.04	-0.07	サニタリー2(床下)	サニタリー1(床下)	-0.23	0.70
LD(西)(床下)	和室(床下)	-0.18	-0.21	洋室(東)2(床下)	洋室(東)1(床下)	0.01	-0.07
キッチン(床下)	サニタリー2(床下)	-0.09	-0.28	サニタリー1(床下)	廊下(床下)	0.45	0.40
キッチン(床下)	サニタリー1(床下)	-0.20	-0.13	洋室(東)1(床下)	廊下(床下)	-0.01	0.00
キッチン(床下)	廊下(床下)	-0.12	-0.05	LD(東)(床下)	LD(西)(床下)	0.02	0.02
和室(床下)	トイレ(床下)	0.05	0.02	キッチン(床下)	和室(床下)	0.10	0.17
和室(床下)	WIC(床下)	0.02	0.02	廊下(床下)	和室(床下)	0.14	0.08
サニタリー2(床下)	洋室(東)2(床下)	0.14	0.02	廊下(床下)	トイレ(床下)	0.11	0.16
サニタリー1(床下)	洋室(東)1(床下)	0.11	0.16	廊下(床下)	洋室(西)(床下)	0.07	0.12
トイレ(床下)	洋室(西)(床下)	0.07	0.11	トイレ(床下)	WIC(床下)	0.09	0.07

### 6.3.3 温熱シミュレーションの概要

温熱シミュレーションは、表 6-8 に示す条件を設定して行った。床チャンバー方式の計算では、全体のエアコン風量は  $800\text{m}^3/\text{h}$  <sup>注23)</sup> として、小スペースの流出入風量は表 6-7 の無次元化風量から計算した。また、床チャンバー内の対流熱伝達率は、検証の結果を踏まえ、CFD の計算結果による小スペース内の平均風速を用いて計算し設定した。エアコン室の温度は未知であるため、室内外温度差と日射による熱負荷を想定した(6-1)および(6-2)式で計算した温度を設定<sup>注24)</sup>し、後に各居室が目標温度になっていることを確認することとする。また、通常方式の計算では、LD、洋室（西）、洋室（東）にエアコンを設置して目標温度を入力し、熱負荷を求めた。

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{暖房時：} \quad \theta_a = \theta_i + \frac{(\theta_i - \theta_o) \cdot 3.6QS}{\rho C_p Q_V} \quad (6-1) \\ \text{冷房時：} \quad \theta_a = \theta_i - \frac{(\theta_o - \theta_i) \cdot 3.6QS + (I_d + \text{sinh} \cdot I_b) \cdot \mu S}{\rho C_p Q_V} \quad (6-2) \end{array} \right.$$

表 6-8 温熱シミュレーションにおける設定

	床チャンバー方式	通常方式
気象データ	拡張アメダス(東京)	
暖冷房期間	暖房:11/18~4/14、冷房:6/8~9/22	
設定温度	冬期20℃、夏期28℃として(6-1)、(6-2)式よりエアコン室の温度を設定	冬期20℃、夏期28℃
運転スケジュール	24時間連続	
換気	92m <sup>3</sup> /h(0.5回換気相当)を外気からエアコン室に給気	92m <sup>3</sup> /h(0.5回換気相当)を外気からリビング・ダイニング(46m <sup>3</sup> /h)、洋室(西)、(東)(各23m <sup>3</sup> /h)に給気
	92m <sup>3</sup> /h(0.5回換気相当)を各室から廊下をおよびサニタリーを通して外気に排気	
住宅全体の空気の流れ	エアコン室から床下への吹出口のある小スペースへ800m <sup>3</sup> /hを給気し、床吹出口から各居室および廊下を通してエアコン室に708m <sup>3</sup> /hが還気	—
隣室・下階室温度	冬期:15℃、中間期22℃、夏期28℃	
内部発熱	考慮しない	

### 6.3.4 床下への吹出口および床チャンバー内の分割に関する分析

計算は表 6-9 に示すように、床下への吹出口を CASE1 または CASE2 とした条件で、床チャンバーを 12 の小スペースに分割した場合と小スペースを 1 室に統合した場合<sup>注 25)</sup>で行った。床チャンバーを 1 室に統合した計算では、床チャンバー内の温度差がない条件での計算が可能で、計算結果に差がなければ計算を簡略化することもできる。

図 6-10 に床\_分割 1 の年間温熱シミュレーション結果のうち外気温、エアコン室温度および平均居室温度(LD, 洋室(西), 洋室(東))の 3 室を平均した温度)と暖冷房熱負荷を示す。暖房時でエアコン室温度は 25°C, 平均居室温度は 20°C 程度, 冷房時でエアコン室温度は 26°C, 平均居室温度は 28°C 程度になっており, 熱負荷は暖房時で最大 110kJ/(m<sup>2</sup>・h), 冷房時で 50kJ/(m<sup>2</sup>・h)程度であった。

図 6-11 に各条件における LD, 洋室(西), 洋室(東)と関連する床チャンバー内の温度を暖冷房運転時のみ平均<sup>注 26)</sup>して示す。各条件の LD, 洋室(西), 洋室(東)の温度は, 暖房時は 20°C, 冷房時は 28°C の目標温度近くになっていることを確認できる。

暖房時の床\_分割 1 をみると, 床チャンバー内の温度は洋室(東)(床下)が最も高く, LD(西)(床下)が最も低い。居室の温度も洋室(東)が高く, 洋室(西)で低くなっており, 床チャンバー内と居室の温度は, どちらも住戸の東側に比べ西側の方が約 1.0°C 低い。一方, 床\_統合 1 では, 床チャンバー内の温度分布はなく, 居室の温度差は約 0.5°C と小さくなっている。CFD の計算結果から, 床下への吹出口を CASE1 とした場合は, 各床吹出口の風量はほぼ均等であったが, 住戸の東側に比べて西側で温度が低くなる傾向がある。

暖房時の床\_分割 2 では, 床チャンバー内には約 0.6°C の温度差があるが, 居室の温度差は約 0.2°C と小さい。CFD の計算結果から, 床下への吹出口を CASE2 とした場合は住戸の西側の床吹出口の風量が東側に比べて大きく, 西側へ供給される熱量が大きくなり, 東西の温度差が緩和されたと考えられる。また, 床\_統合 2 は, 床チャンバー内の温度分布はないが, 逆に居室の温度差は 0.7°C 程度と大きく, 床吹出口の風量の差により, 居室に温度差が生じたと推測される。

冷房時は温度差が小さく, さらに LD は日射の影響を受け温度が高くなっているが, 洋室(東)と洋室(西)や床チャンバー内の温度をみると, 暖房時と同様の傾向が見られる。

床面積あたりの年間熱負荷の計算結果を図 6-12 に示す。熱負荷は暖房時の方が大きく, 冷房時は暖房時の 1/8 程度であった。4 つの条件の熱負荷は差がほとんどなく, 床下への吹出口の位置の変化や床チャンバーの小スペースの統合では, 熱負荷は変化しなかった。

表 6-9 計算条件

条件名	吹出口配置	床チャンバーの分割
床_分割1	CASE1	12に分割
床_統合1		1つに統合
床_分割2	CASE2	12に分割
床_統合2		1つに統合

※断熱性能はいずれも断熱条件1とした

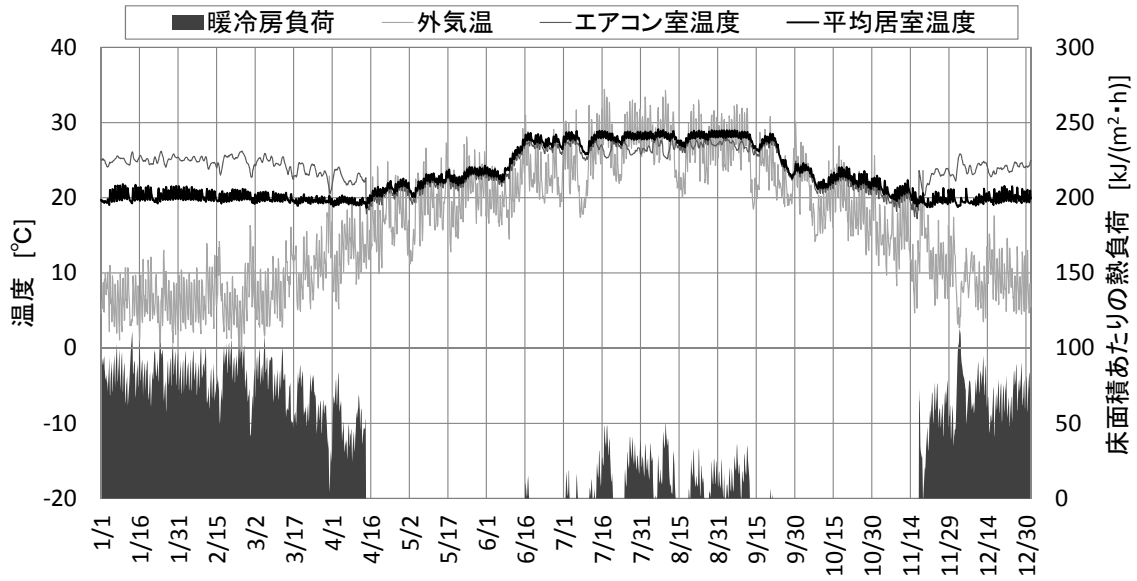
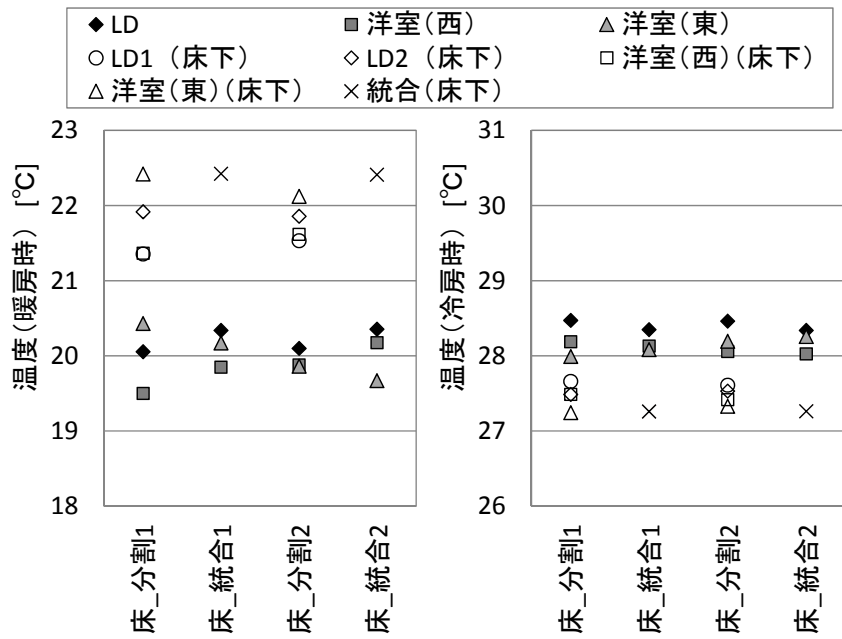


図 6-10 温熱シミュレーション結果 (床\_分割1)



※小スペースを1室に統合したときの温度は、統合(床下)で表す。

図 6-11 各条件の温度計算結果

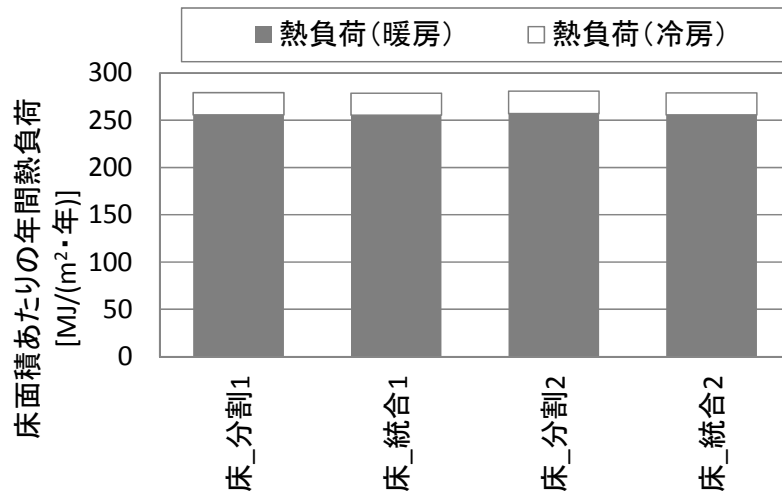


図 6-12 各条件の年間熱負荷計算結果

### 6.3.5 床チャンバー方式と通常方式の比較

床チャンバー方式と通常方式における年間熱負荷を比較する。表 6-10 に示すように、両方式において、断熱性能を 3 通りに変化させた計 6 条件を計算した。床チャンバー内を 1 室に統合しても熱負荷の計算結果に大きな差はなかったため、床チャンバー内は 1 室に統合した場合のみ計算を行った。

図 6-13 に床チャンバー方式における LD, 洋室(西), 洋室(東)の温度を暖冷房運転時のみ平均<sup>注 26)</sup>して示す。各居室の温度は断熱条件により変化しているが、暖房時は 20℃, 冷房時は 28℃ の目標温度に近くなっている。

図 6-14 に、床面積あたりの熱損失係数と年間熱負荷との関係を示す。床チャンバー方式は通常方式に比べて、暖房および冷房とも熱負荷が大きくなっている。また、熱損失係数が大きいほど両者の差は、広がる傾向があり、最大で床チャンバー方式の方が約 28%大きくなっている。集合住宅モデルにおいても、床チャンバー方式は通常方式に比べて熱負荷が大きくなり、既報の実験室を対象とした計算に比べその差が大きくなった。集合住宅モデルでは、既報の実験室に比べ床面積が大きいいため、スラブから階下への貫流熱損失が大きくなったことが要因として考えられる。



表 6-10 計算条件

条件名	空調方式	断熱性能
床断熱1	床チャンバー方式	断熱条件1
床断熱2		断熱条件2
床断熱3		断熱条件3
通断熱1	通常方式	断熱条件1
通断熱2		断熱条件2
通断熱3		断熱条件3

※すべての条件で床下への吹出口はCASE1とした。

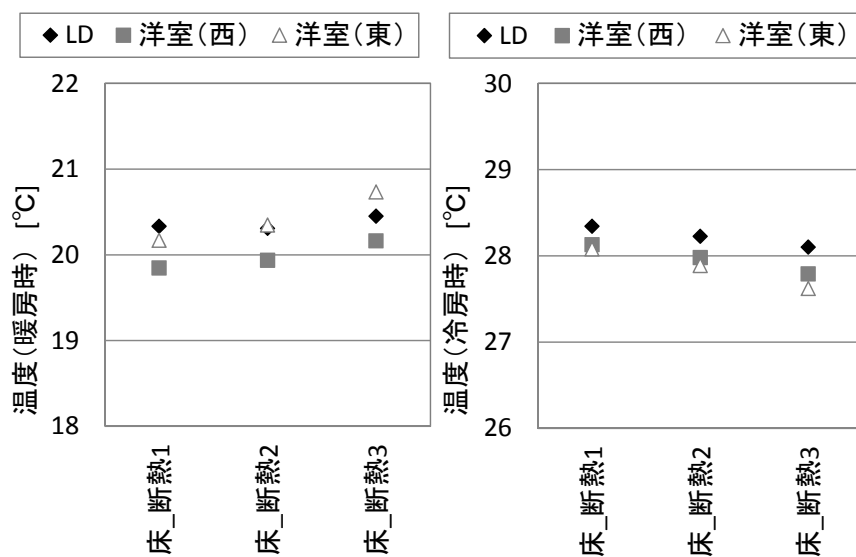


図 6-13 各条件の温度計算結果

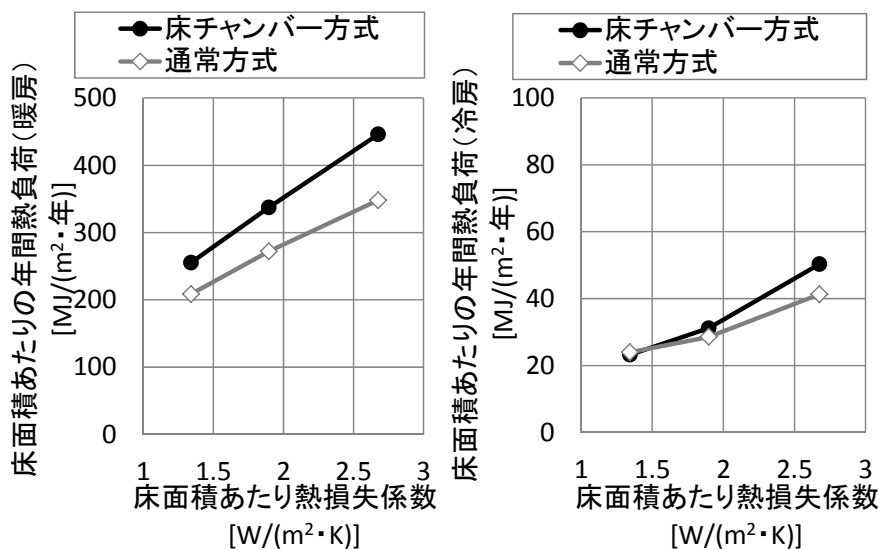


図 6-14 熱損失係数と年間熱負荷

## 6.4 本章のまとめ

実大の実験室および集合住宅モデルでの温熱シミュレーションにより、床チャンバー内の基本特性や通常方式との比較を行い、下記の点が明らかとなった。

- (1) 床チャンバー方式の熱負荷は通常方式に比べ、既報の実験室での定常状態での計算で約13%、集合住宅モデルでの年間温熱シミュレーションで約28%大きかった。床チャンバー方式は、通常方式とは熱負荷が異なるため、温熱シミュレーションを行う際には、本手法のように床チャンバーを考慮した計算が必要である。
- (2) 床板の熱コンダクタンスや床下給気温度、床下への吹出口の位置を変化させた温熱シミュレーションでは熱負荷はあまり変化せず、断熱性能を変化させた場合のみ熱負荷が変化した。
- (3) 床板を貫流する熱量や床吹出口から吹出される熱量は床下給気温度や床板の熱コンダクタンスにより異なることや、床下への吹出口の位置により床チャンバー内の風量バランスが変化し、居室の温度が影響を受けること、面積の大きい集合住宅モデルでは既報の実験室に比べ床チャンバー内の風速が小さいことなど、設計時に考慮すべき知見を明らかにした。
- (4) 対流熱伝達の設定に用いる床チャンバー内風速はCFDの計算結果を用いても実測結果を用いた場合との差は小さいこと、床チャンバー内を1室に統合しても熱負荷の計算結果には変化はないことなど、温熱シミュレーションにあたっての留意事項も明らかとなった。

(2)から、居室の設定温度と外気温や日射量が同じであれば、床チャンバー方式による熱負荷は、断熱性能にのみ影響を受けたが、(3)から床板の貫流熱量や居室の実現温度は床板の熱コンダクタンスや床吹出口の位置などに影響を受けるということが分かった。よって、断熱性能が明らかとなれば、ある程度、住戸全体の熱負荷が推測できるものの、様々な住宅のプランにあった床チャンバー方式の設計法を確立させるためには、さらに多くの実測や数値計算により吹出し口の位置などの検証を行っていく必要があると考えられる。

## 第7章 床チャンバー方式による設計の流れと設計事例

### 7.1 本章の目的

本章では、前章までに明らかになった点をふまえて、床チャンバー方式による設計の流れを構築し、実際の住宅の設計に適用する。住宅におけるエアコンを用いた床チャンバー方式は研究例が少なく、実際の住宅を設計する際の指針や目安となる考え方は、あまり示されていない。そのため、住宅に床チャンバー方式を導入する際には、工学的な検討が十分行われず住宅が設計されてしまうことも少なくない。

そこで、まだ検証するべき部分は多くあるものの、本研究で明らかとなった点を取りまとめて、設計の流れを示す。本研究では、設計手法の確立のため温熱シミュレーション手法の確立を主眼としており、5章にて手法の構築と妥当性の確認を行い、6章にて温熱シミュレーションを用いた計算を行った。ここでは、本研究にて構築した温熱シミュレーションを用いて設計の流れを示す。

その後、設計の流れを実際の戸建住宅における設計に適用して、温熱シミュレーションを用いた設計事例を示す。実際の住宅設計と次章での検証により、実用的な設計法確立に必要な知見を集積することを目指す。

## 7.2 床チャンバー方式における設計の流れ

### 7.2.1 温熱シミュレーションの活用

設計の流れの構築では、本研究で構築した温熱シミュレーションを活用する。温熱シミュレーションへの住宅の仕様の入力と計算結果を踏まえた設計へのフィードバックによって、住宅を設計することを想定する。

6章における、温熱シミュレーション結果から、吹出口の配置、住宅の高断熱化、床下への給気温度、床板の材料が設計上の留意点として挙げられた。これらの留意点のうち、吹出口の配置の設計については複雑な CFD による計算が必要となるため、簡易的な手法の構築が必要となるが、今後の課題として別途検討する。他の留意点については、建物が高断熱化されていれば室内の温度差を考慮する必要性はあまりなく、温熱シミュレーションで検討が可能である。

本研究で構築した温熱シミュレーションは、住宅の仕様を入力した上で、床下への吹出風量と温度を設定することで計算を行うものである。計算された各室の温度と熱負荷を確認して、断熱性能や送風経路、機器の選択などの設計にフィードバックすることで、快適性と省エネルギー性を両立させた住宅を設計することができる。

## 7.2.2 設計の流れ

まだ、検証すべき点があるものの床チャンバー方式による設計の流れを、図 7-1 のように構築した。設計の流れは、大きく計算条件の設定と計算結果の確認に分かれている。この設計の流れは、住宅の基本設計の終了後に住宅の仕様を入力して温熱シミュレーションを行い、計算結果として出力される各室の温度と熱負荷を確認するという構成となっている。出力される各室の温度、温度差や熱負荷があらかじめ設定された目標を満足しない場合には、住宅の仕様を見直し、再び温熱シミュレーションを行う。

計算条件の設定では、まず吹出口の配置を検討する必要がある。吹出口の配置は、エアコンで加熱・冷却された空気を床チャンバーへ送風する床下への吹出口と床チャンバーから居室へ空気を吹出す床吹出口の配置を検討し、住宅全体の送風経路を決定することを意味している。吹出口の位置や送風経路は、住宅における空調設備の設計のみならず、住宅の間取りなどにも大きく影響を受けるため、基本設計時に送風経路を想定しておくことが望ましい。床チャンバー方式の設計では、送付経路の圧力損失や風量バランスなどを把握しておく必要があり、CFD による計算を行うことが必要となる。個々の住宅に CFD を適用して吹出口の配置を設定することが煩雑となる場合は簡略化が必要となってくるが、簡略化については今後の研究課題としたい。吹出口の配置が決まれば、各吹出口風量や小スペースの流出入風量を設定することが可能となり、温熱シミュレーションの準備が整う。

次に、温熱シミュレーションに住宅の基本設計で定められた断熱性能や床板の材料を入力する。温熱シミュレーションを行うには、床下への給気温度と風量を設定する必要がある。エアコンが時々刻々と変化する住宅全体の熱負荷を適切に処理されると仮定すれば、床下への給気温度は熱負荷と循環風量によって決まる。よって、あらかじめ循環風量を定めておき、室内外温度差と断熱性能から熱負荷を求めて給気温度を設定する方法や、簡易的に循環風量と床下への給気温度を一定として決めておく方法などが考えられ、求められる精度によって方法を選択する必要がある。

以上の設定により、温熱シミュレーションを行うことが可能となる。この設計の流れでは、計算結果の各室の温度と熱負荷が目標を満たすことを確認する必要がある。各室の温度の目標については本研究では触れていないが、省エネルギー性を考慮して暖房 20℃、冷房 28℃、各室の温度差は 2℃以内とすることなどが考えられる。また、熱負荷の確認については、省エネ法や住宅事業建築主基準などを参考に判断することが考えられる。

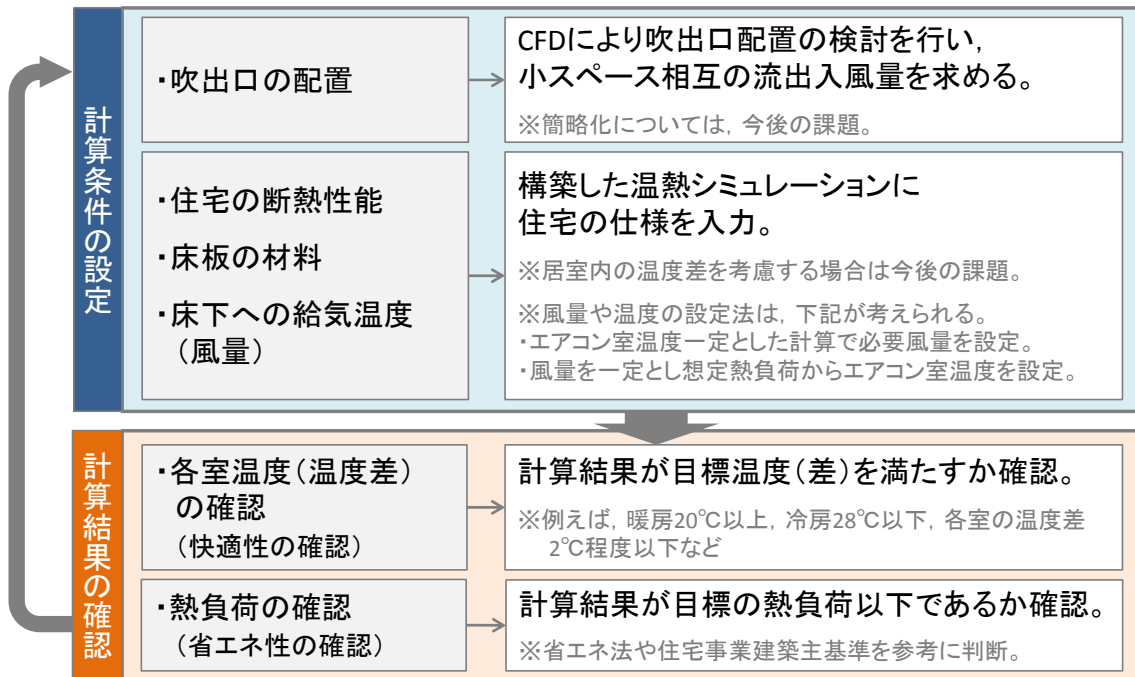


図 7-1 床チャンバー方式における設計の流れ

## 7.3 設計事例

### 7.3.1 設計の基本コンセプト

前節で構築した設計の流れを実際の戸建住宅における設計に適用する。まず、研究の成果をふまえた床チャンバー方式における設計の基本コンセプトを図 7-2 に示す。

はじめに、住宅の高気密・高断熱化が前提条件となる。床チャンバー方式による暖房は、床チャンバー内で給気の温度が下がるため、汎用的な壁掛エアコンなどに比べても吹出温度の高くない空調方式である。そのため、2 章における冬期の足元付近の温度低下をみても、基本的な住宅の断熱性能が高くなければ快適性が損なわれてしまう可能性がある。その上、6 章で示したように、床チャンバー方式は、床チャンバー内での熱損失(夏期は熱取得)によって、居室のみを空調する方式に比べて熱負荷が大きくなるため、ますます住宅の高断熱化が重要となってくる。

次に、住宅全体へのなるべく簡易な空気分配が必要となる。住宅で全館空調を行う際に、空調機とすべての居室をダクトで接続するとスペースや価格の面で大きな制約となってしまう。そのため、床チャンバーの利用と室内空間を利用したレターン経路によって、空気分配を簡潔にしてダクトを少なくすることが必要となる。また、空気分配を簡易にすることで循環風量を大きく設定することができ、床チャンバー内の温度差を小さくすることもできる。

最後に、エアコンや送風ファンには、高効率機器を用いることが挙げられる。床チャンバー方式は、全館を連続して空調し、床チャンバー内も空調空間とするため、熱負荷が大きくなってしまいう他に、全館に空気を分配するファンの動力も必要となってくる。そのため、エアコンや送風ファンの選定は高効率な機器を選定し、エネルギー消費を抑える必要がある。

#### ①高気密・高断熱住宅を前提

- ・熱負荷低減  
(絶対的な処理熱量低減)
- ・室内温度ムラ低減  
(壁・窓面、上下・室間温度差低減)

#### ②住宅全体へのなるべく簡易な空気分配

- ・チャンバー方式によるダクトレス化  
(ダクトの使用を最小限化)
- ・室内空間を利用したレターン経路

#### ③高効率機器によるエネルギー消費低減

- ・普及型エアコンによる高効率化  
(APF5程度以上)
- ・DCモータファンの採用  
(0.03W/m<sup>3</sup>程度以下)

図 7-2 設計における基本コンセプト

### 7.3.2 システムの基本構成

床チャンバー方式の実戸建住宅の設計にあたって、システムの基本構成を考える。図 7-3 にシステムの基本構成を示す。1 章で、床チャンバー方式は、全館空調を改良した方式とエアコンを床下に設置した方式に分類され、それぞれ専用機器によるコスト増、送風範囲の限定という改良点があることを示した。そのため、本事例ではエアコンと送風ファンを組み合わせた床チャンバー方式を採用し両者の利点をあわせ持つシステムを構築した。熱源機となるエアコンは居室に設置する必要はなく、汎用的な壁掛エアコンの場合は住宅の一部を空調室としてエアコンを設置し、隠蔽型エアコンの場合はデッドスペースにエアコンを設置する。エアコンの設置位置によっては、メンテナンス性を考慮する必要性はあるものの、居室内に直接給気しないため、居住者の気流感や温冷感軽減への効果が期待でき、エアコンによる居室内の意匠的な課題もクリアすることが可能である。

エアコンから床チャンバーへの給気は、建築ダクト、または設備用のダクトを用いる。床チャンバー内の温度差を小さくするには、循環風量を大きくする必要がある。近年、DC モータを用いたファンが商品化され、省電力で大きな風量を確保することが可能となっている。そのため、エアコン自体のファンにより十分な風量が得られない場合は、送風ファンにより住宅全体に空気を分配するため、給気する風量を補う。送風ファンの設置位置は、3 章における実験室のようにエアコンと一体化する方法、床チャンバー内や床吹出口に設置する方法や空調室に設ける方法が考えられる。

床チャンバーは、ダクトにより給気された空気を床吹出口へ送風できるよう十分な高さを確保する必要がある。戸建住宅では、基礎によって床下空間が部屋のように区切られる可能性があるため、メンテナンス経路を確保しながらダクトなどで送風経路を補う必要がある。階間は、構造体の梁や各種配管、配線、天井材などにより十分な高さが確保できない可能性もあるため、住宅の設計時や施工時に注意が必要である。また、集合住宅では、床先行工法などの採用により、床チャンバーを広く取ることが可能であるが、水回りなどの配管の処理方法を検討する必要がある。なお、3 章の実験では、床チャンバーの高さを 150mm としたが、床チャンバー内に床を支える金属製の束などがあっても、送風への支障はなかった。

床吹出口は、ペリメータゾーンの温熱環境改善や、床チャンバー内を隅々まで活用する点、居室のレターン経路などを考慮すると、居室の窓面近くに設けるのが望ましい。また、床吹出口を居室の端部に設けることにより、居室の気流感低減による快適性向上の効果も期待できる。住宅の床吹出口は、オフィスのように床面全体に多数設置することは難しいため、床チャンバー内の気流を考慮して設置する位置を検討する必要がある。

居室のレターン経路は廊下や吹抜、階段室などを活用し、レターン経路は、なるべく他の居室を通さないよう設定するのが望ましい。レターン経路に扉を設ける必要がある場合は、アンダーカットや通風スリット、通気パスなどを設けてレターン経路の支障にならないよう工夫が必要となる。



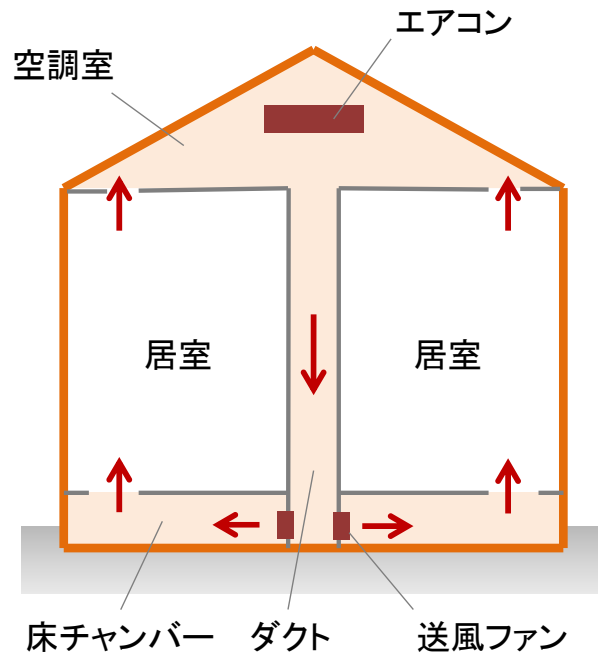


図 7-3 エアコンを用いた床チャンバー方式システムの基本構成

### 7.3.3 温熱シミュレーションを用いた設計事例

実際の戸建住宅に設計において、前節に設計の流れを適用した設計事例を示す。まず、吹出口の配置の設計には CFD を用いた検討が必要となるが、戸建住宅の送風経路を正確に入力して計算することが困難であったため、基本設計の段階から下記の点を工夫した。

- (1) 基本設計の段階から居室の間仕切壁を少なくする。
- (2) 間仕切壁や扉の部分にはスリットを設け室間の空気の流れを補う。
- (3) 空調室から床下への送風部は、断面積を大きくし建築ダクトを用いる。
- (4) 床チャンバー内は、形状が複雑であるため、一部ダクトで送風を補う。

前項で述べたシステムの基本構成をもとに、図 7-4 と図 7-5 に示すように機器を設置し、床チャンバー内の送風経路を想定した。数段階に風量を変化させることができる送風ファンを用い、建築後に送風ファンの風量の設定で各室の送風量を調整できるよう工夫した。吹出口の配置は図 7-5 の通りであり、床吹出口は 1 階および 2 階とも 5 箇所ずつの計 10 箇所であり、住宅のプランを考慮しながら配置に偏りが無いよう設置した。

住宅は高断熱化を想定して面積あたり熱損失係数を  $1.3\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  とし、床材は意匠面から無垢フローリング 15mm（構造用合板 24mm 共）を選択し、表 7-1 に示す条件にて温熱シミュレーションを行った。エアコン室の温度は、暖房時  $26^\circ\text{C}$ 、冷房時  $25^\circ\text{C}$  で一定とし、風量は  $500\text{m}^3/\text{h}\sim 2,000\text{m}^3/\text{h}$  の 4 段階に変化させた計算を行い、居室の温度（冷房  $28^\circ\text{C}$  以下、暖房  $22^\circ\text{C}$  以上）が満足されることを確認することとした。また、計算の結果から室温温度差（おおむね  $2^\circ\text{C}$  以内）と住宅事業建築主基準の熱負荷（暖房：38GJ、冷房 23.8GJ）以下であることを確認し、温熱シミュレーション結果からエアコンの容量を選定することとした。計算にあたり、床チャンバー内は居室と同等に分割され、各床吹出口からは同量の風量が出てくるものと設定して計算を行った。また、床チャンバー内の対流熱伝達率は、 $2.0\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  で一定と仮定した。

図 7-6 と図 7-7 に各風量における暖冷房時のレターン温度を示す。今回の計算では、熱負荷に関わらずエアコン室の温度を一定としているため、レターン温度が上下しているが、風量が大きい方が、冷房時に温度が低く暖房時に温度が高い。計算結果から  $2,000\text{m}^3/\text{h}$  以上の風量を確保すればレターン温度が目標温度を満足することが分かる。次に、風量を  $2,000\text{m}^3/\text{h}$  としたときの各室の温度を図 7-8 と図 7-9 に示す。各室の温度差は小さく概ね  $2^\circ\text{C}$  以下であることが確認できる。次に図 7-10 と図 7-11 に熱負荷の計算結果と熱負荷を大きい順に並べたデュレーションカーブを示す。暖冷房熱負荷を合計すると、暖房 14.2GJ、冷房 9.5GJ であり、住宅事業建築主基準の熱負荷（暖房 38GJ、冷房 23.8GJ）より小さい。最大熱負荷は、暖冷房共  $9,000\text{kJ}/\text{h}$  ( $=2.5\text{kW}$ ) 程度で、この計算結果をもとにエアコンを選定した。

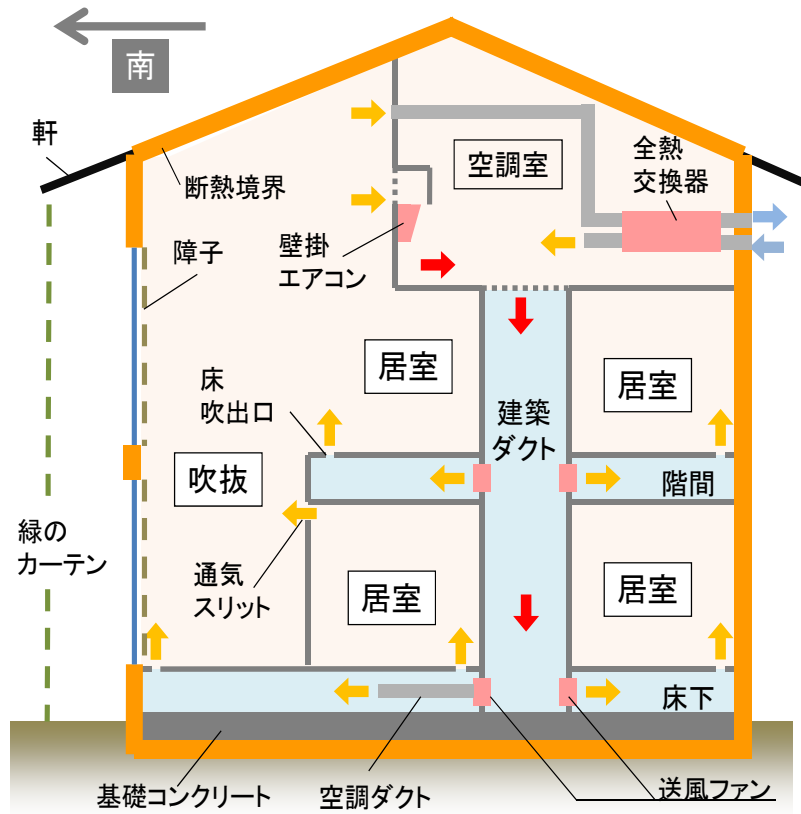


図 7-4 実戸建住宅のシステム構成

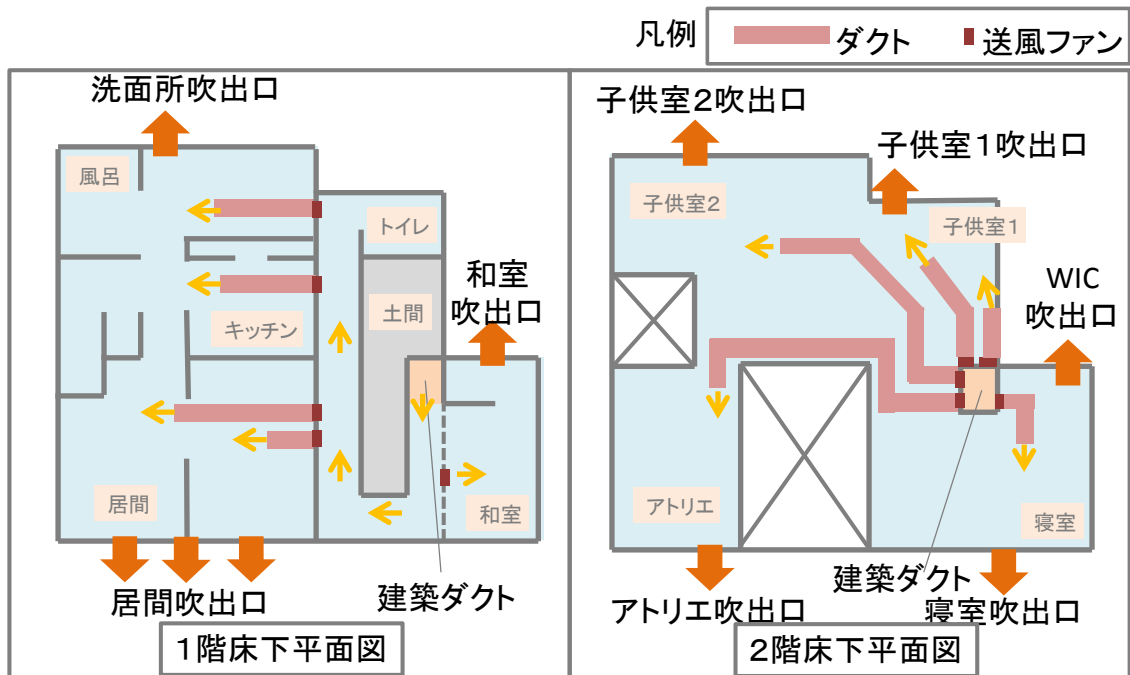


図 7-5 実戸建住宅の床チャンバー内の送風経路

表 7-1 計算条件

項目	設定内容
気象データ	拡張アメダス(東京)
暖冷房期間	暖房:11/18~4/14、冷房:6/8~9/22
設定温度	エアコン室の温度を、暖房時26°C、冷房時25°Cとして一定として計算
運転スケジュール	24時間連続
換気	各室とも0.5回換気を想定
内部発熱	実際に想定した発熱を考慮
対流熱伝達率 (床チャンバー内)	2.0W/(m <sup>2</sup> ・K)で均一として計算
床下の小スペースの分割	居室と同等に分割

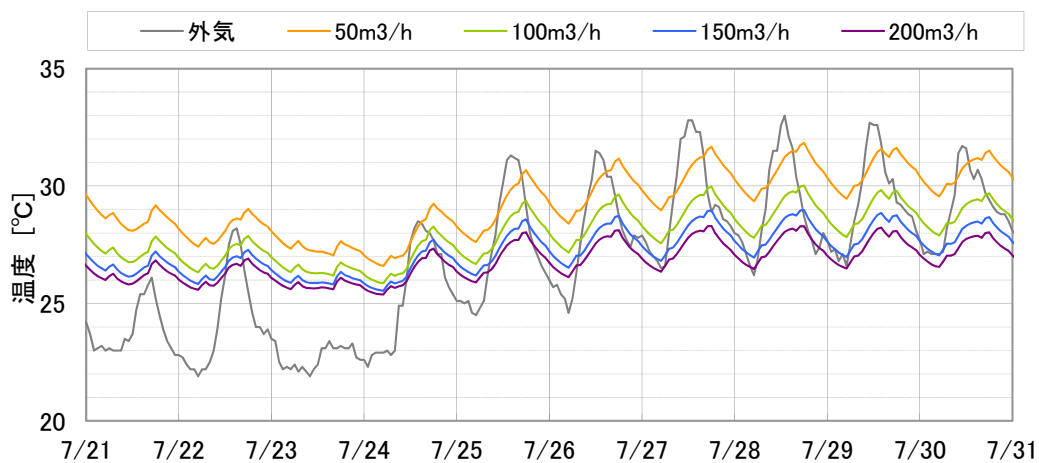


図 7-6 風量と室温 (冷房時レターン温度)

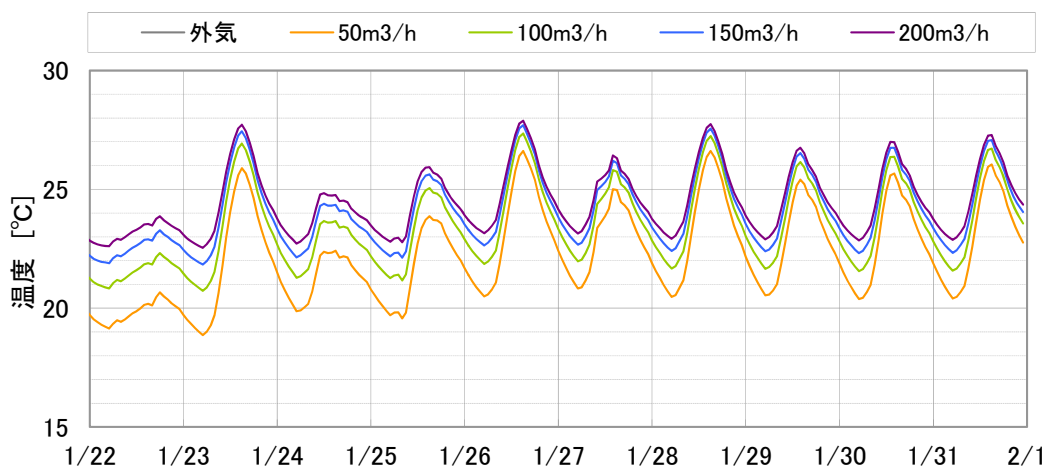


図 7-7 風量と室温 (暖房時レターン温度)

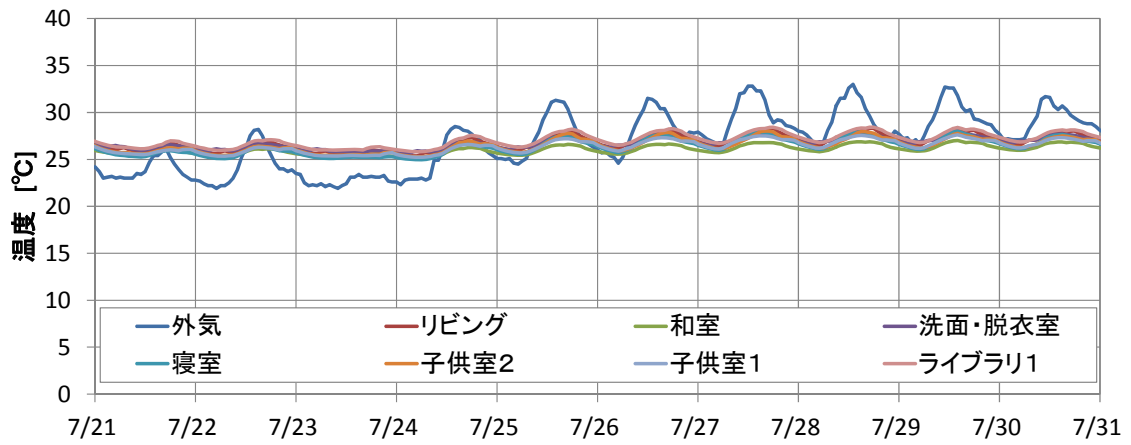


図 7-8 冷房時の各室温度

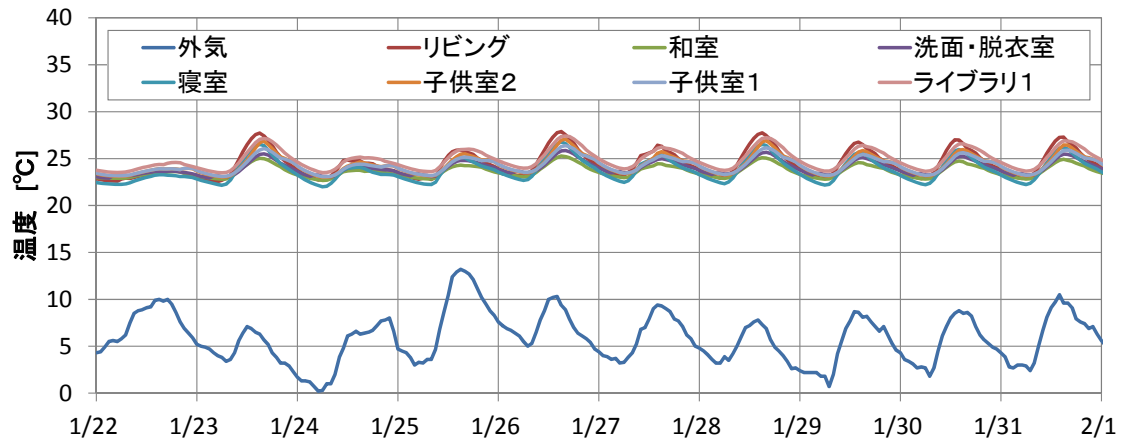


図 7-9 暖房時の各室温度

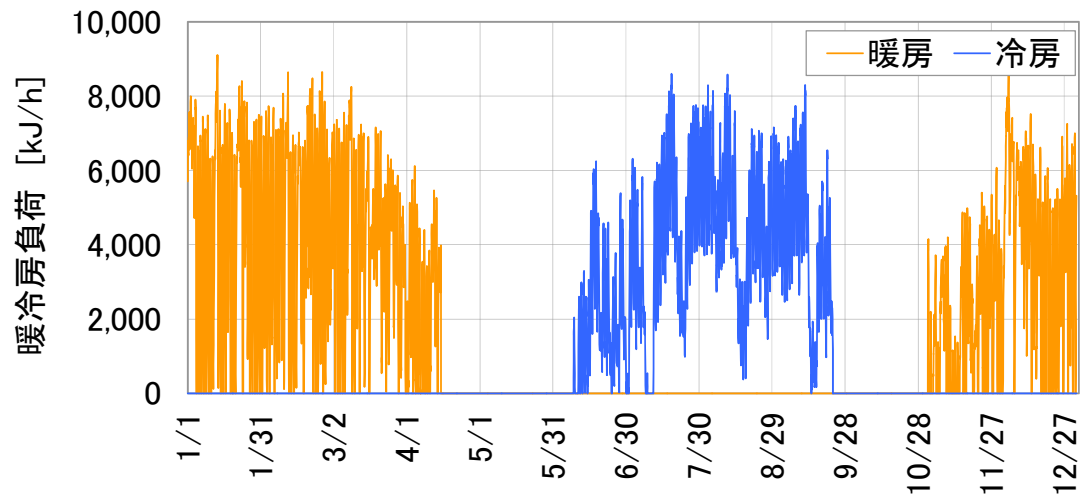


図 7-10 暖冷房負荷

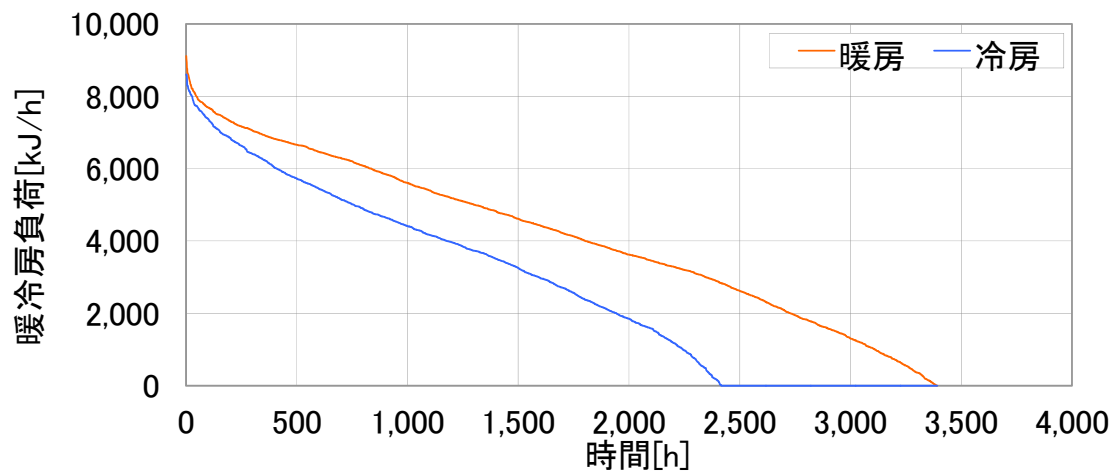


図 7-11 暖冷房負荷のデュレーションカーブ

#### 7.4 本章のまとめ

本章では、住宅における床チャンバー方式の設計の流れを構築すると共に、実際の戸建住宅に設計の流れを適用し設計事例を示した。設計の流れの構築では、住宅の仕様を入力した上で、床下への給気温度と風量を設定して温熱シミュレーションを行い、各室の温度と熱負荷を確認する手法を示した。実際の戸建住宅の設計においては、設計の基本コンセプトや基本システム構成を示したうえで、温熱シミュレーションを用いた各室温度と熱負荷の確認を行った事例を示した。

床チャンバー方式における設計法を確立させるためには、多くの温熱シミュレーションを行い、得られた知見を体系化する必要がある。本研究においても、温熱シミュレーション手法を活用していくつかのケーススタディを行い、設計に必要な知見を集積することができたが、今後の研究により様々な温熱シミュレーションを行っていく必要がある。

## 第8章 床チャンバー方式を取り入れた実戸建住宅における検証

### 8.1 本章の目的

前章までに、実験室による測定や温熱シミュレーションによって、床チャンバー方式の設計法確立に必要な温熱環境や床チャンバー内の特性について取りまとめ、設計の流れを構築した。実用的な住宅における床チャンバー方式の設計法を確立させるためには、実際の住宅において温熱環境やエネルギー消費などの検証を行い、実物件に適用する際の注意点などを取りまとめる必要がある。

本章では、7章で設計事例を示した戸建住宅において、空気分配や年間を通しての温熱環境、エネルギー消費について検証を行った。続けて、5章で妥当性を確認した床チャンバー用の温熱シミュレーション手法による計算結果と実測結果を比較し、実戸建住宅における温熱シミュレーション手法の妥当性を確認した。



## 8.2 実戸建住宅における実測

### 8.2.1 実測対象住宅の概要

実測対象住宅は、表 8-1、表 8-2 および図 8-1、図 8-2 に示す戸建住宅である。住宅の小屋裏にある空調室に設置された 1 台の壁掛エアコンにより暖冷房を行う。このエアコンによる空調空気を 10 台の送風ファン（1 階、2 階にそれぞれ 5 台設置）で建築ダクト（内寸 790mm×790mm）から階間および床チャンバー内に送風（一部はダクトを使って階間および床チャンバー内に送風）する。また、送風された空調空気は床吹出口（1 階、2 階にそれぞれ 5 ヶ所）から室内に吹出され、吹抜上部から再び空調室に戻る。温度制御は、壁掛エアコンの設定温度の変更と各送風ファンの風量設定の変更（段階制御）で行う（手動制御）。

また、空調室には全熱交換器付きの換気装置が設置されている。新鮮外気は室内空気と熱交換された後、空調室で空調空気と混合して各室に送風される。一方、室内空気の一部は、吹抜上部から換気装置に取り込まれ、熱交換の後、排気される。

暖冷房期間中は、全ての窓を閉めて暖冷房と換気を行ったが、中間期は必要に応じて窓を開放し通風を行った。南面には、冬期に日射を大量に室内に取り込むために、大きな窓（1 階：幅 2,570mm×高さ 2,300mm、2 階：幅 2,570mm×高さ 2,100mm）がある。この窓には和障子が設置され、冬期に熱損失を防ぐ。また、窓の外部ではゴーヤが緑のカーテンを形成し、夏期の日射侵入を和らげる。

表 8-1 実測対象建物概要

所在地	東京都(地域区分: IVb地域)
構造	木造軸組構法 地上2階建
延床面積	132.84m <sup>2</sup>
断熱方式	外断熱 (基礎下断熱、屋根は垂木間で断熱)
熱損失係数(Q値)	1.30W/m <sup>2</sup> ・K
相当隙間面積(C値)	0.33cm <sup>2</sup> /m <sup>2</sup>

表 8-2 空調関係機器概要

壁掛エアコン	冷房能力	定格能力: 2.8kW (0.7~3.3kW)	
	暖房能力	定格能力: 3.6kW (0.7~4.7kW)	
		定格低温能力: 3.4kW	
	通年エネルギー消費効率(APF)	5.8	
送風ファン	風量	100m <sup>3</sup> /h、200m <sup>3</sup> /h、390m <sup>3</sup> /h	
	消費電力	3.0W、4.8W、17.5W	
全熱交換器	風量(熱交換換気)	165m <sup>3</sup> /h、250m <sup>3</sup> /h 機外静圧: 25Pa、55Pa	
	熱交換率	78%、75%	
	エンタルピー効率	冷房時	67%、63%
		暖房時	74%、70%
	風量(普通換気)	165m <sup>3</sup> /h、250m <sup>3</sup> /h 機外静圧: 25Pa、55Pa	
消費電力	57W、87W		

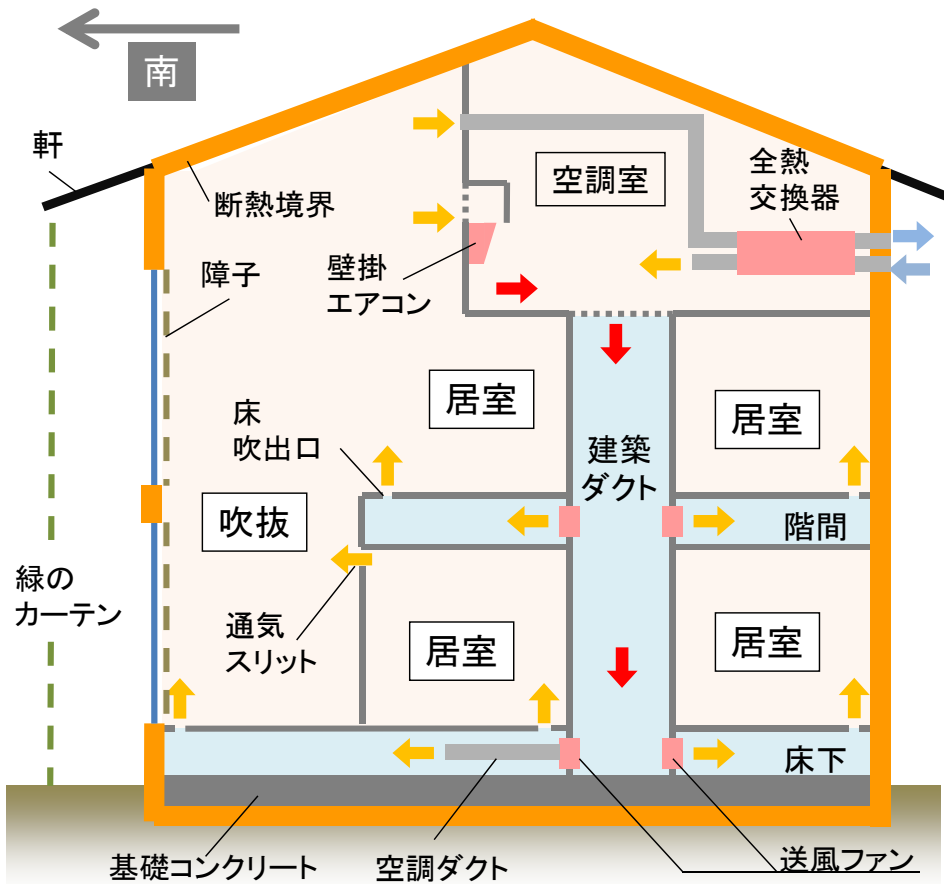


図 8-1 実測対象建物の空調システム

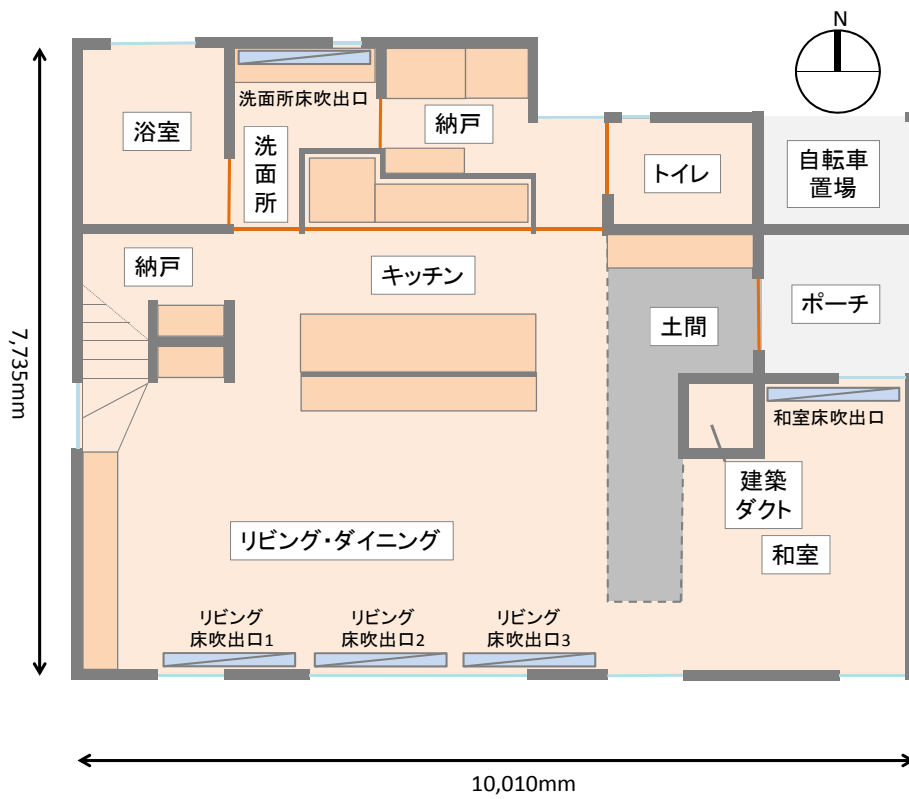
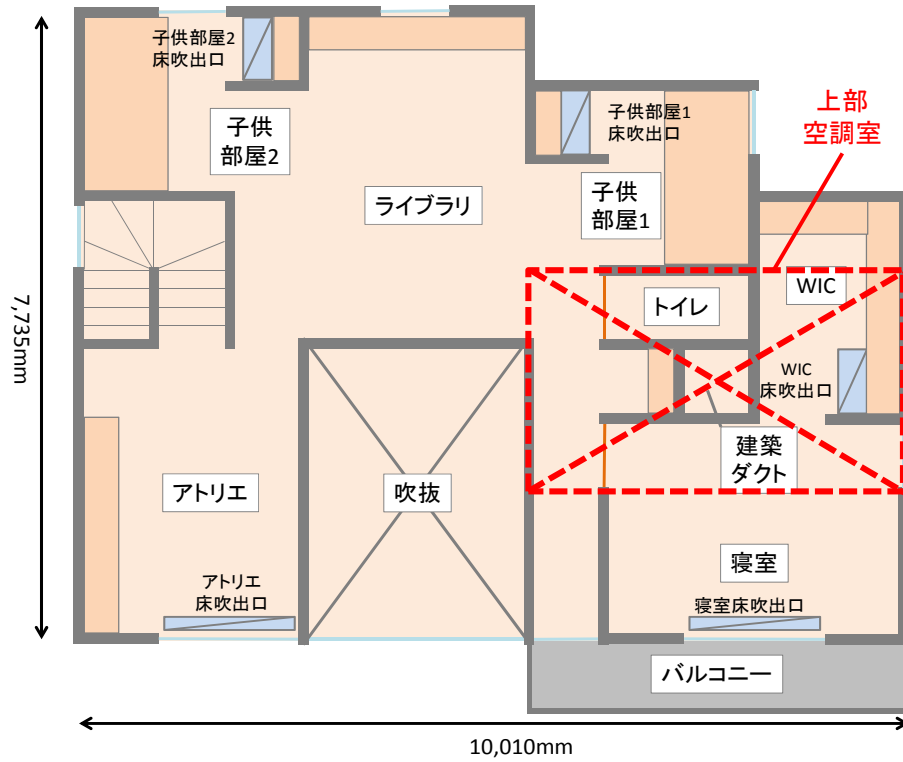


図 8-2 実測対象建物平面図

## 8.2.2 空気分配に関する検証

実際の空気式全館空調システムにおいては、圧力損失の小さな、理想的な送風路（ダクトなど）の確保が往々にして困難となる場合がある。本実測の住宅においても、1階土間周囲の送風ルート屈曲部や階間内で各種配管が交錯する部分が存在するため、送風路は必ずしも理想的なものにはなっていない。そのため、各床吹出口において風量を実測し、設計値との比較・検証を行うことは極めて重要である。また、各送風ファンの設定風量が切り替えられることによって床吹出口風量のバランスがどのように変化するか、予め確認しておくことも重要である。

まず、表 8-3 に示す測定器にて表 8-4 に示す吹出口風速を測定し（2 点を 3 回計測し平均値を風速とした）、吹出口の有効面積を乗じて各吹出口の風量を求めた。各送風ファンは、風量を 3 段階（弱、強、急）に設定できるので、表 8-5 に示す様な 5 種類の条件を作り、各吹出口の風量測定を行った。なお、この風量測定においてはエアコンは停止している。

5 種類の条件における風量の測定結果を図 8-3 に示す。各床吹出口の風量にばらつきがあるが、送風ファンの設定風量を変化させることにより、各吹出口の風量を合計した全体の風量は 796m<sup>3</sup>/h から 2,574m<sup>3</sup>/h まで変化する。

全体の風量に対する 1 階の風量の合計および 2 階の風量の合計の割合を表 8-6 に示す。すべての送風ファンを同じ設定とした条件 1, 4, 5 では 1, 2 階とも 50%程度で 1 階と 2 階にほぼ均等に空気が分配されている。2 階の風量を増大させた条件 2 では、1 階が 35%で 2 階が 65%である。逆に 1 階の風量を増大させた条件 3 では、1 階が 61%で 2 階が 39%となった。このように、送風ファンの風量設定を切り替えると、1 階と 2 階の風量バランスが崩れるが、「急」モードを使わなければ、その程度は±15%以内と考えてよい。

表 8-3 測定器（風速測定）

測定器	風速計
型番	KANOMAX MODEL 6004
応答性	1秒以下(風速1m/sにおいて90%応答)

表 8-4 床吹出口一覧

階	吹出口の位置	吹出口サイズ [mm]	有効開口面積 [cm <sup>2</sup> ]
1階	リビング1	1,695 × 140	705
	リビング2	1,815 × 140	750
	リビング3	1,815 × 140	750
	和室	1,650 × 140	690
	洗面所	1,650 × 140	690
2階	アトリエ	1,650 × 140	690
	子供部屋1	765 × 255	748
	子供部屋2	765 × 255	748
	寝室	1,645 × 140	675
	WIC	765 × 255	748

表 8-5 実測条件

	1階に設置された ファン(5台)の風量設定	2階に設置された ファン(5台)の風量設定
条件1	弱	弱
条件2	弱	強
条件3	強	弱
条件4	強	強
条件5	急	急

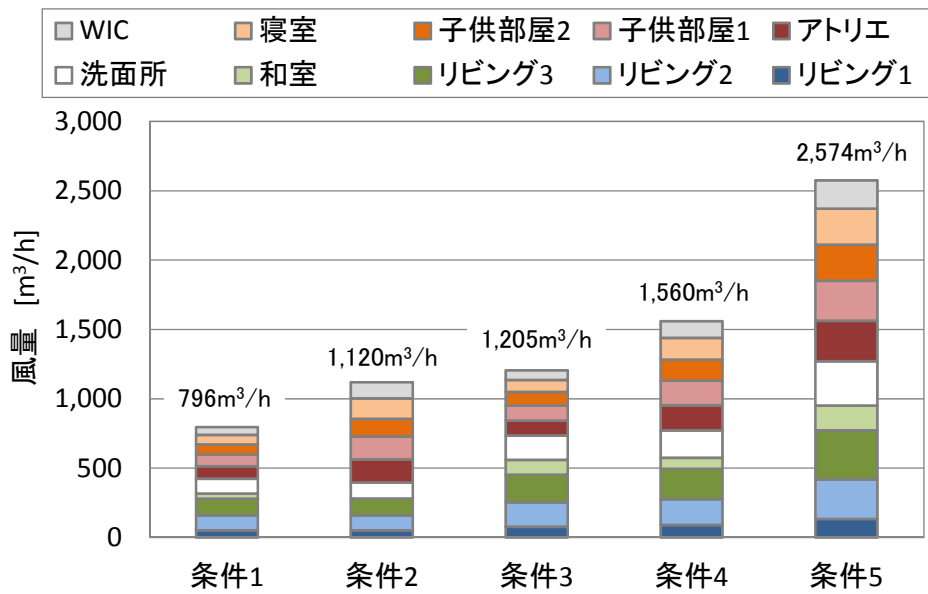


図 8-3 風量計算結果

表 8-6 全体風量に対する割合

	条件1	条件2	条件3	条件4	条件5
1階の風量の合計	53.2%	35.3%	61.0%	49.4%	49.4%
2階の風量の合計	46.8%	64.7%	39.0%	50.6%	50.6%

### 8.2.3 温熱環境と消費電力量に関する検証

実測対象住宅の各室温度と消費電力量の年間実測結果を分析し、温熱環境とエネルギー消費の検証を行う。温熱環境と消費電力量の実測の概要を表 8-7 に示す。実測期間中、本住宅は実居住状態で、南面の窓では冬期は日射取得、夏期は日射遮蔽、中間期は通風を適宜行った。

夏期 1 週間の各点の温度および電力（10 分間電力量を 10 分間の平均電力に換算）を図 8-4 に示す。外気温は、23℃から 35℃まで変化しているが、建築ダクト内は 25℃～27℃、室内各所は、26～29℃となっている。また、送風ファンの電力は、ほぼ一定となっているが、エアコンの電力は、負荷に合わせて変動し、300～400W 程度である。室内温度はどの部屋もほぼ同じで、室間温度差は小さい。

同様に図 8-5 に冬期の実測結果を示す。外気温は、約-5℃から 9℃近くまで変化しているが、建築ダクト内は 22℃～25℃、室内各所は 19℃～20℃程度でほぼ一定である。エアコンの電力は負荷に応じて変化するが、最大で 1,000W 程度である。各室はほぼ同じ温度であるので、室間の温度差は非常に小さいと言える。

温度実測結果のうち、住宅内の代表的な温度であるレターン温度、リビング床下温度、外気温の年間推移（週間平均値）を図 8-6 示す。5 月～7 月中旬では、暖冷房が行われないので、リビング床下温度はレターン温度より数℃低い状態で外気温に引きずられて徐々に上昇する。

7 月下旬～9 月中旬では外気温は最高で 30℃に近くなる。冷房によってリビング床下温度は 25℃～28℃であり、レターン温度はリビング床下温度より 2℃程度高い。9 月下旬～11 月上旬では暖冷房が行われないので、リビング床下温度とレターン温度は徐々に低下する。しかし、5 月～7 月中旬の場合とは異なり両者の温度差はほとんどない。この原因は春秋の地温差にあると思われる。

11 月中旬～4 月では、外気温は 2～16℃である。暖房によってリビング床下温度は 22℃程度、レターン温度は 21℃程度でほぼ一定になっている。なお、12 月下旬から 1 月中旬は、試験的な送風ファン風量変更で多少温度の低下がある。

以上のように、年間を通して、レターン温度は 20℃～28℃程度に保たれ、室間温度差も小さいので、本住宅は建物全体で快適な温熱環境が保たれていると言える。

表 8-7 温熱環境と消費電力量の実測

項目	温度		電力量
測定対象	外気	洗面所、寝室、子供部屋1、リビング、レターン、リビング床下、建築ダクト	エアコン、送風ファン(10台分)の電力量
測定間隔	1分	10分	10分
測定器	温湿度ロガー T&D RTR-53	無線温湿度センサ omron EW620	無線電力量センサ omron EW630
測定期間	2012年5月1日～2013年4月30日(1年間)		

※外気温データに欠測がある場合は、アメダス(府中)の温度にて補完。  
 ※電力量データに欠測がある場合は電力計(ワイプロダクツ-分電盤計測装置)にて補完。

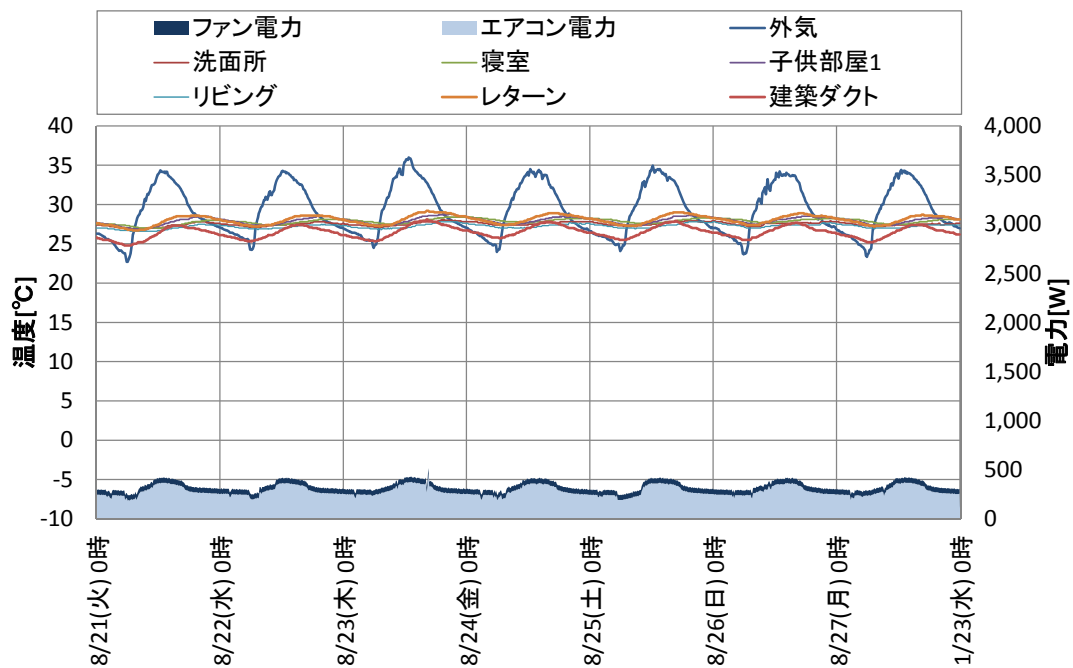


図 8-4 夏期温度・消費電力 (10分平均値)

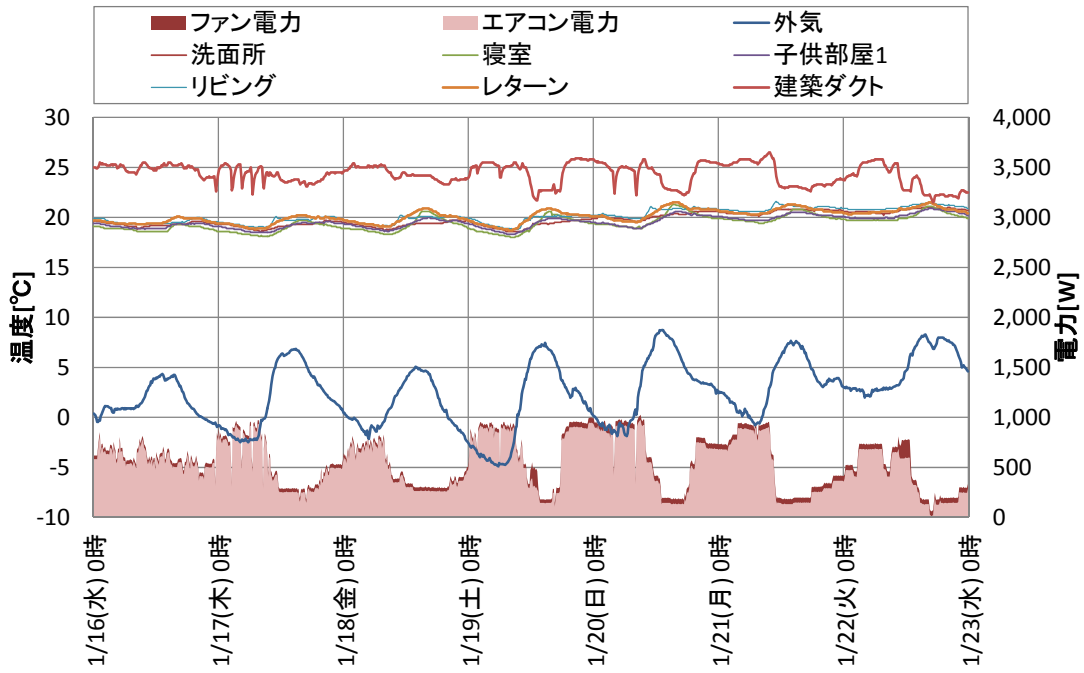


図 8-5 冬期温度・消費電力（10分平均値）

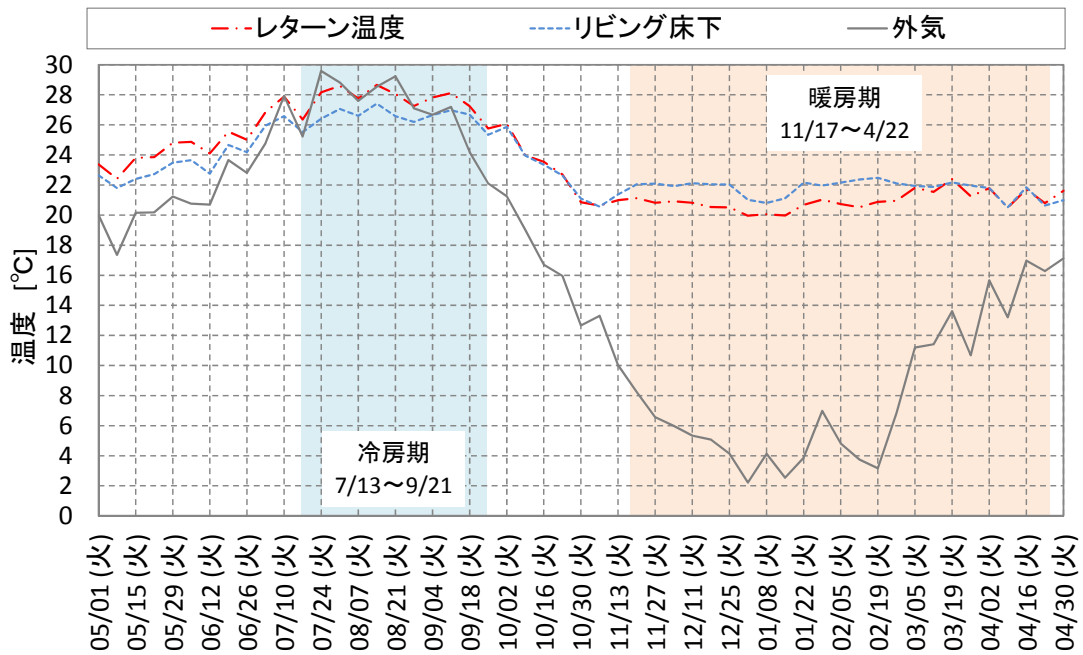


図 8-6 レターン，リビング床下，外気温度（週間平均値）



#### 8.2.4 暖冷房用消費電力量の検証と考察

図 8-7 に日平均外気温と暖冷房用電力消費量（送風ファンとエアコンを合算）との関係を、図 8-8 に月別暖冷房用消費電力量を、それぞれ示す。おおよそ日平均気温が 15℃以下で暖房、25℃以上で冷房となっていることを判別できる。暖房でも冷房でも消費電力量は日平均外気温に対して直線的に変化している。日あたりの最大電力消費量は、暖房で 18kWh/日程度、冷房で 13kWh/日程度で、暖房の方が大きくなった。日平均気温が 15～25℃の期間は送風ファンだけの電力であるので、1kWh/日程度である。

月別消費電力量の最大値は、暖房期間で 374kWh/月（1 月）、冷房期間で 208kWh/月（8 月）であった。また、これらから得られる暖房（冬期）、冷房（夏期）、中間期の期間消費電力と、それらを一次エネルギー消費量に換算したものを表 8-8 に示す。表 8-8 には、住宅事業建築主の判断の基準の暖冷房における一次エネルギー消費量<sup>44)</sup>（断熱性能：等級 4 相当、部分間欠運転、標準エアコン、熱交換なしの場合）を標準的な一次エネルギー消費量として、併記した。本住宅における一次エネルギー消費量は、冬期 13.9GJ、夏期 4.0GJ となり、夏期および冬期とも標準的な一次エネルギー消費量に比べて小さい。本住宅は、全館連続空調にもかかわらず、部分間欠空調よりもエネルギー消費を抑えることが分かる。

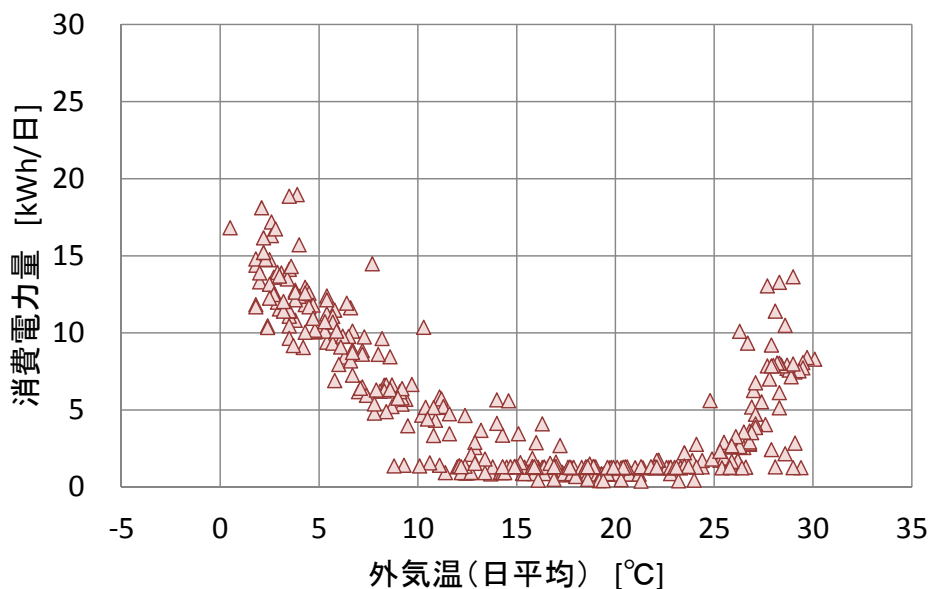


図 8-7 外気温と暖冷房用電力消費量との関係（日平均値）

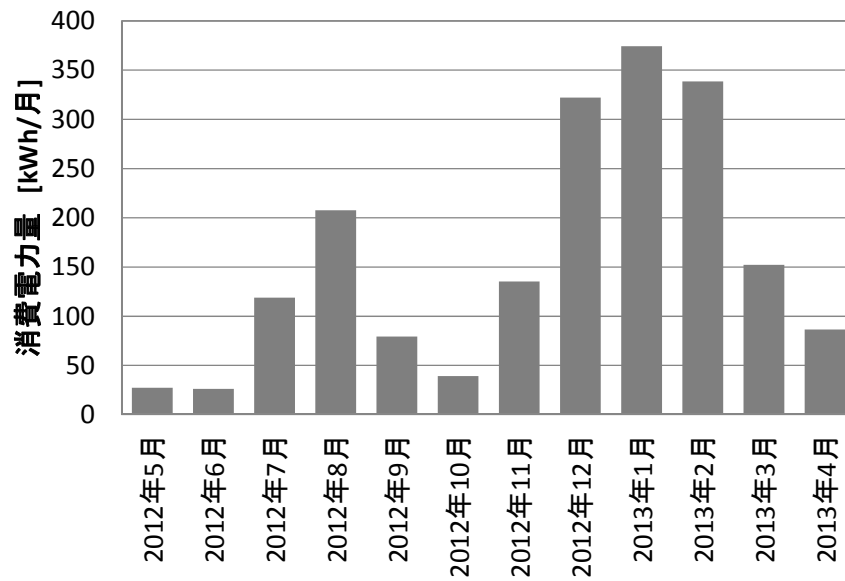


図 8-8 月別暖冷房用電力消費量

表 8-8 消費電力量と一次エネルギー消費量

	消費電力量 [kWh]	一次エネルギー 消費量[GJ]	標準的な 一次エネルギー 消費量[GJ]
中間期(5月～6月)	53	0.5	
夏期(7月～9月)	406	4.0	6.5
中間期(10月)	39	0.4	
冬期(11月～4月)	1,409	13.9	15.2
合計	1,907	18.8	

## 8.3 温熱シミュレーションの概要

### 8.3.1 計算対象住宅の入力データ

図 8-9 に、計算対象住宅として設定した室や空間、及び、各室間の流入出風量を示す。流入出風量は前報で実測された各床吹出口の風量から計算した。床、壁、天井の各面および開口部に対しては、実際の仕様<sup>注27)</sup>を設定した。

冬期暖房時の日射取得、夏期冷房時の日射遮蔽を行った南面の開口部については、表 8-9 に示す窓付属品を設定した。和障子とゴーヤによる緑のカーテンを想定した外付けブラインドを設け、同表に示すスケジュールで開閉するよう設定した。なお、実測時の窓の開閉記録がないため、窓の開放による通風は考慮しなかった。

住宅の内部発熱は、計算対象の住宅で計測された消費電力を参考に 250W を年間一律で与えた。電気以外の発熱や局所排気などについては無視した。換気は、空調室に設置した全熱交換器で行い、前報の床吹出口の風量測定と同様にして求めた風量と前報に示す効率を設定した。

住宅の階間および床チャンバー内の対流熱伝達率は、既報における実測で求めた実験式で計算した値を設定した<sup>注28)</sup>。空調室の温度には、実測された建築ダクト内の温度を設定し、暖冷房期間は表 8-10 に示す通りとした。

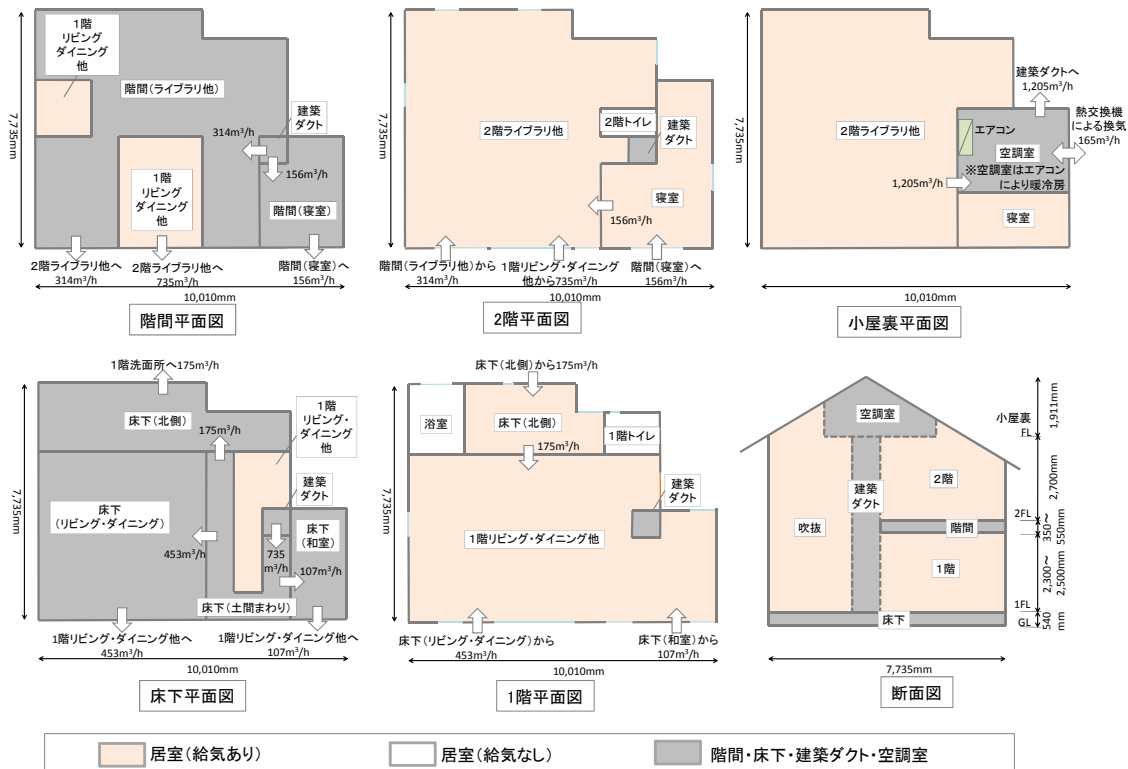


図 8-9 計算対象の住宅

表 8-9 南面開口部の窓付属品の設定

	和障子	外付けブラインド	
日射透過率[%]	25	20	
日射反射率[%]	60	50	
熱抵抗[m <sup>2</sup> ・K/W]	0.18	0	
室外表面熱伝達抵抗[m <sup>2</sup> ・K/W]	0.109	0.057	
ガラス面との間の熱抵抗[m <sup>2</sup> ・K/W]	0.069	0.052	
可視光線透過率	50%	20%	
開閉スケジュール	暖房期	1階:閉、2階:6~18時は開、それ以外は閉	開
	中間期	1階:閉、2階:6~18時は開、それ以外は閉	開
	冷房期	1階:閉、2階:閉	閉

表 8-10 暖冷房期間

計算期間	1月1日~12月31日
暖房期間	11月11日~4月22日
冷房期間	6月25日~9月21日

### 8.3.2 気象データ

今回の温熱シミュレーションで使用する気象データは独自に作成した。即ち、当該住宅の敷地において実測された外気の温湿度及び日射量に基づき、温熱シミュレーション用の気象データを作成した。以下に、気象データの作成方法について要点を示す。

- (1) 外気温度は実測した。外気の絶対湿度は実測された外気相対湿度と外気温から求めた<sup>注29)</sup>。
- (2) 風速と風向は設定しない。
- (3) 日射量については、住宅の屋根上部に日射計(表8-11参照)を設置し、水平面全天日射量を計測した。Erbs モデル<sup>45)</sup>により直散分離を行い、法線面直達日射量と水平面天空日射量を求めた。
- (4) 夜間放射量は実測された外気温湿度から(8-1)式(大橋らの推定式<sup>46)</sup>)を用いて求めた。

$$R_N = 94.21 + 39.06\sqrt{e} - 0.85\sigma T_o^4 \quad (8-1)$$

このようにして作成した毎時の気象データを図 8-10 および図 8-11 に示す。

表 8-11 測定器 (水平面全天日射量)

測定器	日射計
型番	英弘精機 MS-602
応答性	約17秒(出力が95%に達するまでの時間)

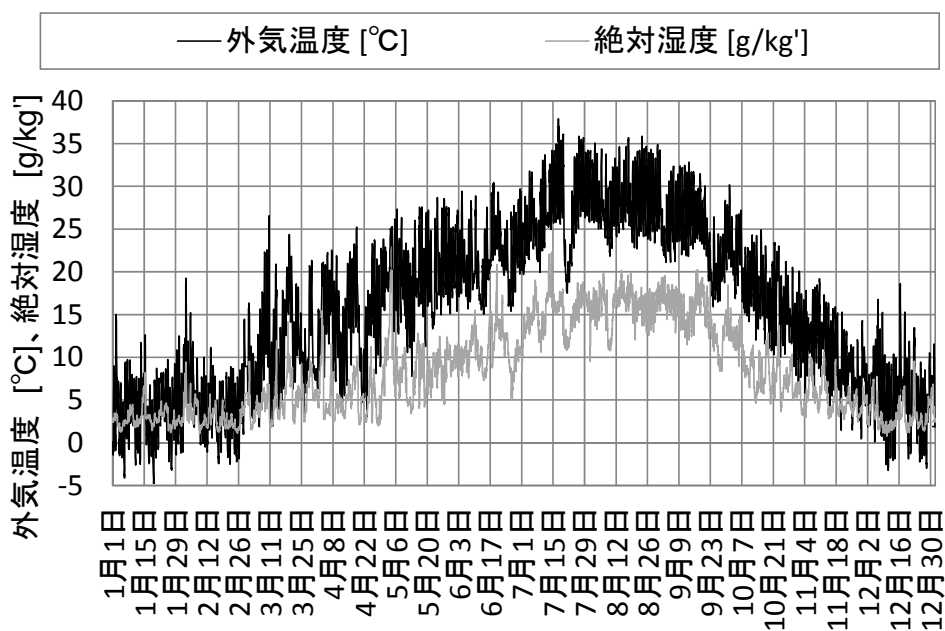


図 8-10 気象データ (外気温度、絶対湿度)

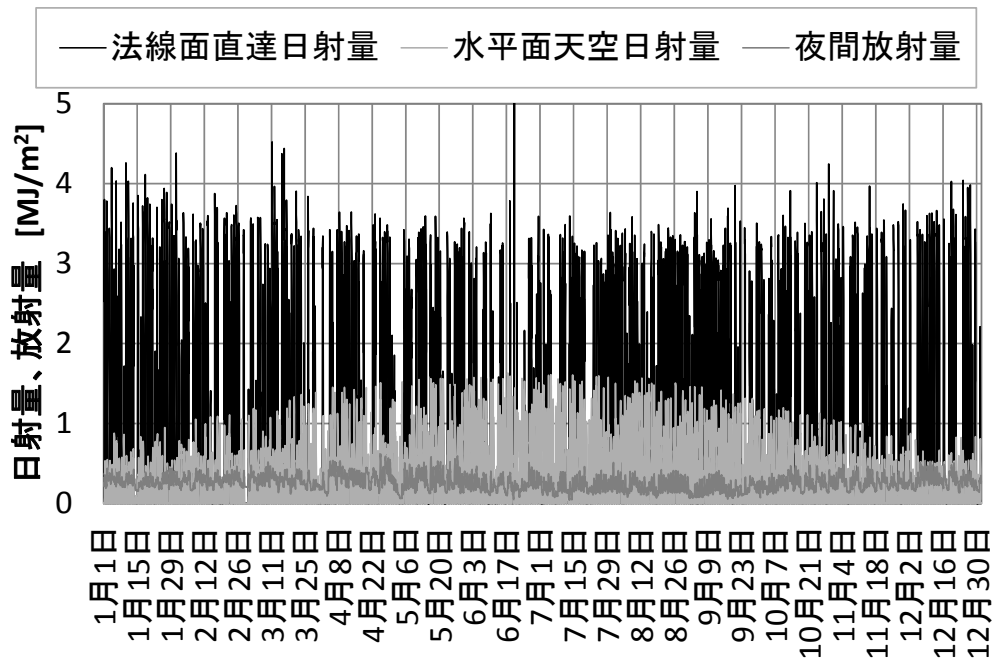


図 8-11 気象データ (日射量、放射量)

### 8.3.3 エアコン処理熱量の計算

今回の温熱シミュレーションは、顕熱のみを対象として、市販の熱環境シミュレーションプログラム” AE-Sim/Heat” を用いて行った。シミュレーション結果と実測結果の比較にあたり、実測におけるエアコンの処理熱量を明らかにする必要がある。そのため、エアコンの吸込口の風速からエアコンの風量を推定し、毎時のエアコンの処理熱量（顕熱のみ）を計算した。

実測対象住宅のエアコンは、「しずか」、「風量1」、「風量2」、「風量3」の4段階の風量が設定できる。そのため、これらの各設定においてエアコンの吸込口の風速を測定（前報と同様の測定器で9点を3回測定し平均値を風速とした）し、エアコンの吸込口の面積(900cm<sup>2</sup>)を乗じて、エアコン風量とした。表8-12に、このエアコン風量を示すが、暖房と冷房とでは同じ設定でも風量が異なっている。このエアコン風量、及び、エアコンの吸込口と吹出口の温度を用いて、エアコン処理熱量（顕熱のみ）を(8-2)式に従い計算した。なお、エアコン風量の設定については、居住者により記録がなされていたので、1時間ごとに該当する風量を用いられた。しかし、実際には、一部期間を除けば、ほとんどが「風量2」の設定であった。

$$L_a = \rho \cdot C_p \cdot Q_V(t_2 - t_1) \quad (8-2)$$

表 8-12 エアコン風量

	暖房運転時風量 [m <sup>3</sup> /h]	冷房運転時 [m <sup>3</sup> /h]
しずか	155	118
風量1	263	139
風量2	423	225
風量3	575	310

### 8.3.4 温熱シミュレーション結果と実測結果との比較

温熱シミュレーションによる計算結果と実測結果の比較を行う。図 8-12, 図 8-13, 図 8-14 に、それぞれ冬期暖房時（2 月）、夏期冷房時（8 月）、中間期（10 月）における、レターン温度とリビング床下温度を示す。冬期暖房時（2 月）、夏期冷房時（8 月）では、レターン温度、リビング床下温度とも計算結果は実測結果とよく一致している。中間期（10 月）では、10 月 8 日から 15 日でレターン温度、リビング床下温度とも計算結果の方が実測結果より若干温度が高いものの、傾向はよく一致している。

次に、図 8-15 に冬期暖房時（2 月）、夏期冷房時（8 月）のエアコン処理熱量を示す。冬期暖房時（2 月）は、全体を通して計算結果と実測結果から求めたエアコン処理熱量が一致している。夏期冷房時（8 月）は、8 月 5 日から 6 日にかけての処理熱量に若干の差があるものの、計算結果と実測結果はよく一致している。

以上の結果から、計算結果と実測結果はよく整合し、温熱シミュレーションの妥当性を確認できた。妥当性の確認では、顕熱のみを対象としたが、今後、省エネ性の評価などを行う際には、顕熱だけでなく潜熱も考慮したシミュレーションを行う必要がある。

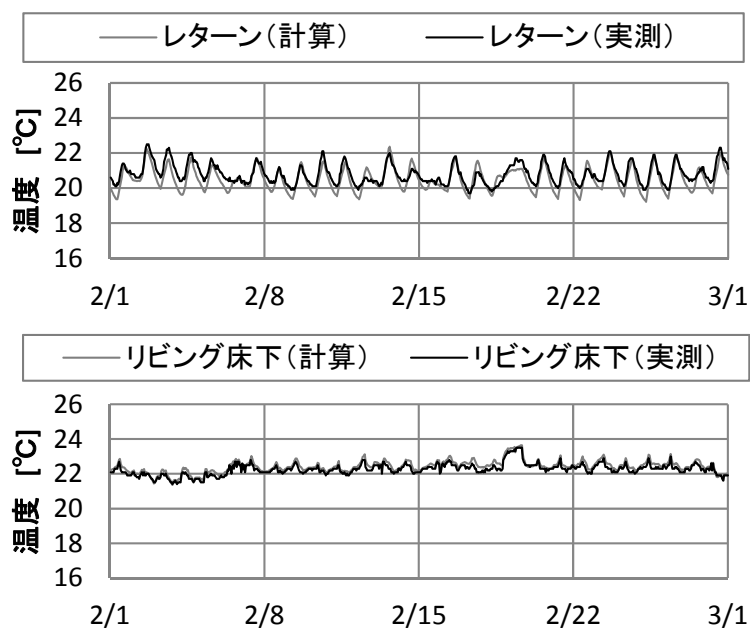


図 8-12 温度の比較（冬期暖房時：2 月）



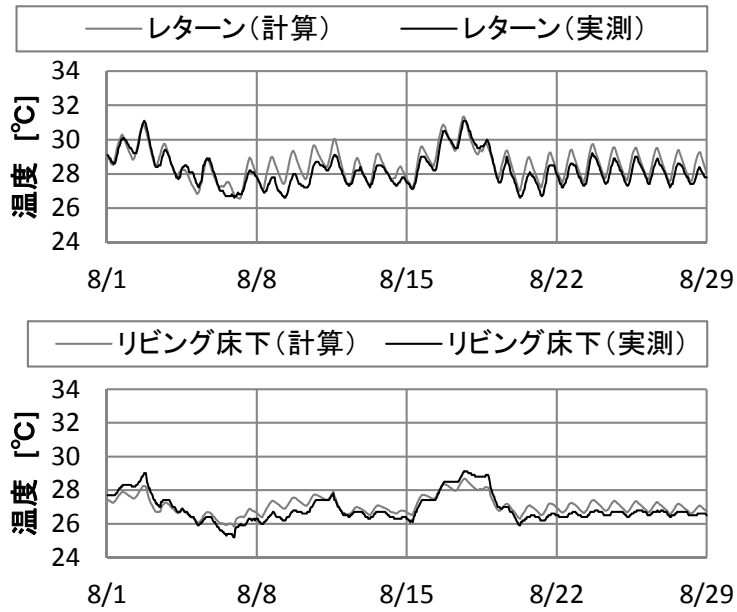


図 8-13 温度の比較 (夏期冷房時 : 8 月)

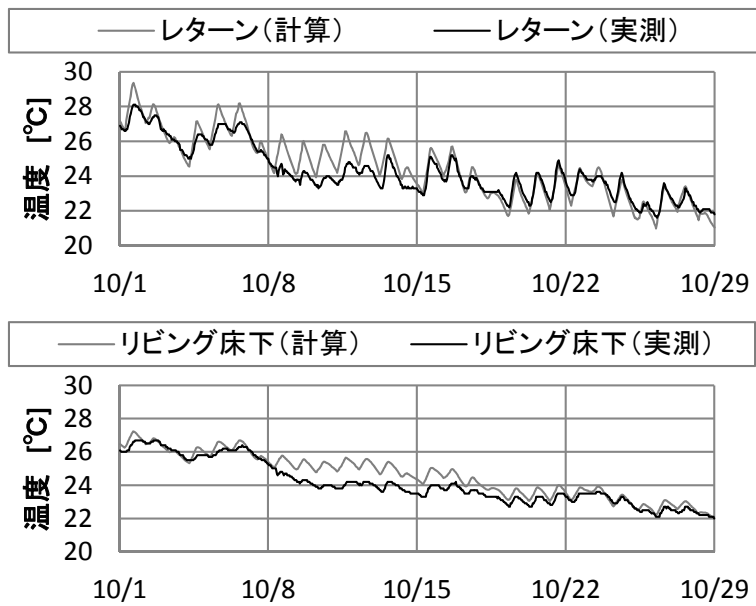


図 8-14 温度の比較 (中間期 : 10 月)

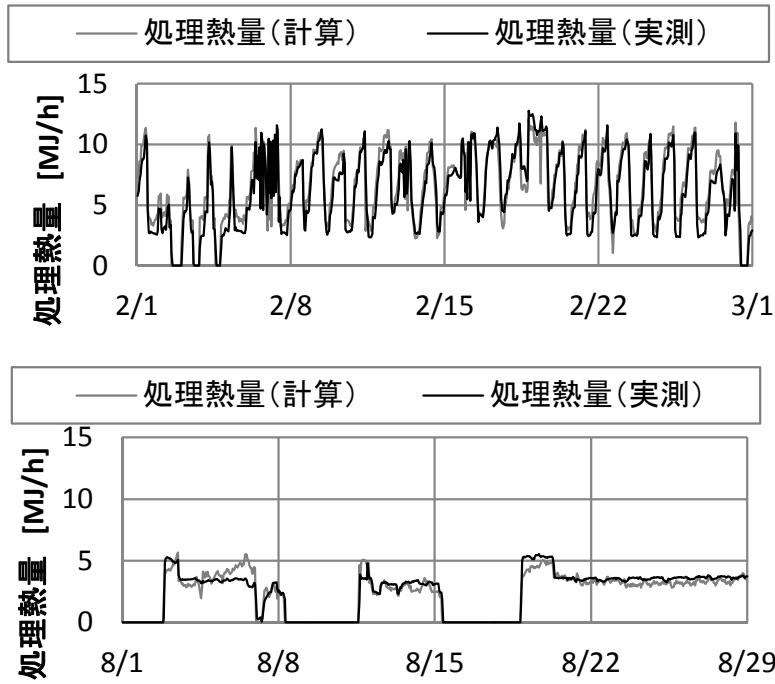


図 8-15 処理熱量の比較（暖房時および冷房時）

## 8.4 本章のまとめ

実際の戸建住宅における温熱環境とエネルギー消費の検証および温熱シミュレーション手法の妥当性確認の結果、下記のことが明らかとなった。

### (1) 空気分配に関する検証

送風ファンの風量の設定によって、風量をおよそ  $800\text{m}^3/\text{h}$ ～ $2,600\text{m}^3/\text{h}$  まで変化させることができ、1階と2階の風量バランスを大きく変化させると、1階と2階の風量の差は±15%以内となった。建築ダクトや床チャンバー内に送風ファンを設置し、ダクトで床の途中まで空気を導く方法ことによって、床チャンバーを用いて住宅全体に空気を分配でき、送風ファンの風量設定により、風量バランスを調整したり、全体風量を変化させたりすることも可能であった。

### (2) 温熱環境に関する検証

暖冷房時共に、外気温が上下しても空調によって住宅内は一定の温度に保たれ、室温温度も小さくなった。年間を通して、住宅内は  $20^{\circ}\text{C}$  (冬期)～ $28^{\circ}\text{C}$  (夏期) に保たれ、快適な温度に保たれた。

### (3) エネルギー消費に関する検証

エアコンと送風ファンを合わせた消費電力量から計算した一次エネルギー消費量は、全館 24 時間連続運転でありながら、標準的な消費量 (住宅事業建築主基準における部分間欠運転相当) より小さく抑えられていた。

### (4) 温熱シミュレーション手法の妥当性

5 章で妥当性を確認した温熱シミュレーション手法で計算した居室および床下の温度とエアコンの処理熱量を実測結果と比較したところ、両者はよく整合し温熱シミュレーション手法の妥当性が実戸建住宅でも確認された。

## 第9章 結論と展望

### 9.1 本研究の結論

本研究では、住宅における床チャンバー方式の設計法を確立させるため、実測による居室や床チャンバー内の性状を分析し、その結果に基づいて温熱シミュレーション手法の構築を行い、温熱シミュレーションによる分析や実戸建住宅における検証を行った。

2章および3章における実測では、主に床チャンバー方式によって実現される温熱環境の比較を行った。その結果、床チャンバー方式について、温度の時間変動が小さい点や、床下空間を空調された空気を通ることによる床表面温度の違い（暖房時は温度が高く、冷房時は温度が低い）、室内風速が小さく抑えられるという利点が明らかとなった。一方で、冬期の暖房時は断熱が不十分であると窓に近い測定点で足元の温度が低くなる、夏期の冷房時は上下温度差が大きくなるといった課題や、床表面温度に温度差が生じるといった詳細に分析すべき項目が明らかとなった。

4章では、床チャンバー方式に特有である床チャンバー内の性状に着目して風速や温度の分析を行った。その結果、気流分布が影響して床チャンバー内に温度分布が生じることや、床チャンバー内への給気温度によって床チャンバー内の熱特性が変化することが分かった。さらに、床チャンバー内の上下面の熱伝達率が空気の安定度によって異なることを明らかにし、床チャンバー内の風速と対流熱伝達率との関係を求めた。

5章では、前章までの実測結果から、温熱シミュレーションにおける床チャンバー内の各種設定方法を検討し、実用的な温熱シミュレーション手法の検討を行った。その結果、居室のみならず、エアコン室や小スペースに分割された床チャンバーに接点を設け、空気流動を考慮した伝熱ネットワークによる温熱シミュレーションによって、床チャンバー方式による特性を再現した計算が可能であることを示した。

6章では、5章において検討した温熱シミュレーション手法によって床チャンバーの基本的な特性を変化させた計算により、基本的な特性と床板を貫流する熱量や熱負荷との関係を整理した。また、一般的な集合住宅をモデルケースとした CFD や温熱シミュレーションを通して、床下への吹出口の位置による気流の違いが居室温度に与える影響や断熱性能の違いによる処理熱量の変化を分析し、設計に有用な知見を取りまとめた。

7章では、本研究の成果を取りまとめて温熱シミュレーションを用いた設計の流れを構築すると共に、設計の流れを実際の戸建住宅の設計に適用し設計事例を示した。床吹出口の配置や送風経路の決定には、CFD を用いない簡易的な手法の確立が求められるが、温熱シミュレーションを用いて各室の温度や熱負荷を確認することによって、住宅の設計を進めることができるようになった。

8章では、床チャンバー方式を取り入れた実際の戸建住宅において、温熱環境と一次消費エネルギーの検証を行い、戸建住宅において送風ファンを複数設置することで住宅全体に空気が分配されることや、住宅を高断熱化することによって、年間を通して住宅全体を快適な温度に保ちながら、消費エネルギーを抑えることができていることを確認した。さら

に, 5 章において検討した温熱シミュレーションの計算結果が実戸建住宅においても実測結果と整合し温熱シミュレーションの妥当性が確認できた。

以上の実測や温熱シミュレーションにより, 床チャンバー方式における温熱環境の特性や温熱シミュレーション手法の確立, 設計の流れの構築・検証を行い設計に関する基礎的なとりまとめができた。

## 9.2 今後の展望

本研究では、住宅における省エネルギーで快適な空調方式の一例として床チャンバー方式を取り上げ、実測やシミュレーションを活用しながら、設計法についてひと通りの考え方をまとめた。しかし、設計法に考慮すべき項目や課題として残されている部分もあり、今後の研究によって下記のような部分を明らかにしていく必要がある。

### (1) 居室内の調湿

人間の温冷感に影響を与える項目のうち温度、放射温度、風速については、床チャンバー方式によって、時間的および空間的な適正な温度の維持、高断熱化と床面温度の向上による放射温度の向上、風速の低下による気流感の低減といったメリットが明らかとなったが、本研究では湿度に関してはほとんど触れていない。

エアコンを用いた空調では、夏期の除湿に不足が生じたり、冬期の過乾燥が問題となったりすることがある。近年では、調湿機能を謳ったエアコンや空調機器が発売されているが、このような機器の導入によって湿度環境も快適に保つことが可能となると考えられる。

### (2) 吹出口の配置

4章で示した実測では、床チャンバー内には、気流や温度の分布が生じていることや、床チャンバー内での空気の混合が十分でないことなどが明らかとなった。6章での温熱シミュレーションによる検証では、床下への吹出し口の位置によって床吹出口の風量が変化し、居室の温度に影響があることが明らかとなった。ダクトを少なくして、空気分配を簡易にしても、居室の温熱環境に悪影響を及ぼさないよう、今後の研究によって吹出口の配置方法を検討していく必要がある。

### (3) 空気分配の個別制御

エアコン単体や送風ファンによる空気分配について、高断熱化によって各室の熱負荷の差があまりないことを前提としているが、特に集合住宅などのように、間仕切り壁が多いと南北の居室で熱負荷に大きな差を生じることがある。また、生活者の温熱感覚や作業量が異なる場合などは、個別制御により各室に見合った風量を給気する必要性が生じる可能性がある。

床チャンバー方式は居室に直接空気を給気するわけではないため、立ち上がりに時間がかかるため、制御の方法や、そのための風量の個別制御機構の考え方を整理する必要があると考えられる。

### (4) 床下のほこり、メンテナンス

床チャンバー方式では、床下空間を給気経路として活用するが、床下空間の清浄度に不安を訴える生活者も少なからず存在する。工事中の清掃を徹底しフィルターなどで床下空間へのほこりやゴミなどの流入を防げば、問題が発生することは少ないと考えられるが、実住宅での検証等によってより明確にしていく必要がある。

### (5) 最適な換気方式

住宅の換気については、様々な方法が考えられるが、高断熱化を前提とした場合は、全熱交換器の設置が基本となってくる。また、風呂やトイレなどの換気や、厨房の換気について、3種換

気による排気を行うと熱負荷が増大する恐れもある。床チャンバー方式を導入した際の、最適な換気の考え方については、実測や計算によって様々な方式を比較していく必要があると考えられる。

#### (6) 寒冷地でのエアコンの効率

床チャンバー方式による全館空調では、エアコンの効率が非常に高いことを前提としているが、寒冷地では外気温が低いため、エアコンの効率が低下してしまうことも考えられる。特に、住宅における全館空調では冬期に気温の低くなる夜間に処理熱量が大きくなるため、効率の低下の影響を受けやすくなる。そのため、寒冷地での設計にあたっては、寒冷地でのエアコンの特性を加味して設計を行う必要があると考えられる。

以上、今後の展望について列挙したが、さらに研究活動を継続し、住宅における床チャンバー方式の設計法を確立させ省エネルギーで快適な住宅づくりへ貢献していきたい。

## 謝辞

本論文をまとめるにあたり、非常に多くの方にご指導、ご助言、ご協力をいただきました。ここに記し、深く感謝の意を表したいと思います。

まず論文の作成にあたり、主査を務めてくださった加藤信介教授、副査を務めてくださった坂本雄三名誉教授、赤司泰義教授、秋元孝之教授、大岡龍三教授、前真之准教授には、お忙しいところ貴重なご指導、ご助言をいただきました。ありがとうございました。

坂本雄三先生には、私が受託研究員として研究室に在籍させていただいてから、研究論文だけでなく自宅の設計、YUCACO システム研究会での活動でもご指導、ご助言をいただき、公私にわたり私を導いて下さいました。ありがとうございました。

受託研究員として大学に在籍した際には、坂本雄三先生、前真之先生や環境ゼミの方々には様々なプロジェクトで勉強する機会を与えて下さり、実験に必要な測定器具類の貸与もしていただきました。赤嶺嘉彦氏には、実験や研究について幅広く丁寧に教えていただきご協力いただきました。また、「床チャンバー空調」に興味を持ち一緒に早朝から深夜まで作業してくれた寺澤美穂子さん、野村圭吾さん、生山翼さんにも感謝いたします。CFD を用いた計算では、当時坂本研究室の今野雅氏、温熱シミュレーションでは、建築環境ソリューションズの宮島賢一氏に多大なご協力をいただきました。さらに、研究を進めるにあたり、樋口誠六氏、服部哲幸氏に様々な面でお世話になりました。ありがとうございました。

実居室での温熱環境の測定や被験者アンケートでは、夏期と冬期の 2 回にわたり何週間もの間、実験のため場所を提供していただきました。前田建設工業の佐竹晃氏をはじめ多くの方に、本当に多大なご協力をいただきました。ありがとうございました。

実大実験室での実験では、東京電力の廃止社宅を実験に使わせていただきました。改修工事の費用を工面し、エアコンや実験装置を貸して下さいました東京電力のたくさんの方々にお世話になりました。ありがとうございました。

研究の半ばで東日本大震災が発生し、特に東京電力は大変深刻な状況となりました。研究の継続も危ぶまれましたが、坂本雄三先生をはじめ様々な方々に元気づけられ、励まされました。東京電力の織間亜希 GM には、少しでも研究を続けられるようご配慮いただき、たくさんの方に支えられました。本当にありがとうございました。

研究成果を適用した住宅の設計・施工は建築舎の方々や大工さん、多くの職人さんにお世話になりました。また、空調設備の設計・施工では、FHA の廣石和朗さん、システック環境研究所の落合総一郎さん、柳田康雄さんにお世話になりました。多くの方々のご協力で、



期待の通りの性能を発揮させることができました。ありがとうございました。

また、床チャンバーを用いた全館空調システムを普及させるための YUCACO システム研究会が発足し、研究会では非常に多くの方々とお会いして、論文作成にあたり多くの貴重な示唆をいただきました。坂本雄三会長、廣石和朗副会長、櫻井良一事務局長ほか研究会の皆様、ありがとうございました。

そして、震災で一変した状況の中で会社での業務が忙しい中、私の研究活動にご理解いただいた東京電力の加藤充彦 GM、石塚隆 GM、平塚勝 GM をはじめ職場のみなさん、ありがとうございました。

最後に、研究活動を理解してくれて、多くの自宅への見学にも協力してくれる妻と、研究ばかりで一緒に遊ぶ機会も減ったけど我慢して応援してくれる子供たちに感謝したいと思います。本当にありがとう。

みなさまのご指導、ご助言、ご協力により、論文をまとめることができました。本当に、ありがとうございました。

2014年2月  
井口 雅登

## 記号

### 第2章

$\bar{T}_{sk}$ :	平均皮膚温度[°C]
$T_1$ :	胸部皮膚温度[°C]
$T_2$ :	上腕部皮膚温度[°C]
$T_3$ :	大腿部皮膚温度[°C]
$MRT$ :	平均放射温度[°C]
$\theta_g$ :	グローブ温度[°C]
$v$ :	風速[m/s]
$\theta$ :	室温[°C]

### 第3章

$Q_a$ :	エアコン風量[m <sup>3</sup> /h]
$v_w$ :	床吹出口またはエアコン吸込口風速[m/s]
$L_h$ :	エアコン処理熱量[kJ/h]
$t_1$ :	エアコン吸込口温度[°C]
$t_2$ :	エアコン吹出口温度[°C]
$t_3$ :	床吹出口温度[°C]
$C_p$ :	空気の定圧比熱[KJ/(kg・K)]
$\rho$ :	空気の密度[kg/m <sup>3</sup> ]
$L_{h1}$ :	床チャンバー内負荷[kJ/h]
$L_{h2}$ :	床吹出熱量[kJ/h]
$S_i$ :	測定点が負担すると仮定した面積[m <sup>2</sup> ]
$q_1$ :	表面熱流(床チャンバー内→スラブ表面)[kJ/ h]
$q_2$ :	表面熱流(床チャンバー内→床裏面)[kJ/ h]
$q_3$ :	表面熱流(床表面→居室内)[KJ/ h]
$q_4$ :	表面熱流(居室内→隣室および外部)[kJ/ h]
$f_{1i}$ :	スラブ表面における熱流の実測値[kJ/( m <sup>2</sup> ・h)]
$f_{2i}$ :	床裏面における熱流の実測値[kJ/( m <sup>2</sup> ・h)]
$f_{3i}$ :	床表面における熱流の実測値[kJ/( m <sup>2</sup> ・h)]
$f_{4i}$ :	居室内各面における熱流の実測値[kJ/( m <sup>2</sup> ・h)]
$i$ :	測定点の番号を示す添字[-]
$n$ :	測定点の数を示す添字[-]
$Q'$ :	内外温度差 1K あたりの熱量[kJ/(K・h)]
$Q$ :	熱量[kJ/h]
$t_i$ :	室内温度[°C]

$t_o$ : 外気温度[°C]

#### 第4章

$Q_a$ : エアコン風量[m<sup>3</sup>/h]

$v_0$ : 床下への吹出風速(無次元化の際基準となる風速) [m/s]

$A$ : 床下への吹出口の断面積[m<sup>2</sup>](=0.032)

$v'_{pi-h}$ : 測定点 i, 高さ h[mm]における無次元化風速 [-]

$v_{pi-h}$ : 測定点 i, 高さ h[mm]における風速 [m/s]

$q_c$ : 表面熱流の対流成分

$q$ : 各測定点での表面熱流の測定値[W/m<sup>2</sup>]

$\varphi_{ij}$ : 形態係数[-]

$\varepsilon_i, \varepsilon_j$ : 反射率[-](=0.9と仮定)

$C_b$ : 黒体の放射定数[W/(m<sup>2</sup>・K<sup>4</sup>)](=5.67)

$T_i, T_j$ : 測定点の絶対温度[K]

$\alpha_{c1}$ : スラブ表面での対流熱伝達率[W/(m<sup>2</sup>・K)]

$\alpha_{c2}$ : 床裏面での対流熱伝達率[W/(m<sup>2</sup>・K)]

$i, j$ : 測定点の番号を示す添字

$h$ : 測定点の高さを示す添字

#### 第5章

$L_h$ : エアコンの処理熱量[KJ/h]

$L_{h1}$ : 床チャンバー内の熱負荷[KJ/h]

$L_{h2}$ : 居室の熱負荷[KJ/h]

$Q_a$ : エアコン風量[m<sup>3</sup>/h]

$t_1$ : エアコン吸込口温度[°C]

$t_2$ : 床下への吹出口温度[°C]

$t_3$ : 東西床吹出口風速で重みづけした床吹出口平均温度[°C]

$C_p$ : 空気の定圧比熱[KJ/(kg・K)]

$\rho$ : 空気の密度[kg/m<sup>3</sup>]

$h_i$ : スラブ i における平均平面熱流[W/m<sup>2</sup>]

$a_{1i}, a_{2j}$ : スラブ i に関する未定係数[W/(m<sup>2</sup>・K)]

$t_c$ : 床チャンバー内温度[°C]

$t_o$ : 外気温度[°C]

$t_n$ : 下階室および隣室温度[°C]

$h_0$ : 熱橋がない場合のスラブ平均表面熱流[W/m<sup>2</sup>]

$K_s$ : スラブの熱貫流率[W/(m<sup>2</sup>・K)](=0.56)

$\beta$	割増係数[-]
$i$	スラブの番号を示す添字

## 第6章

$\theta_a$ :	エアコン室の設定温度[°C]
$\theta_i$ :	居室の目標温度[°C]
$\rho$ :	空気密度[kg/m <sup>3</sup> ](=1.293)
$C_p$ :	空気の定圧比熱[kJ/(kg・K)](=1.006)
$Q_V$ :	全体のエアコン風量[m <sup>3</sup> /h]
$\theta_o$ :	外気温度[°C]
$Q$ :	住戸の床面積あたりの熱損失係数[W/(m <sup>2</sup> ・K)]
$S$ :	住戸の床面積[m <sup>2</sup> ]
$I_d$ :	水平面天空日射量[kJ/(m <sup>2</sup> ・h)]
$h$ :	太陽高度[rad]
$I_b$ :	法線面直達日射量[kJ/(m <sup>2</sup> ・h)]
$\mu$ :	住宅の夏期日射取得係数[-]

## 第8章

$R_N$ :	夜間放射量[kcal/(m <sup>2</sup> ・h)]
$e$ :	水蒸気分圧[hPa]
$\sigma$ :	Stephan-Boltzman 定数[kcal/(m <sup>2</sup> ・h・K <sup>4</sup> )](=4.88 × 10 <sup>-8</sup> )
$T_o$ :	外気絶対温度[K]
$L_a$ :	処理熱量[kJ/h]
$\rho$ :	空気の密度[kg/m <sup>3</sup> ]
$C_p$ :	空気の定圧比熱[kJ/(kg・K)]
$Q_V$ :	エアコン風量[m <sup>3</sup> /h]
$t_2$ :	エアコン吹出温度[°C]
$t_1$ :	エアコン吸込温度[°C]

## 注

### 第2章

- 注1) 冬期の天井カセット型空調では、実験時の外気温により暖房負荷が極端に小さくなることが想定され、当日の外気温によって設定温度を調整したため、設定温度ごとの被験者数にばらつきが生じた。
- 注2) 天井カセット型空調で暖房 22℃に設定した条件では、4℃程度の床表面温度の差が生じている。
- 注3) 風速は夏期のみでの測定であったため、夏期の実測結果を参考にして、冬期の風速は床チャンバー方式では 0.05m/s、天井カセット型空調では 0.15m/s とした。
- 注4) 代謝量 Met 値は被験者の作業量によって異なった値を設定し、読書をしていた被験者で 1.0、レポート作成などの軽作業を行っていた被験者で 1.1 とした。着衣量 Clo 値は、被験者の服装をほぼ同一としたことから夏期 0.7、冬期 1.0 で一定とした。
- 注5) 被験者アンケートのうち温冷感以外の項目には、顕著な差がみられなかったことから、温冷感のみについて分析を行う。

### 第3章

- 注6) 条件\_床\_小における測定点 P1 の床表面温度は欠測。
- 注7) 実験室は、測定点 P5 および P8 を通る軸に対して対称に近い形状であるため、図中左下の領域は P10 の測定値が代表しているものと仮定し計算を行った。

### 第4章

- 注8) 冷房条件での測定期間に制約があったため、条件 a は外気温が盛夏期より 10℃程度低い時期に行い、エアコンの設定温度を 16℃と盛夏期の実測より 9℃低くして測定を行った。
- 注9) 条件 a および条件 b の測定点 P1 の床表面温度は欠測。
- 注10) 床チャンバー内の 30℃の一部、31℃の等値線は、測定点の間の温度の検証が必要であるため、本図には記載していない。
- 注11) 床裏面および床チャンバー内の 24℃の一部の等値線は、測定点の間の温度の検証が必要であるため、本図には記載していない。
- 注12) 温度差(床チャンバー内とスラブ表面および床裏面)に対する表面熱流の対流成分の切片が 0 でない測定点があり、放射成分の計算で温度の水平分布に対する代表点の数が十分でない可能性がある。そのため、ここでは対流熱伝達率は温度差に対する対流成分の傾きとして分析を行った。
- 注13) 西側床吹出口風速から(3-1)、(4-1)式で求めた床下への吹出風速と、風速測定で算出した無次元化風速を(4-2)式に代入し床チャンバー内風速を求めた。

### 第5章

- 注14) AE-Sim/Heat Ver3.03(株式会社建築環境ソリューションズ)を 1 時間ごとに温度や対流熱伝達率を変化できるよう一部改良し利用した。
- 注15) シミュレーションプログラムの特性上、居室は床を介して 9 の部屋にまでしか隣接できない制約があり、居

室についても2室に分割した。

- 注16) 窓の熱貫流率は、居室、窓表面と外気温を測定しておき、居室と窓表面の温度差、居室と外気温の温度差、室内側の総合熱伝達率 $[W/m^2 \cdot K](=9.1)$ 、室外側の総合熱伝達率 $[W/m^2 \cdot K](=25)$ から推定した。
- 注17) スラブ表面、床裏面の対流熱伝達率は、注13)よりチャンバー内風速を求め(4-4)、(4-5)式で求めた。
- 注18) 居室天井は実際の断熱材が100mm厚のところ、50mm厚相当で計算しているが、居室天井の伝達率の違いはスラブ表面での熱流に及ぼす影響は小さいものとし、本計算結果で検証を進めた。
- 注19) 総合熱伝達率について、床チャンバー内は放射熱伝達による影響を小さく、対流熱伝達率を一律 $5[W/m^2 \cdot K]$ として総合熱伝達率を $5[W/m^2 \cdot K]$ とした。その他の面は、室内側については、総合熱伝達率 $9[W/m^2 \cdot K]$ 、室外側については、総合熱伝達率 $23[W/m^2 \cdot K]$ と設定した。
- 注20) 検証は、実験室での実測結果とシミュレーション結果の比較を行った5条件のうち、計算結果に差が生じやすいと考えられる風量の大きい2条件で行った。条件cでは外気温(日平均) $2.9^{\circ}C$ 、居室温度(日平均) $25.7^{\circ}C$ でエアコンを暖房運転(風量 $616m^3/h$ )させ、条件eは外気温(日平均) $31.4^{\circ}C$ 、居室温度(日平均) $25.4^{\circ}C$ でエアコンを冷房運転(風量 $655m^3/h$ )させた。

## 第6章

- 注21) 温熱計算シミュレーションソフトでは、熱量は対流成分のみが計算されるため、表面温度の計算結果から、放射成分を計算し対流成分と放射成分を足し合わせた熱量を計算した。
- 注22) 通常方式の計算の際には、床チャンバー内の対流熱伝達率は一律 $4.4W/(m^2 \cdot K)$ に設定した。
- 注23) CFDの計算では、床下への吹出風量を $400m^3/h$ として計算を行ったが、温熱シミュレーションでは熱負荷に対して風量が小さくなると、エアコン室の温度と居室の温度差が大きくなり、既報および前報で実測されているエアコン室の温度から大きく離れてしてしまう可能性があった。そのため、本報では全体のエアコン風量を $800m^3/h$ と設定し計算を行った。
- 注24) 想定される熱負荷から計算されたエアコン室の温度は、日射量の変動などにより大きく変動する。しかし、既報および前報における実験室での実測結果では、エアコン吹出温度は大きく変動していなかった。そのため、今後の検証は必要であるが、変動を小さくするためエアコン室の温度は(6-1)および(6-2)式による計算結果の24時間移動平均値を設定した。
- 注25) 小スペースを統合した場合の床チャンバー内の対流熱伝達率は、床チャンバー全体を平均した風速から計算した値を設定した。
- 注26) 暖冷房の運転により各居室が目標温度に近いことを確認するため、暖冷房期間中であっても暖冷房運転が行われていない期間を除いて、暖冷房運転時のみの平均温度を求めた。

## 第8章

- 注27) 温熱シミュレーションソフトでは、地盤の不易層の温度が $10^{\circ}C$ とされているが、実測された年間平均外気温は $15.8^{\circ}C$ で、実際と差があると考えられる。そのため、基礎の土間床は、基礎コンクリート200mm、断熱材50mmの下に土壌4,750mm(熱容量 $2,000kJ/m^3 \cdot K$ )を設定し温度が年間を通し $15.8^{\circ}C$ で一定の不易層(地下室)に面するとの設定を行った。

- 注28) 実大実験室における測定では、床チャンバー内風速が  $0.1\text{m/s}\sim 0.3\text{m/s}$  の点が多かったため、床チャンバー内の風速を  $0.2\text{m/s}$  程度と仮定し次の通り設定した。暖房時の対流熱伝達率は、下面： $2.6[\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}]$ 、上面： $5.7[\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}]$ 、冷房時は、下面： $5.1[\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}]$ 、上面： $2.0[\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}]$ とし、中間期は両面とも  $4.4[\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}]$ とした。
- 注29) 温度の欠測データは最寄りのアメダスデータ(府中)にて補完した。湿度の欠測データは同様に計測された全熱交換機外気取入口の相対湿度から絶対湿度を求めて補完した。

## 参考文献

### 第1章

- 1) 国土交通省:京都議定書目標達成計画の進捗状況の点検(主要な分野の動向),  
<http://www.mlit.go.jp/common/000229478.pdf>, 2012.11.8, 2013.7.7 参照
- 2) 東京都監察医務院:東京 23 区における入浴中の事故死の推移, 2013.3,  
<http://www.fukushihoken.metro.tokyo.jp/kansatsu/oshirase/nyuyokuchu.html>, 2013.3, 2013.7.7 参照
- 3) 気象庁:気象統計情報, <http://www.data.jma.go.jp/gmd/risk/obsdl/index.php>, 2013.7.7 参照
- 4) 三菱電機株式会社:三菱 高気密高断熱住宅用 換気・冷暖房システム,  
[http://www17.mitsubishielectric.co.jp/wink\\_doc/common\\_files/HANSOKU\\_CHIRASHI/airresort-sougoukatarogu.pdf](http://www17.mitsubishielectric.co.jp/wink_doc/common_files/HANSOKU_CHIRASHI/airresort-sougoukatarogu.pdf), 2006.7, 2013.7.13 参照
- 5) アズビル株式会社:住宅用 全館空調システム きくばり ecs(エックス)シリーズ 設計・施工ガイド,  
<http://www.azbil.com/jp/product/kikubari/contractor/pdf/AD15360.pdf>, 2012.4, 2013.7.13 参照
- 6) ダイキン工業株式会社:全館空調(換気・冷暖房)システム エアカルテット PLUS カタログ,  
<http://ec.daikinaircon.com/ecatalog/DKCA002/index.html>, 2012.4, 2013.7.13 参照
- 7) 株式会社デンソーセールズ:デンソー全館空調・24 時間計画換気システム PARADHIA パラディア,  
<http://paradia.jp>, 2013.7.13 参照
- 8) 積水化学工業株式会社:快適エアリー セキスイハイムの性能 セキスイハイム,  
[http://www.sekisuiheim.com/appeal/comfortable/climate/airy.html?link\\_id=heimtop507](http://www.sekisuiheim.com/appeal/comfortable/climate/airy.html?link_id=heimtop507), 2013.7.13 参照
- 9) 三井ホーム株式会社:トータル空調の快適性能 快適・健康 三井ホームのテクノロジー 注文住宅の三井ホーム ハウスメーカー・住宅メーカー, [http://www.mitsuihome.co.jp/technology/well\\_breeze/](http://www.mitsuihome.co.jp/technology/well_breeze/), 2013.7.13 参照
- 10) 丸七ホーム株式会社:スマートハウスは全館空調の省エネハウス エアコン 1 台の快適な家づくりは丸七ホーム, <http://www.marushichi.co.jp/system.html#system01>, 2013.7.13 参照 資源エネルギー庁:省エネ性能カタログ 2010 夏版, p.10, 2010.7
- 11) 資源エネルギー庁:省エネ性能カタログ 2010 夏版, p.10, 2010.7
- 12) 資源エネルギー庁:省エネ性能カタログ 2011 夏版, p.10, 2011.7
- 13) 資源エネルギー庁:省エネ性能カタログ 2012 夏版, p.10, 2012.7
- 14) 資源エネルギー庁:省エネ性能カタログ 2013 夏版, p.10, 2013.8
- 15) 財団法人 日本サステナブル・ビルディング・コンソーシアム:住宅事業建築主の判断の基準ガイドブック (2009 年 7 月), p.146, 2009.3
- 16) 酒井, 草刈, 小林, 荻野:アンケートによる全国一般家庭での暖房使用実態調査(第2報)居間の暖房使用実態の分析, 空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集, pp.371~374, 2006.9
- 17) 前田建設工業株式会社:集合住宅向け 床チャンバー空調システム,  
[http://www.maeda.co.jp/air\\_conditioning/index.html](http://www.maeda.co.jp/air_conditioning/index.html), 2013.7.13 参照
- 18) 株式会社駒匠:CCF スタイルとは CCF STYLE, <http://www.ccfstyle.com/about/>, 2013.7.13 参照
- 19) 株式会社オンレイ:Eシステムのしくみ 株式会社オンレイ 床下冷暖房で 24 時間快適な, オンレイの全館



- 空調システム, <http://www.onrei.jp/structure/>, 2013.7.13 参照
- 20) 北海道電力株式会社: ルームエアコンを活用した床下暖房に関する研究—一次術開発情報—ほくでん, [http://www.hepco.co.jp/corporate/souken/bulletin/news/sn90/ken90\\_ru.html](http://www.hepco.co.jp/corporate/souken/bulletin/news/sn90/ken90_ru.html), 2013.7.13 参照
  - 21) 羽山, 木下, 倉淵: アンダーフロア空調システムにおける空調給気の温度分布と熱量分布に関する研究, 日本建築学会技術報告集, 第 5 号, pp.183~188, 1997.12
  - 22) 半澤, 樋口: 低床式アンダーフロア空調システムの二重床内気流分布に関する研究, 日本建築学会技術報告集, 第 3 号, pp.200~205, 1997.12
  - 23) 藤田, 富家, 酒井, 鎌田: 低床化に対応した吹出口風量分布の均一化手法床吹き出し空調システムに関する研究 その 2, 日本建築学会計画系論文集 第 515 号, pp.89~95, 1999.1
  - 24) 藤田, 富家, 鎌田: 床下チャンバーまわりの熱移動のモデル化 床吹き出し空調システムに関する研究 その 3, 日本建築学会計画系論文集 第 537 号, pp.63~70, 2000.11
  - 25) 入口, 吉野, 植田: 床下蓄熱暖房型パッシブ換気システムを用いた住宅の室内熱空気環境及びエネルギー消費に関する長期測定, 日本建築学会技術報告集 第 14 号, pp.199-202, 2001.12
  - 26) 福島, 鎌田, 北谷, 月館, 仁木, 末永: 床下専用放熱器の開発とユニット型住宅への適用 —床下空間を利用した空気循環型全室暖房システムの開発と適用— その 2-1, 日本建築学会技術報告集 第 22 号, pp.311-314, 2005.12
  - 27) 藤田, 岩前, 松下, 北川, 埴淵: 実棟実験による基本的熱挙動の把握 温暖地の戸建て住宅における床下暖房システムに関する研究 その 1, 日本建築学会環境系論文集 第 607 号, pp.65-70, 2006.9
  - 28) 久保, 桜井, 瀬川, 井口, 佐竹: 床下チャンバー方式による集合住宅の空調・換気システムに関する研究 (その 9), 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2, pp. 981~982, 2010.7

## 第 2 章

- 29) Roberts M.F., Wenger C.B., Stolwijk J.A., Nadel E.R.: Skin blood flow and sweating changes following exercise training and heat acclimation, *Journal of Applied Physiology* Volume 43, pp.133-137, 1977.7
- 30) 田中, 武田, 岩田, 土屋, 寺尾: 最新 建築環境工学 改訂 3 版, 井上書院, p.56, 2006.3
- 31) 田辺, 渡辺: PMV\_cal, <http://www.tanabe.arch.waseda.ac.jp/>, 2013.7.17 参照

## 第 3 章

- 32) 羽原, 瀬戸, 三浦, 西澤, 澤地: エアコン吹き出し風量の現場測定方法に関する検討, 日本建築学会技術報告集, 第 14 巻, 第 28 号, pp.513~516, 2008.10
- 33) 赤嶺, 坂本, 前, 草刈, 辻, 稲垣, 志村, 瓦口: エアコンの COP 評価における吹き出し風量の測定方法について, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.2141~2144, 2007.8

## 第 5 章

- 34) ㈱建築環境ソリューションズ: AE-Sim/Heat 操作マニュアル, 2010.7
- 35) OpenCFD Ltd.: OpenFOAM, <http://www.openfoam.com/>, 2012.10.30 参照

## 第6章

- 36) 坂口, 赤林, 長谷川, 浅間:住宅を対象とした床暖房時と温風暖房時の熱収支に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第73巻, 第628号, pp.735~742, 2008.6
- 37) 蛭田, 酒井, 加治屋, 倉渕, 岩本, 小野:異なる暖房方式の快適性能予測手法に関する研究 第1報 CFDによる暖房室内の温熱環境解析と実測実験との比較, 空気調和・衛生工学会論文集, No.162, pp.1~8, 2010.9
- 38) 大森, 田辺, 板垣:建物の断熱性能と暖房方式が室内温熱環境と室内投入熱量に与える影響, 日本建築学会環境系論文集, 第76巻, 第661号, pp.231-238, 2011.3
- 39) 倉渕, 清水, 蛭田, 岩本, 加治屋, 酒井, 飯野, 小笠原, 遠藤, 長井:換気負荷のある居室での床暖房時や温風暖房時における温熱・気流環境と温熱環境評価および室内投入熱量の空間分布, 日本建築学会環境系論文集, 第76巻, 第661号, pp.317~324, 2011.3
- 40) 中村, 渡辺, 林, 赤司, 高瀬, 大里, 永田, 黒木:実験棟の室内熱環境性能に関する実測調査と数値予測 自然エネルギーを利用した空気循環式煉瓦造住宅の開発研究 その2, 日本建築学会環境系論文集, 第581号, pp.37~44, 2004.7
- 41) 吉野, 尹, 李, 和田, 劉:2階機械給排気方式及び床下給気方式についての実験と数値計算 一住宅用ハイブリッド換気システムの性能評価に関する研究 その2ー, 日本建築学会環境系論文集, 第591号, pp.45~52, 2005.5
- 42) 尾崎, 落合, 坪川, 前田:個別送風ファンを用いた全館空調システムの次世代型省エネルギー住宅に関する研究 その3 室内温度制御の方法と省エネルギー性, 日本建築学会大会学術講演梗概集(関東) D-2, pp.581~582, 2011.8
- 43) 久保, 桜井, 井口, 佐竹:床下チャンバー方式による集合住宅の空調・換気システムに関する研究 その8 動的シミュレーションによる空調負荷の算出, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2, pp.899~900, 2009.8

## 第8章

- 44) 財団法人 建築環境・省エネルギー機構:住宅事業建築主の判断の基準におけるエネルギー消費量計算方法の解説
- 45) D.G. Erbs, S.A. Klein and J.A. Duffie:Estimation of the Diffuse Radiation Fraction for Hourly, Daily and Monthly-Average Global Radiation, Solar Energy
- 46) 大橋, 増岡:自然エネルギー利用のための大気放射量と夜間放射量の推定法及び簡易測定法, 日本建築学会計画系論文集 第522号, pp.23-28, 1999.8

付録-1

研究活動リスト



## 研究活動リスト

### 1. 査読付き論文（筆頭著者）

- 1) Masato IGUCHI, Yuzo SAKAMOTO, Ryoichi SAKURAI, Akira SATAKE, 「Development and Evaluation of a new Central Airconditioning System Using Underfloor Chambers for Japanese Condominiums」, 10<sup>th</sup> IEA Heat Pump Conference 2011, 0191, pp.1~10, 2011
- 2) 井口 雅登, 野村 圭吾, 寺澤 美穂子, 赤嶺 嘉彦, 坂本 雄三: 住宅における床チャンバー空調の設計法に関する研究 その1 床チャンバーにおける熱と気流の性状及び熱負荷計算, 日本建築学会技術報告集, 第18巻, 第40号, pp.983~988, 2012.10
- 3) 井口 雅登, 野村 圭吾, 坂本 雄三: 冷房時の測定と熱負荷計算手法の構築 住宅における床チャンバー空調の設計法に関する研究 その2, 日本建築学会環境系論文集, 第78巻, 第688号, pp.523~528, 2013.6
- 4) 井口 雅登, 坂本 雄三: 温熱シミュレーションによる熱負荷の分析 住宅における床チャンバー空調の設計法に関する研究 その3, 日本建築学会環境系論文集, 第78巻, 第694号, 2013.12, pp.939~945, 2013.12

### 2. 査読付き論文（筆頭著者以外）

- 1) 元岡展久, 椎尾一郎, 太田裕治, 塚田浩二, 神原啓介, 井口雅登, 「生活者の視点を重視したユビキタスコンピューティング実験住宅の試み」, 日本建築学会総合論文誌第8号「ユビキタス社会と建築・都市のフロンティア」, pp.77~82, 2010.01

### 3. 査読無し論文（国際会議発表論文含む）（筆頭著者）

- 1) 井口 雅登, 羽入 敏樹, 木村 翔, 星 和磨, 佐藤 豊成, 「上下方向からの反射音を考慮した音に包まれた感じの定量化方法の基礎的検討」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.45~46, 2000.07
- 2) 井口 雅登, 井上 勝夫, 木村 翔, 「建築物内の電界強度および無線LANによるファイル転送速度の測定例」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1127-1128, 2001.07
- 3) 井口 雅登, 井上 勝夫, 鈴木 涼太, 「建築物内における電界強度及び無線LANによる転送速度に関する測定例: その2 通信電波の干渉」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1135~1136, 2002.06
- 4) 井口 雅登, 桜井 良一, 佐竹 晃, 久保 俊輔, 「床下チャンバー方式による集合住宅の空調・換気システムに関する研究: その7 夏期実測結果」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.897~898, 2009.07
- 5) 井口 雅登, 坂本 雄三, 樋口 誠六, 服部 哲幸, 福田 秀朗, 「熱損失係数の実測評価の実用性に関する研究(その10): 部位の熱特性が同定値にあたえる影響」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.353~354, 2010.07

- 6) 井口 雅登, 赤嶺 嘉彦, 野村 圭吾, 坂本 雄三, 寺澤 美穂子, 「住宅における床チャンバーを利用した空調に関する研究(その1): 床チャンバー内の気流・温度分布に関する分析」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 1313~1314, 2011.07
- 7) 井口 雅登, 野村 圭吾, 寺澤 美穂子, 赤嶺 嘉彦, 坂本 雄三, 「住宅における床チャンバーを利用した空調に関する研究(その3) 冬期における壁掛けエアコン方式と床チャンバー方式の比較」, 空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集, pp. 2133~2136, 2011.09
- 8) 井口 雅登, 坂本 雄三: 「住宅における床チャンバーを利用した空調に関する研究(その7) 温熱シミュレーションと戸建住宅における実測結果との比較」, 空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集, pp. 469~472, 2013.9

#### 4. 査読無し論文(国際会議発表論文含む)(筆頭著者以外)

- 1) 佐藤 豊成, 羽入 敏樹, 木村 翔, 井口 雅登, 星 和磨, 「上下方向から到来する反射音が音に包まれた感じに与える影響に関する基礎的検討」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 43~44, 2000.07
- 2) 鈴木 涼太, 井上 勝夫, 井口 雅登, 「建築物内における電界強度及び無線LANによる転送速度に関する測定例: その1 通信電波の減衰」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 1133~1134, 2002.06
- 3) 桜井 良一, 井口 雅登, 佐竹 晃, 久保 俊輔, 「床下チャンバー方式による集合住宅の空調・換気システムに関する研究: その5 試験住戸, 空調システムの概要と冬期実測結果」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 1159~1160, 2008.07
- 4) 久保 俊輔, 桜井 良一, 井口 雅登, 佐竹 晃, 「床下チャンバー方式による集合住宅の空調・換気システムに関する研究: その6 動的シミュレーションモデルの構築」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 1161~1162, 2008.07
- 5) 久保 俊輔, 桜井 良一, 井口 雅登, 佐竹 晃, 「床下チャンバー方式による集合住宅の空調・換気システムに関する研究: その8 動的シミュレーションによる空調付加の算出」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 899~890, 2009.07
- 6) 服部 哲幸, 坂本 雄三, 福田 秀朗, 井口 雅登, 樋口 誠六, 「熱損失係数の実測評価の実用性に関する研究(その9): RC集合住宅におけるQ値同定結果」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 351~352, 2010.07
- 7) 赤嶺 嘉彦, 手塚 英明, 中山 功, 井口 雅登, 羽山 拓也, 前 真之, 坂本 雄三, 「非レーザー可視化装置による気流性状の現場計測法に関する研究: その1 トレーサーの選定, および, 測定精度に関する風洞実験」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 631~632, 2010.07
- 8) 羽山 拓也, 赤嶺 嘉彦, 手塚 英明, 中山 功, 井口 雅登, 前 真之, 坂本 雄三, 「非レーザー可視化装置による気流性状の現場計測法に関する研究: その2 住宅における

- エアコン, 給気口まわりの気流性状の計測結果」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 633~634, 2010.07
- 9) 中山 功, 赤嶺 嘉彦, 手塚 英明, 井口 雅登, 羽山 拓也, 前 真之, 坂本 雄三, 「非レーザー可視化装置による気流性状の現場計測法に関する研究 : その3 開口部からのコールドドラフトに関する実測結果」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 635~636, 2010.07
- 10) 久保 俊介, 桜井 良一, 瀬川 祐一, 井口 雅登, 佐竹 晃, 「床下チャンバー方式による集合住宅の空調・換気システムに関する研究 : その9 居住住戸における実測調査および空調熱量シミュレーション結果との比較」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 981~982, 2010.07
- 11) 服部 哲幸, 坂本 雄三, 井口 雅登, 樋口 誠六, 「熱損失係数の実測評価の実用性に関する研究 : その11 省エネルギーモデル住宅における窓改修前後の実測Q値」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 309~310, 2011.07
- 12) 樋口 誠六, 服部 哲幸, 井口 雅登, 坂本 雄三, 「熱損失係数の実測評価の実用性に関する研究 : その12 測定期間の短縮に関する検討」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 311~312, 2011.07
- 13) 野村 圭吾, 井口 雅登, 赤嶺 嘉彦, 寺澤 美穂子, 坂本 雄三, 「住宅における床チャンバーを利用した空調に関する研究 : (その2) 冬期暖房時の温熱環境と快適性に関する分析」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 1315~1316, 2011.07
- 14) 坂本 雄三, 野村 圭吾, 寺澤 美穂子, 井口 雅登, 赤嶺 嘉彦, 今野 雅, 「住宅における床チャンバーを利用した空調に関する研究(その4) 冬期における床チャンバー内の気流と熱流」, 空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集, pp. 2137~2140, 2011.09
- 15) 野村 圭吾, 赤嶺 嘉彦, 坂本 雄三, 井口 雅登, 寺澤 美穂子, 「住宅における床チャンバーを利用した空調に関する研究(その5) 夏期冷房時、冬期暖房時の温熱環境と快適性に関する分析」, 空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集, pp. 2141~2142, 2011.09
- 16) 坂本 雄三, 井口 雅登: 「住宅における床チャンバーを利用した空調に関する研究 (その6) 戸建住宅における空気分配, 温熱環境, エネルギー消費の検証」, 空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集, pp. 465~468, 2013.9

##### 5. その他 (研究活動を示すもの)

- 1) 前田建設工業株式会社, 東京電力株式会社, 「設備器具・システムデザイン部門 入賞 集合住宅向け床チャンバー空調システム」, BE 建築設備, 2009.6, 社団法人 建築設備総合協会
- 2) 前田建設工業株式会社, 東京電力株式会社, 「空調設備-最新技術情報」, 建築設備と配管工事, 2009.8, 日本工業出版株式会社

- 3) 東京電力株式会社, 「ヒートポンプを活用した集合住宅用「床チャンバー空調システム」の開発」 平成 22 年における電力技術革新のあゆみ, 2011. 1, 株式会社電気評論社



付録-2

投稿論文



住宅における床チャンバー空調の設計法に関する研究  
その1 床チャンバーにおける熱と気流の性状及び熱負荷計算

日本建築学会技術報告集, 第18巻, 第40号, pp. 983~988, 2012.10



# 住宅における床チャンバー空調 の設計法に関する研究

## その1 床チャンバーにおける熱と気流 の性状及び熱負荷計算

# A METHODOLOGY FOR DESIGNING THE AIR-CONDITIONING SYSTEM USING FLOOR-CHAMBERS IN A RESIDENCE

## Part1: Thermal and air flow aspects in the floor- chamber and the simulation of heating load

井口雅登 ——— \* 1      野村圭吾 ——— \* 2  
寺澤美穂子 — \* 3      赤嶺嘉彦 ——— \* 4  
坂本雄三 ——— \* 5

Masato IGUCHI ——— \* 1      Keigo NOMURA ——— \* 2  
Mihoko TERASAWA — \* 3      Yoshihiko AKAMINE — \* 4  
Yuzo SAKAMOTO ——— \* 5

キーワード：  
住宅, 床チャンバー, 熱気流性状, 対流熱伝達率, 熱負荷

Keywords:  
Residence, Floor-chamber, Thermal and air flow aspects, Convective  
heat transfer coefficient, Heating load

This paper describes the analysis of the thermal and air flow distribution inside the floor-chamber and the result of the simulation of heating load which is one of some components in the air-conditioning system using floor-chamber. The temperature and air-flow were measured and calculated the convective heat transfer coefficient inside the floor-chamber. Heating load was simulated using the result of the measurement and analysis.

### 1. はじめに

家庭用の電動ヒートポンプ式小型エアコン（以下、単に「エアコン」という）は、政府のトップランナー基準政策が功を奏し、近年、エネルギー効率が著しく向上した。部分負荷効率などを考慮せずに定格COPだけでエアコンを評価することは適切とはいえないが、エアコンの定格COP（暖房時）は最高のものでは7に迫り、販売されたものの平均でも5を超えている。このようにエアコンは非常に効率が高いが、吹出温度がそれほど高くはない対流式暖房であり、且つ、除霜運転によって温風が停止することもあるので、家庭用の暖房器具としてのシェアはまだ低い<sup>1)</sup>。他方、環境時代を迎えつつある日本では、住宅の高気密・高断熱化が近年かなり進展している。建物の断熱性が高まれば、室内の表面温度も高まるので、吹出温度がそれほど高くはないエアコンによる暖房でも不快でない室内熱環境を実現できる可能性が高まる。したがって、高気密・高断熱住宅という条件の下でエアコンによる適切な暖房を行えば、省エネで且つ十分な暖房方式となることが期待できる。本研究では、こうした可能性を有する暖房方式として床チャンバー空調を取り上げ、その設計法について研究する。

床チャンバー空調は、オフィスビルを対象に20年以上前から開発され、羽山ら<sup>2)</sup>による、床チャンバーへの導入風量分布が均一である条件での温度と熱流分布の計算方法、半澤ら<sup>3)</sup>による縮尺模型、実大オフィスにおける床下への導入気流を1ヶ所とした場合や床下に障害物がある場合の分析結果、藤田ら<sup>4),5)</sup>による床チャンバー内で気流分布がある場合の吹出口風量の均一化手法や、床チャンバー内での熱移動のモデル化などが報告されている。

しかし、オフィスビルを対象とした床チャンバー空調は、空調さ

れた空気を床吹出口から吹出す点では、住宅を対象とした方式と変わらないが、オフィスビルでは冷房が主体で、床吹出口も床全体に配置されている。一方、住宅向けの床チャンバー空調は、冷房に比べて室内外の温度差の大きい暖房が主体で、スペースの制約から床吹出口は窓際など居室の一部に配置され、オフィスビルと比べ空調対象面積も小さい。よってオフィスビルを対象としたシステムよりも、床チャンバー内の気流、温度の分布が大きくなることが想定され、住宅を対象とした検討が必要となる。

図1に示す集合住宅の二重床下空間を給気経路とし床吹出口から気流を吹出す床チャンバー空調は、エアコンで空調された空気を床吹出口から吹出すため対流式の空調であるが、床チャンバー内が暖房時は加熱、冷房時は冷却されるため床表面からの放射効果があり、対流式と放射式の両方の性質を合わせ持つ空調といえる。床チャンバー空調は床面からの放射や床吹出口からの吹出して暖房時の上下温度差を低減でき、床吹出風速を小さくすることで気流感が抑えられ、快適な環境を実現する有効な方式である。このような集合住宅の床チャンバー空調において、その評価のために実測や数値計算が行われている<sup>6)</sup>が、まだ設計法を取りまとめるには至っていない。

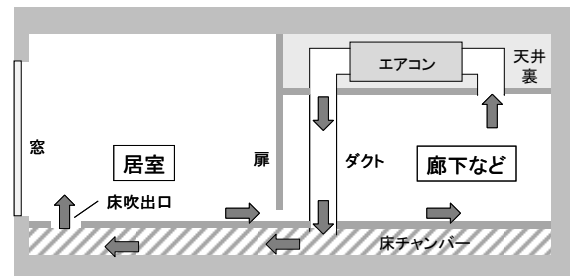


図1 集合住宅用床チャンバー空調

本稿の一部は参考文献9)にて発表している。

<sup>1)</sup> 東京電力(株)建設部土木・建築技術センター建築計画技術グループ  
(〒100-8560 東京都千代田区内幸町1-1-3)

<sup>2)</sup> 清水建設(株)

<sup>3)</sup> (株)森村設計

<sup>4)</sup> (株)建築研究所 博士(工学)

<sup>5)</sup> (株)建築研究所 理事長・博士(工学)

<sup>1)</sup> Construction Dept., Tokyo Electric Power Company

<sup>2)</sup> SHIMIZU CORPORATION

<sup>3)</sup> P. T. Morimura & Associates, Ltd.

<sup>4)</sup> Building Research Institute, Dr. Eng.

<sup>5)</sup> Chief Executive, Building Research Institute, Dr. Eng.

本研究では、床チャンバー空調によって不快でない温度環境と高くはないランニングコストを実現するという目標を掲げ、そのために必要な断熱や空気分配に関する条件を実測とシミュレーションによって明らかにし、その結果を住宅用床チャンバー空調の設計法としてとりまとめる。こうした研究の最終ゴールの下で、本稿では、集合住宅の1室を対象としたモデル室内において、床チャンバー内の気流や暖房時の温度分布を測定し、熱伝達の性状を分析するとともに、その実験結果を基に床チャンバー空調における熱負荷計算の方法について検討を行ったので報告する。

## 2. 実験室の概要

床チャンバー内の熱や気流の性状を調べるため、実際の住宅の居室の大きさを想定し、床吹出口を窓際だけに配置した実験室で実験を行った。実験は、室内外温度差の大きい暖房時に行い、冷房時については別途検討を行うこととする。

実験室は、図2示すRC造4階建の集合住宅における4階住戸の北側1室で、一部を除く壁、床、天井は鉄筋コンクリートで、壁、天井は室内側、床は下階の天井側に断熱材が施工され、北側壁面の窓はプラスチックダンボールが貼り付けられている。スラブと壁の接合部には熱橋による熱損失が考えられるが、他の部分の断熱性と気密性が高められており、住戸全体での熱損失は抑えられている。実験室には高さ150mmの二重床があり、床板は金属製の束で支えられ、目地を粘着テープで塞いだパーティクルボードと合板で構成されている。実験室の北、西面と天井は外気に東、南面は隣室、スラブは下階室に面している。居室北側の2つの窓中心下部の床面に床吹出口、実験室南側の床チャンバー東西中心近くの床面にエアコンと送風ファンをユニット化した床チャンバーエアコンが設置され、エアコン下部から床チャンバーに送気した空気を東西2つの床吹出口から居室に吹出すことができる。なお、図中のp1からp10は測定点を示している。

## 3. エアコン風量の測定

実験に使用した床チャンバーエアコンは、手動での調整で送風ファンの風量を連続的に変化できるが、厳密な風量再現が難しく、その都度エアコン風量を計測するのも困難であった。そのため、本研究ではあらかじめ床吹出口風速とエアコン風量を測定して関係を求め、床吹出口風速の実測値からエアコン風量を算出することとした。

測定は図3に示す受風ボックスを使用した計測方法<sup>7),8)</sup>で行った。エアコン吸込口に風量調整と風量測定機構を持つダクト・計測用ファンが接続された受風ボックスを設置し、受風ボックス内と居室との静圧の差が0となるよう計測用ファンの周波数を調整して、ダクトを通過する風量を測定した。東西2つの床吹出口風速とエアコン風量の測定結果を図4に示す。エアコン風量は両床吹出口風速にほぼ比例している。西側床吹出口風速の方がわずかに回帰式の決定係数が大きいいため、エアコン風量の推定には(1)式を用いることとする。

$$Q_a = 153.68v_w \quad (1)$$

$Q_a$ : エアコン風量[m<sup>3</sup>/h]

$v_w$ : 西側床吹出口風速[m/s]

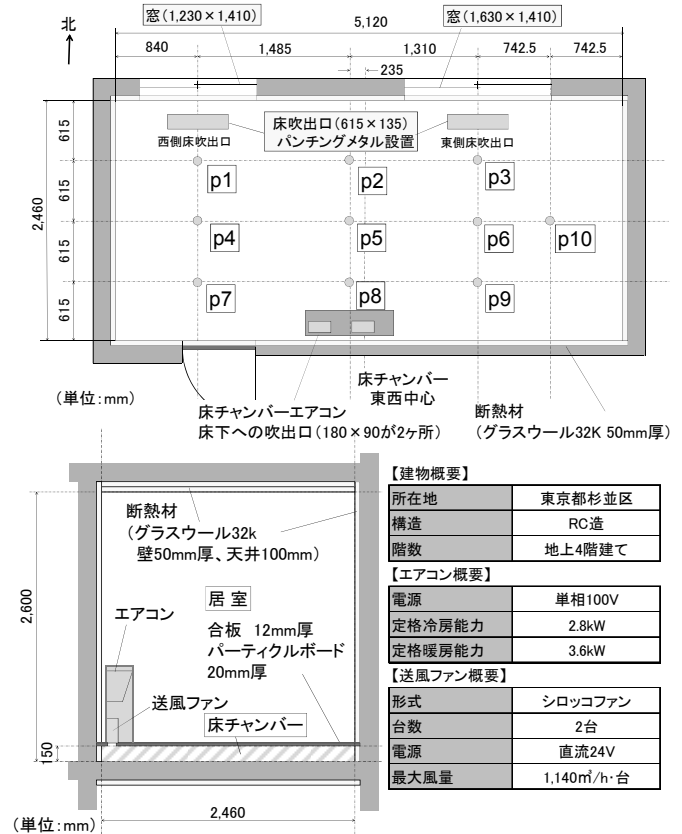


図2 実験室概要

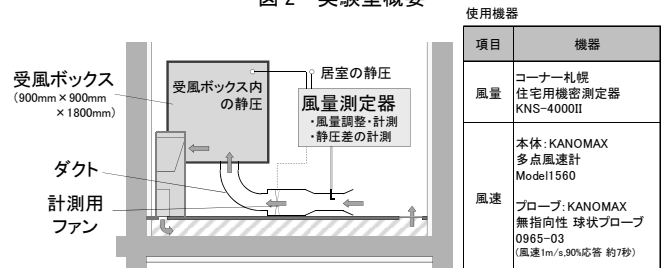


図3 エアコン風量測定概要

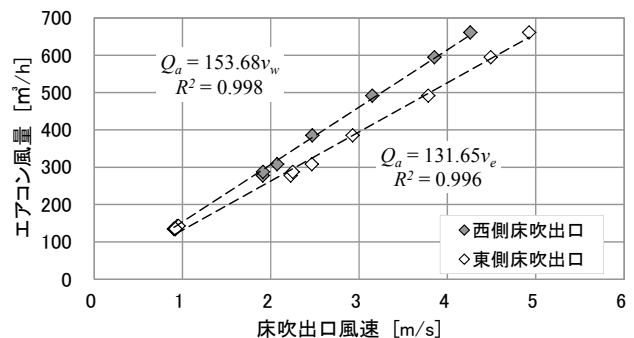


図4 エアコン風量測定結果

## 4. 床チャンバー内の風速測定の概要と結果

床チャンバー内の気流性状を把握するため、図5の3条件のエアコン風量において床チャンバー内と西側床吹出口の風速を10秒間隔で5分間測定した。

各条件の風量から(2)式を用いて床下への吹出風速を求め、その風速を用いて、(3)式から各測定点の無次元化風速を求めた。

$$v_0 = Q_a / (3600 \times A) \quad (2)$$

$$v'_{pi-h} = v_{pi-h} / v_0 \quad (3)$$

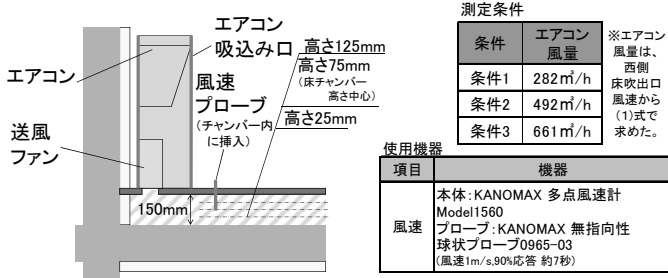


図5 風速測定概要

- $v_0$ : 床下への吹出風速[m/s]
- $Q_a$ : (1)式より求めたエアコン風量[m<sup>3</sup>/h]
- $A$ : 床下への吹出口の断面積[m<sup>2</sup>] (=0.032)
- $v'_{pi-h}$ : 測定点 i 高さ h[mm]における無次元化風速[-]
- $v_{pi-h}$ : 測定点 i 高さ h[mm]における風速[m/s]

各測定点の無次元化風速を5分間平均したものを図6に示す。各測定点とも測定条件による無次元化風速に大きな差はなく、エアコン風量によって気流分布は変化しないと見せる。また、エアコンから床吹出口に向かう p8, p5, p2 では風速が大きい、p4 や p10 などは風速が小さい。p1 と p3, あるいは、p4 と p6 を比べると、p3 および p6 といった東側の測定点の風速が高くなっており、南北だけでなく東西方向にも風速分布が生じているものと考えられる。

図6に示したように、エアコン風量によって風速分布は変化しないと見せるので、条件1においてのみ、風速の鉛直分布の測定を行った。図7にその結果を無次元化風速で示す。エアコンに近い p8 において大きな風速が測定されているが、その他の測定点では無次元化風速は0.2以下であり鉛直分布も大きくない。

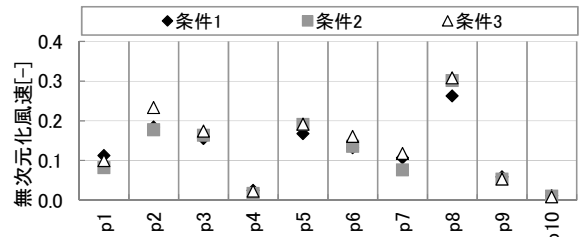


図6 各測定点の無次元化風速 (スラブからの高さ 75mm)

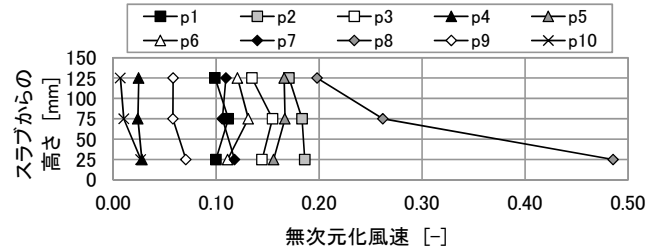


図7 無次元化風速の鉛直分布 (条件1)

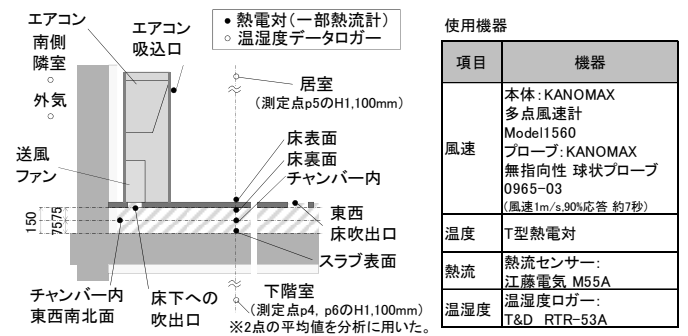


図8 温度、表面温度、表面熱流測定概要

### 5. 床チャンパー内と各表面の温度、表面熱流測定の概要と結果

温度は図8のように、スラブ表面、床チャンパー内、床裏面、床表面と床チャンパー内東西南北壁面、エアコン吸込口、床下への吹出口、東西床吹出口、下階室、居室、南側隣室、外気を、表面熱流は測定点 p1, p3, p10 のみでスラブ表面、床裏面を1分間隔で連続測定した。あわせて西側床吹出口の風速も測定した。測定は送風ファンの風量を一定としてエアコンを稼働させ、定常状態とみなし温度分布を分析するため24時間以上経ってから測定を行った。エアコン風量は表1に示す3条件とし10分間および24時間の平均値を分析に用いた。

図9に各条件の外気、居室と p1 から p10 の測定値を平均したスラブ表面、床チャンパー内の温度とエアコン風量を示す。外気温は24時間で5℃程度変動しているが、エアコン風量や居室温、スラブ表面、床チャンパー内温度はほぼ一定となっている。

図10に各条件の床チャンパー内の鉛直温度分布、居室、床下への吹出口、東西床吹出口の24時間平均温度を示す。多くの測定点でスラブ表面、床表面、床裏面、床チャンパー内の順で温度が高く、床チャンパーに導入された空気ですラブや床板が加熱されていることが分かる。また、床チャンパー内の温度は居室より高いが、東西床吹出口より低い点が多く、床チャンパー内で気流が十分拡散していないことやスラブと壁の接合部分の熱橋部の熱損失などが原因として考えられる。さらに、エアコン風量が小さい条件ほど床下への吹出口の温度は高く、スラブ表面や床裏面の温度差も大きくなってお

表1 実験条件

条件	風量	設定温度	実測日	平均外気温	平均居室温
条件a	280m <sup>3</sup> /h	22℃	2010/12/19 0時~24時	6.9℃	25.0℃
条件b	442m <sup>3</sup> /h	22℃	2011/1/22 0時~24時	5.1℃	25.4℃
条件c	616m <sup>3</sup> /h	22℃	2011/1/9 0時~24時	2.9℃	25.7℃

※風量は、西側床吹出口風速から(1)式で求めた値。  
※平均外気温、平均居室温は実測日の24時間平均値。

り、風量により床チャンパーの温度性状に違いがみられる。

図11に条件cにおける床表面、床裏面、床チャンパー内とスラブ表面の24時間平均温度の水平分布を示す。各面とも風速と同様に水平分布があり、床表面でも最大2℃弱の温度差がある。各面の温度も南北だけでなく東西方向の分布があり、風速の水平分布の影響を受けていると考えられる。

### 6. 表面熱流の対流成分と対流熱伝達率の計算

床チャンパー内の表面熱流を分析するため、(4)式で表面熱流の測定値から放射成分を差し引いて対流成分を計算した。放射成分の計算において、各測定点の温度は図12に示す面の、床チャンパー内東西南北面の測定値はその面の代表温度と仮定した。対流成分をスラブ表面、床裏面とチャンパー内との温度差で整理し図13に示す。

対流成分は温度差と共に大きくなり、その傾きを対流熱伝達率と見なして<sup>注3)</sup>床チャンパー内風速<sup>注4)</sup>で整理し図14に示す。対流熱伝達率はおよそ2~8W/m<sup>2</sup>・Kで、床裏面とスラブ表面では風速に対する傾きが異なる。スラブ表面では風速が小さいほど温度差による上向

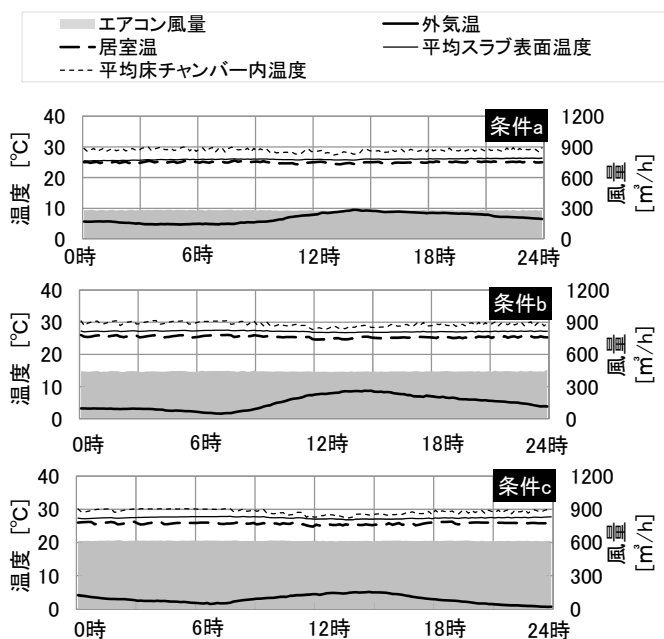


図9 各条件の温度、風量測定結果

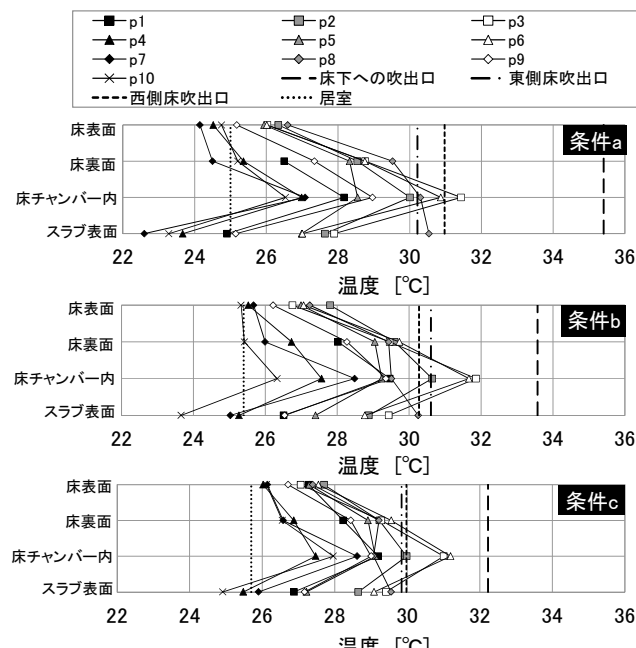


図10 各測定点の24時間平均鉛直温度分布<sup>注1)</sup>

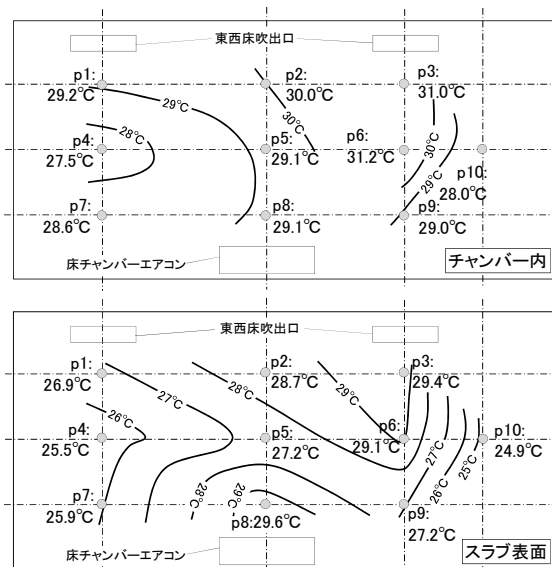
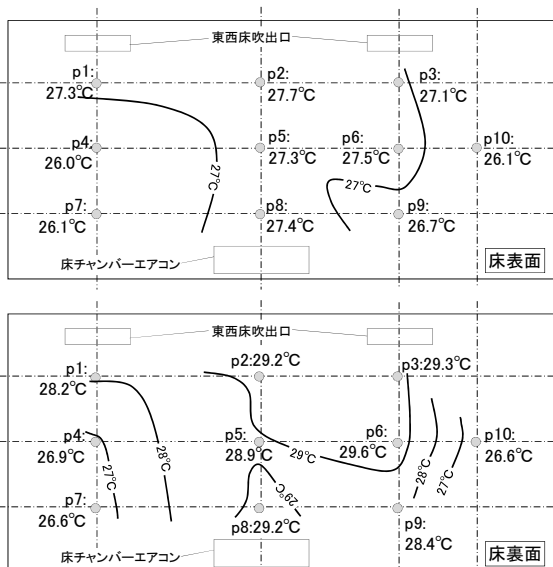


図11 各表面、チャンパー内の24時間平均水平温度分布(条件c)<sup>注2)</sup>

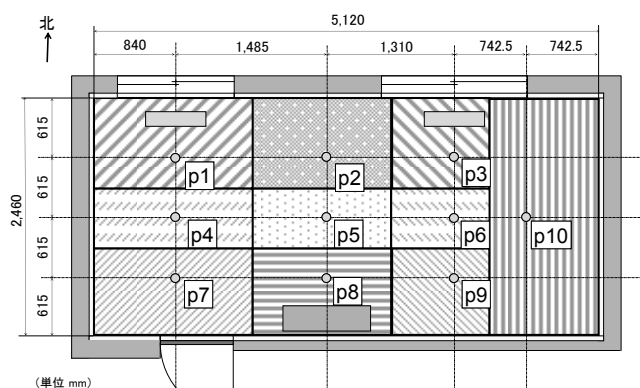


図12 各測定点の代表する面

きの対流が卓越し対流熱伝達率が小さくなったと推測される。また、対流熱伝達率について、回帰式(5)、(6)を得た。

$$q_c = q - \sum_i \phi_{ij} \varepsilon_i \varepsilon_j C_b \left\{ \left( \frac{T_i}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_j}{100} \right)^4 \right\} \quad (\text{ただし } i \neq j) \quad (4)$$

$$\alpha_{c1} = 7.08 v_{pi-75} + 1.20 \quad (5)$$

$$\alpha_{c2} = 3.43 v_{pi-75} + 4.98 \quad (6)$$

- $q_c$ : 表面熱流の対流成分[W/m<sup>2</sup>]
- $q$ : 各測定点での表面熱流の測定値[W/m<sup>2</sup>]
- $\phi_{ij}$ : 形態係数[-]
- $\varepsilon_i, \varepsilon_j$ : 放射率[-] (=0.9と仮定)
- $C_b$ : 黒体の放射定数[W/m<sup>2</sup>・K<sup>4</sup>] (=5.67)
- $T_i, T_j$ : 測定点の絶対温度[K]
- $i, j$ : 測定点を示す添字
- $\alpha_{c1}$ : スラブ表面での対流熱伝達率[W/m<sup>2</sup>・K]
- $\alpha_{c2}$ : 床裏面での対流熱伝達率[W/m<sup>2</sup>・K]
- $v_{pi-75}$ : 測定点 i の高さ 75[mm]における風速[m/s]



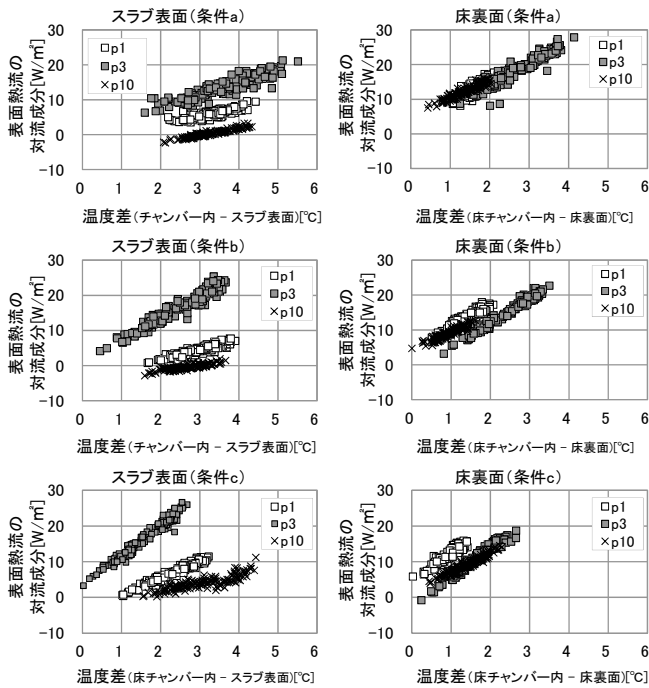


図13 温度差と表面熱流の対流成分

## 7. 温度分布測定時の熱負荷と熱負荷計算

床チャンパー空調の熱負荷は居室と床チャンパー内を合計して求める必要があるため、実験室での測定で明らかとなった床チャンパー内の温度分布や対流熱伝達率について、熱負荷計算での設定法を検討する。温度測定の際の3条件を対象に(7)～(9)式でエアコンの処理熱量、床チャンパー内、居室の熱負荷の実測値を求め、温熱シミュレーションによる熱負荷計算と比較した。

熱負荷計算は、温熱計算シミュレーションプログラム<sup>注5)</sup>を用いて行った。計算モデルは、図15に示すように床チャンパー内を測定点に対応した10室、居室を2室の小部屋に分割<sup>注6)</sup>し、床チャンパー内の小部屋に異なる条件を設定することで温度や気流の水平分布を考慮した計算ができるよう工夫した。各部位の断熱性能などは、同図に示す実験室の仕様を設定した。

南側隣室と下階室は温度測定時の実測温度、東側隣室は下階室と同温、床チャンパー内と居室の小部屋間の間仕切壁はほぼ完全な断熱として、表面温度は床チャンパー内および居室の東西壁面の平均温度とした。実測された外気温を気象データとして取込み、その他日射などの外的影響はないものとし、1時間毎に実測温度や実測に基づく計算値を床チャンパー内の小部屋の温度、スラブ面と床裏面の対流熱伝達率および居室の小部屋の温度として設定し熱負荷を計算した。

$$L_h = (t_2 - t_1) \times C_p \times \rho \times Q_a \quad (7)$$

$$L_{h1} = (t_3 - t_2) \times C_p \times \rho \times Q_a \quad (8)$$

$$L_{h2} = L_h - L_{h1} \quad (9)$$

- $L_h$ : エアコンの処理熱量[kJ/h]
- $L_{h1}$ : 床チャンパー内の熱負荷[kJ/h]
- $L_{h2}$ : 居室の熱負荷[kJ/h]
- $Q_a$ : (1)式より求めたエアコン風量[m³/h]
- $t_1$ : エアコン吸込口温度[°C]

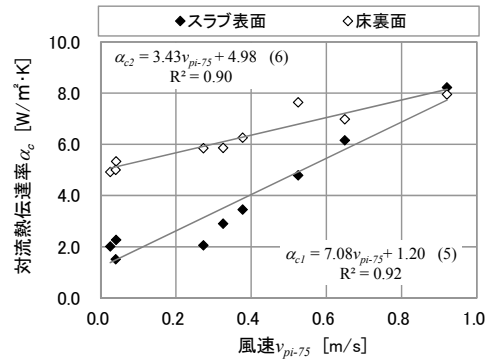
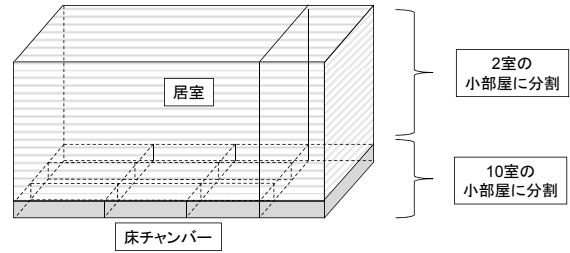


図14 対流熱伝達率計算結果



部位の構成

部位	備考	部位	備考
天井	鉄筋コンクリート200mm +ガラスウール(32K)100mm	床板	合板20mm+合板12mm
壁	鉄筋コンクリート180mm +ガラスウール(32K)50mm	スラブ	鉄筋コンクリート150mm +ガラスウール(32K)50mm

※1 床チャンパー内以外の熱伝達率は、放射熱伝達率を4.7[W/m²·K]、対流熱伝達率は室内側4.4[W/m²·K]、屋外側20.3[W/m²·K]とした。  
 ※2 窓については、熱貫流率を3.23[W/m²·K]と仮定した。

図15 熱負荷計算モデル概要

- $t_2$ : 床下への吹出口温度[°C]
- $t_3$ : 東西床吹出口風速で重み付けした床吹出口平均温度[°C]
- $C_p$ : 空気の定圧比熱[kJ/kg·K] (=1.006)
- $\rho$ : 空気の密度[kg/m³] (=1.293)

## 8. 実測と温熱シミュレーションによる熱負荷の比較

実験室の床チャンパー内におけるスラブと壁の接合部の熱橋による影響を考慮するため、スラブの熱貫流率に対する熱橋部の割増分を見込んだスラブの熱貫流率の比(以後、熱橋係数)を推定した。熱橋係数は、様々な条件での詳細な伝熱計算で求める必要があるため別途検討することとし、ここでは床チャンパー内の外壁や隣室との間仕切壁に接する測定点p1～p4, p7～p10に対応した外周部の小部屋のスラブの熱橋係数を変化させて熱負荷計算を行い、実測値と比較した。熱負荷計算は、表2のCASE1～3の3条件で、床チャンパー内の温度は実測温度、対流熱伝達率は実測に基づく計算値<sup>注8)</sup>を床チャンパー内の10の小部屋それぞれに設定して行った。

条件aの計算結果の時刻変化と24時間積算値を実測値と共に図16に示す。熱負荷の時刻変化はよく再現され、居室では計算条件によらず実測値とほぼ一致するが、床チャンパー内は熱橋係数を3としたCASE1-2が実測値に最も近い。以後、外周部の小部屋におけるスラブの熱橋係数を3とし、CASE1-2を基準に検討する。

続いて、表2のCASE2-1～CASE4-3に示す7条件で熱負荷計算を行った。計算条件はCASE1-2に対し、CASE2-1～2は床チャンパー内の温度を居室温度、東西の床吹出口の平均温度とし、CASE3-1～2は対流熱伝達率計算結果を参考に床チャンパー内のスラブ表面、床裏面

表 2 計算条件

CASE	熱橋係数	床チャンパー内の設定温度	床チャンパー内の対流熱伝達率	設定のグループ分け									
				p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
CASE 1-1	1	床チャンパー内温度の実測値	西側床吹出口風速実測値から計算 注8)	p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
CASE 1-2	3			p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
CASE 1-3	5			p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
CASE 2-1	3	居室温度の実測値	西側床吹出口風速実測値から計算 注8)	p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
CASE 2-2		床吹出口温度の実測値		p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
CASE 3-1	3	床チャンパー内温度の実測値	一律2.0[W/m <sup>2</sup> ]	p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
CASE 3-2		床チャンパー内温度の実測値	一律8.0[W/m <sup>2</sup> ]	p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
CASE 4-1	3	床チャンパー内温度の実測値	西側床吹出口風速実測値から計算 注8)	p1,p4,p7	p2,p5,p8	p3,p6,p9	p10						
CASE 4-2				p1,p2,p3	p4,p5,p6	p7,p8,p9	p10						
CASE 4-3				p1~p10									

※居室の小部屋は、居室の実測値を設定した。  
 ※温度設定、対流熱伝達率はグループ内の平均値を設定した。  
 ※床吹出口温度は東西床吹出口の平均値を設定した。

の対流熱伝達率を一律 2 および 8W/m<sup>2</sup>・K とし、CASE4-1~3 は、床チャンパーの小部屋の設定のグループ分けを東西もしくは南北 3 つの小部屋をグループ化、もしくは全 10 室をグループ化してグループ内の温度と対流熱伝達率の平均値を設定したものである。

各条件の計算結果を CASE1-2 の計算結果、実測時の熱負荷と共に 24 時間積算し図 17 に示す。CASE2-1~2, CASE3-1~2 では CASE1-2 と比べ居室と床チャンパー内を合わせた熱負荷が最大 10%以上変化しているが、設定のグループ分けを変えた CASE4-1~3 では最大 4%程度の違いで、グループ分けによる熱負荷の違いは小さかった。

床チャンパー空調では通常の空調方式の熱負荷計算で設定される居室の温度だけでなく、床チャンパー内の温度や風速で決まる対流熱伝達率を適切に設定することが重要であり、さらに床チャンパー内の温度や気流に水平分布があっても床チャンパー内の平均的な値の設定で、ある程度の精度で熱負荷計算ができることが分かった。

9. まとめ

床チャンパー空調のある実験室での測定で、床チャンパー内の気流や温度は均一でなく、温度は居室より高いが床吹出口より低く、対流熱伝達率は風速に関係しスラブ面と床裏面で特性が異なることが分かった。また、床チャンパーを 10 の小部屋に分割した熱負荷計算モデルを用いて温度や対流熱伝達率の設定法を検討した。その結果、通常の空調方式の計算とは異なり床チャンパー内の温度や風速を考慮する必要があり、水平分布があっても平均的な値の設定により、ある程度の精度で熱負荷を計算できることが分かった。

今後、平均的な床チャンパー内の温度、風速の推定方法を検討する他、夏期冷房時による検証、住宅の断熱性能や運転スケジュールによる熱負荷の違いを分析することで、床チャンパー空調の設計法の確立を目指したい。

参考文献

- 1) 酒井, 草刈, 小林, 荻野: アンケートによる全国一般家庭での暖房使用実態調査(第2報) 居間の暖房使用実態の分析, 空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集, pp. 371~374, 2006. 9
- 2) 羽山, 木下, 倉淵: アンダーフロア空調システムにおける空調給気温度分布と熱量分布に関する研究, 日本建築学会技術報告集, 第5号, pp. 183~188, 1997. 12
- 3) 半澤, 樋口: 低床式アンダーフロア空調システムの二重床内気流分布に関する研究, 日本建築学会技術報告集, 第3号, pp. 200~205, 1997. 12

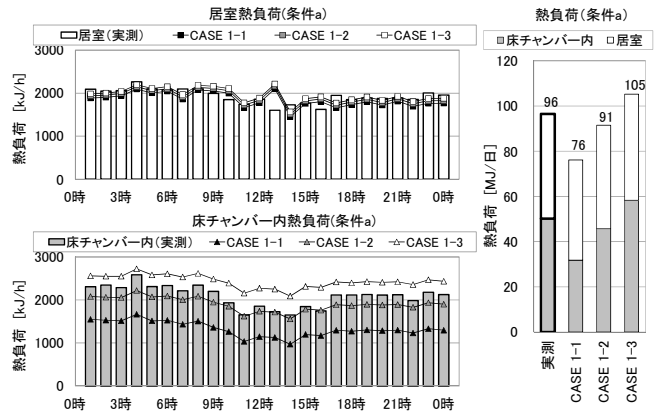


図 16 熱負荷計算結果(条件 a, CASE1-1~3)

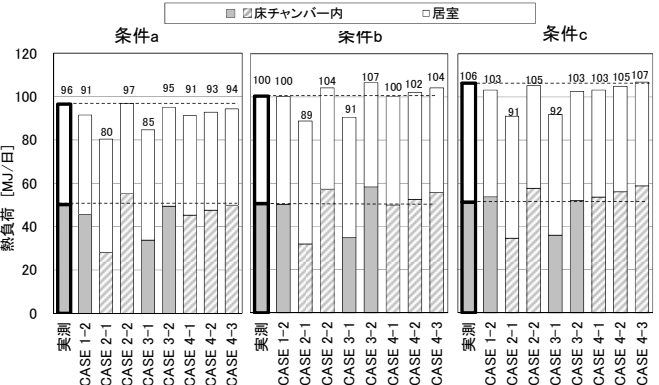


図 17 熱負荷計算結果(条件 a~c, CASE1-2, CASE2-1~CASE4-3)

- 4) 藤田, 富家, 酒井, 鎌田: 低床化に対応した吹出口風量分布の均一化手法床吹出し空調システムに関する研究 その 2, 日本建築学会計画系論文集 第 515 号, pp. 89~95, 1999. 1
- 5) 藤田, 富家, 鎌田: 床下チャンパーまわりの熱移動のモデル化 床吹出し空調システムに関する研究 その 3, 日本建築学会計画系論文集 第 537 号, pp. 63~70, 2000. 11
- 6) 久保, 桜井, 瀬川, 井口, 佐竹: 床下チャンパー方式による集合住宅の空調・換気システムに関する研究(その 9), 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2, pp. 981~982, 2010. 7
- 7) 羽原, 瀬戸, 三浦, 西澤, 澤地: エアコン吹き出し風量の現場測定方法に関する検討, 日本建築学会技術報告集, 第 14 巻, 第 28 号, pp. 513~516, 2008. 10
- 8) 赤嶺ほか 7 名: エアコンの COP 評価における吹出し風量の測定方法について, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 2141~2144, 2007. 8
- 9) 井口, 野村, 寺澤, 赤嶺, 坂本: 住宅における床チャンパーを利用した空調に関する研究(その 1), 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2, pp. 1313~1314, 2011. 8

注

- 注 1) 条件 a および条件 b の測定点 p1 の床表面温度は欠測。
- 注 2) チャンパー内の 30℃の一部, 31℃の等値線は, 測定点の間の温度の検証が必要であるため, 本図には記載していない。
- 注 3) 温度差(床チャンパー内とスラブ表面および床裏面)に対する表面熱流の対流成分の切片が 0 でない測定点があり, 放射成分の計算で温度の水平分布に対する代表点の数が十分でない可能性がある。そのため, ここでは対流熱伝達率は温度差に対する対流成分の傾きとして分析を行った。
- 注 4) 西側床吹出口風速から(1), (2)式で求めた床下への吹出風速と, 風速測定で算出した無次元化風速を(3)式に代入しチャンパー内風速を求めた。
- 注 5) AE-Sim/Heat Ver3.03 (㈱建築環境ソリューションズ)を 1 時間ごとに温度や対流熱伝達率を変化できるように一部改良し利用した。
- 注 6) シミュレーションプログラムの特性上, 居室は床を介して 9 の部屋にまでしか隣接できない制約があり, 居室についても 2 室に分割した。
- 注 7) 窓の熱貫流率は, 居室, 窓表面と外気温を測定しておき, 居室と窓表面の温度差, 居室と外気温の温度差, 室内側の総熱伝達率[W/m<sup>2</sup>・K] (=9.1), 室外側の総熱伝達率[W/m<sup>2</sup>・K] (=25) から推定した。
- 注 8) スラブ表面, 床裏面の対流熱伝達率は, 注 4) よりチャンパー内風速を求め(5), (6)式で求めた。

[2012 年 2 月 20 日原稿受理 2012 年 4 月 3 日採用決定]

冷房時の測定と熱負荷計算手法の構築  
住宅における床チャンバー空調の設計法に関する研究 その2

日本建築学会環境系論文集, 第78巻, 第688号, pp.523~528, 2013.6



# 冷房時の測定と熱負荷計算手法の構築 住宅における床チャンバー空調の設計法に関する研究 その2

## MEASUREMENT UNDER COOLING CONDITION AND DEVELOPMENT OF THERMAL LOAD SIMULATION METHOD

A methodology for designing the air-conditioning system using floor-chambers in a residence Part 2

井口雅登\*, 野村圭吾\*\*, 坂本雄三\*\*\*

Masato IGUCHI, Keigo NOMURA and Yuzo SAKAMOTO

This paper describes some results measured under cooling condition in the experimental residence that was equipped with an air-conditioning system using floor-chamber as shown on the Part 1. Horizontal temperature distribution was recognized in the floor chamber according to those results. Thermal load simulations are also described to develop a methodology for designing. The simulations were carried out by inputting those measured conditions in the existing program. Agreement between the measured results and the simulated ones is considerably good. Therefore it is verified that the simulation method is valid and useful in developing a methodology for designing this air-conditioning system.

**Keywords :** Residence, Air-conditioning, Floor-chamber, Thermal load simulation, Convective heat transfer coefficient

住宅, 空調, 床チャンバー, 熱負荷計算, 対流熱伝達率

### 1. はじめに

本研究では前報<sup>2)</sup>に引き続き、効率の良い電動ヒートポンプ式小型エアコン（以下、単に「エアコン」という）を用いた住宅用床チャンバー空調の設計法確立を目指す。住宅の床チャンバー空調に関しては、実測や熱性状の分析事例はいくつか<sup>3),4),5)</sup>注1)があるが、エアコンで加熱・冷却された空気を送風ファンで給気する床チャンバー空調の設計手法は取りまとめるに至っていない。本研究では、住宅を対象にした床チャンバー空調に必要な断熱性能や空気分配に関する条件などを、実測とシミュレーションにより明らかにし、その結果を快適性と低ランニングコストを両立させる空調システムの設計手法として取りまとめる。

床チャンバー空調は、通常の空調方式とは異なり床チャンバーを給気経路とする。それゆえ、床チャンバー内の気流性状や熱性状が明らかになっている必要があり、熱負荷計算もそのような性状が考量された計算モデルを使用しなければならない。

前報では、実験室での床チャンバー内において気流性状を把握し、気流に水平分布があることを確認した。また、暖房時の床チャンバー内の温度分布や対流熱伝達率を明らかにし、暖房時の熱性状に関する知見をまとめた。さらに、床チャンバーを10の小スペースに

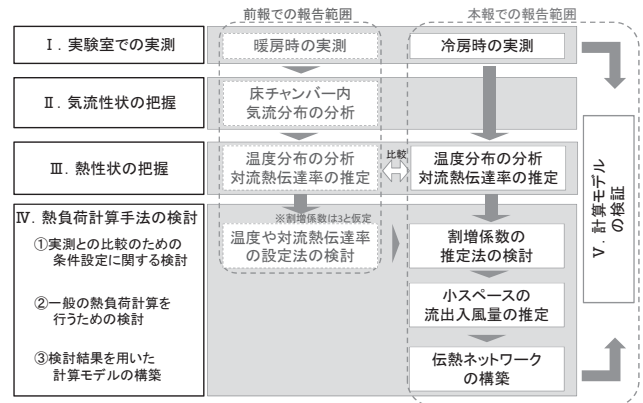


図1 研究の流れ

分割した熱負荷計算を行い、床チャンバー内に温度の水平分布があっても、精度よく熱負荷を計算できることを明らかにした。

本報では図1に示す通り、まず冷房時の実測で床チャンバー内の温度分布や対流熱伝達率を求めて冷房時の熱性状を明らかにした。次に、実験室の床スラブと外壁の接合部分に形成される熱橋に対する割増係数<sup>注2)</sup>（本報では、スラブの熱貫流率に対する熱橋部の割増

本報の一部は、既発表文献<sup>1)</sup>に大幅に修正、加筆を加えたものである。

\* 東京電力(株)建設部土木・建築技術センター  
建築計画技術グループ

\*\* 清水建設(株)

\*\*\* 独立行政法人建築研究所 理事長・工博

Construction Department, Tokyo Electric Power Company

SHIMIZU CORPORATION

Chief Executive, Building Research Institute, Dr. Eng.

分を見込んだスラブの熱貫流率との比をいい、前報では一律3と仮定した)を数値計算で推定した。これは、床チャンパー内の熱損失の計算においては、このような熱橋による影響は無視できないと考えたからである。また、精度の高い熱負荷計算を行うためには、床チャンパー内部を小スペースに分割して計算を行う必要があるが、その時に必要になる小スペース相互の流入風量を、CFDによって推定した。最後に、実測と数値計算によって得られた床チャンパー内の気流性状や熱性状に関する知見に基づき、熱負荷計算用の伝熱ネットワークを構築し、既存の熱負荷計算プログラムを使用して熱負荷計算を行った。算出された熱負荷と温度は、実測結果と照合・比較され、このような熱負荷計算方法の妥当性が検証された。

## 2. 温度、表面温度、表面熱流の実測と対流熱伝達率の推定

冷房時の実測は、前報と同様の実験室(図2参照)において、図3に示す測定点で温度や表面熱流(p1, 3, 10のスラブ表面, 床裏面)を1分間隔で測定した。あわせて西側床吹出口の風速を測定し、前報と同様にエアコン風量を求めた。測定は、エアコンを稼働させ、送風ファンの風量を一定とし、24時間以上経過してから行った。実測は、エアコン風量に対して表1に示す2条件で行った。

図4に両条件の外気温度、居室温度、スラブ表面温度(p1~10を平均)、床チャンパー内温度(p1~10を平均)とエアコン風量を示す。両条件とも外気温度は24時間で8℃程度変動しているが、居室温度、スラブ表面温度、床チャンパー内温度はほぼ一定である。

図5に両条件における床チャンパー内の鉛直温度分布、居室温度、床下への吹出口温度、東西床吹出口温度を示す(いずれも24時間平均値)。当然のことではあるが、鉛直断面では床チャンパー内が最も低温であり、床チャンパーに供給された空気ですラブや床板が冷

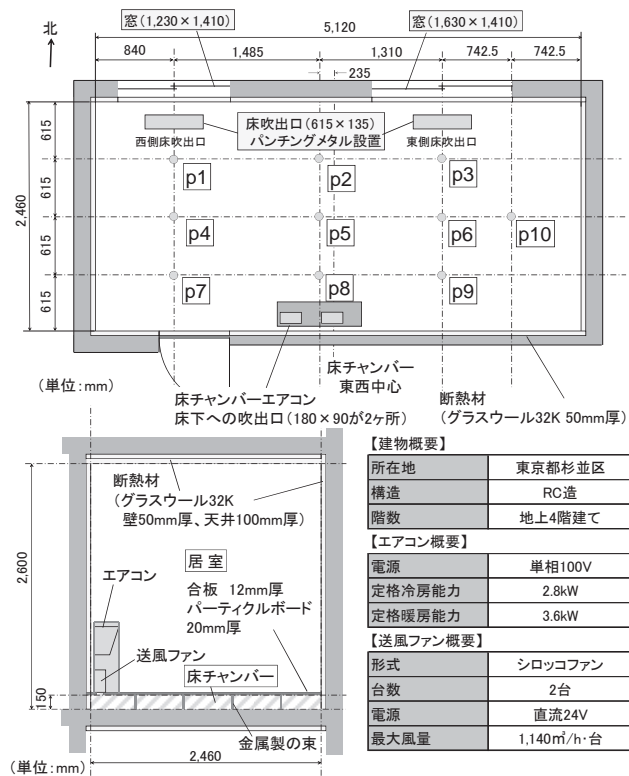


図2 実験室概要

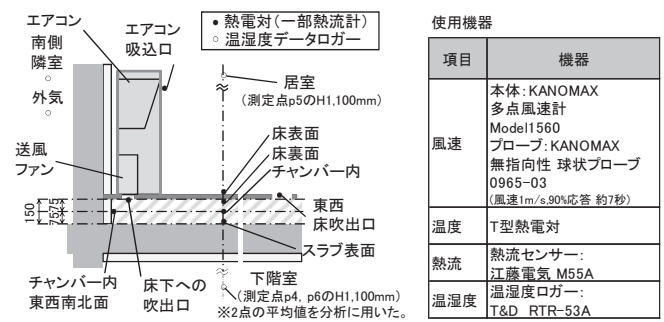


図3 温度、表面温度、表面熱流測定概要

表1 実験条件

条件	エアコン風量	設定温度	実測日	外気温度	居室温度
条件a	313m³/h	16℃	2011/5/19 0時~24時	21.3℃	15.8℃
条件b	655m³/h	25℃	2011/7/17 0時~24時	31.4℃	25.4℃

※外気温度、居室温度は実測日の24時間平均値

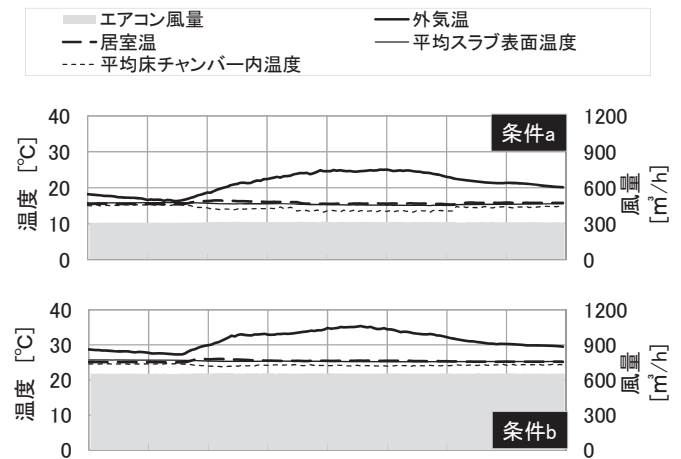


図4 条件aと条件bにおける温度と風量の測定結果

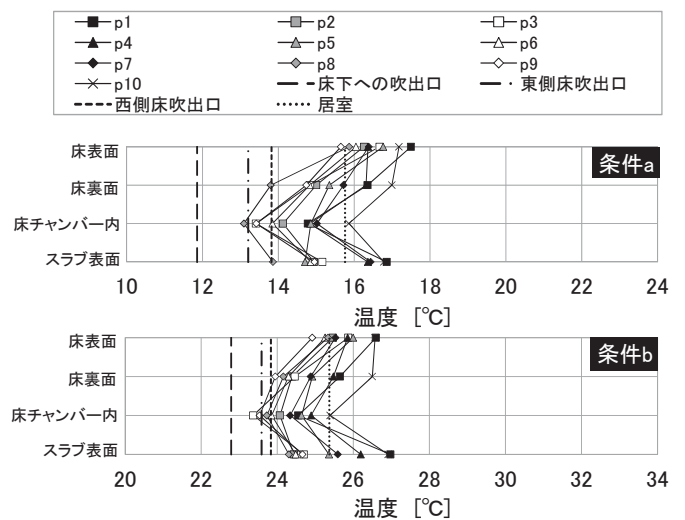


図5 床断面の鉛直温度分布など(24時間平均値)

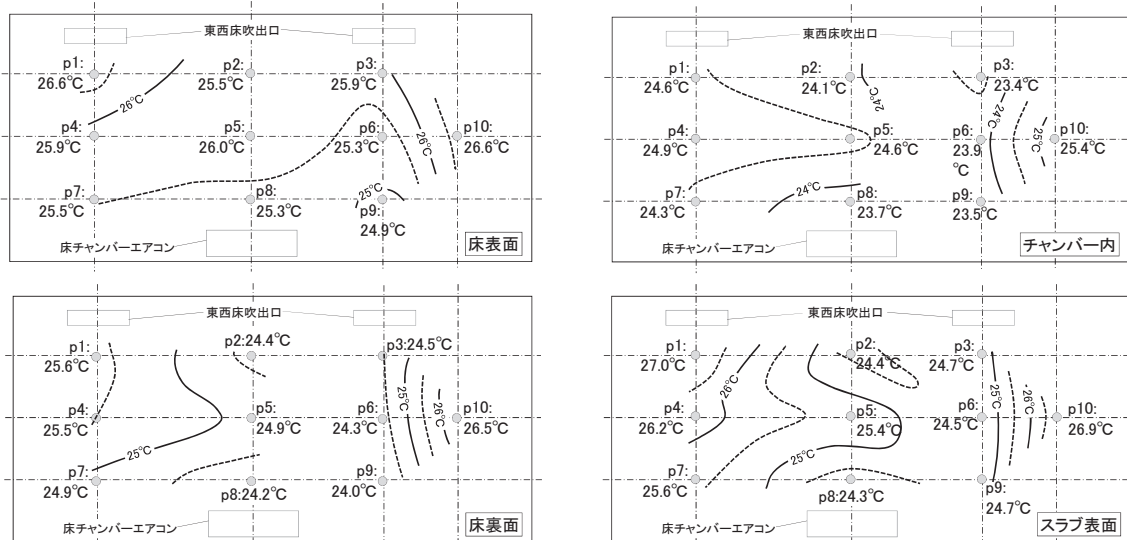


図6 各表面，床チャンパー内の水平温度分布（条件b，24時間平均値）

却されていることが分かる。前報で示した暖房時では、床チャンパー内が最も温度が高かったので、冷房時と暖房時とは温度のプロファイルが逆になっている。また、床チャンパー内温度は、東西床吹出口温度より高い点が多く、暖房時と同様に床チャンパー内での空気の混合が不十分であることを示唆している。

図6<sup>注4)</sup>に条件bの床表面温度と床裏面温度，床チャンパー内温度，スラブ表面温度（いずれも24時間平均値）の水平分布を示す。各面とも少なからず温度差があり，床表面でも最大1.7°Cの温度差がある。前報で示した気流分布の測定結果と同様に，各面とも南北だけでなく東西方向にも温度の差があり，床チャンパー内の気流分布の影響を受けていると推察される（暖房時の温度分布も同様）。

次に，前報の暖房時と同様にスラブ表面と床裏面の対流熱伝達率を求めた。対流成分の伝達熱量は，表面熱流の測定値から計算で求めた放射成分を差し引いて求めた。放射成分の計算には，図7に示すp1~10におけるスラブ表面温度と床裏面温度，床チャンパー内の東西南北面の温度を用いた。対流伝達熱量をスラブ表面と床チャンパー内空気との温度差，あるいは床裏面と床チャンパー内空気との温度差で除して対流熱伝達率とした。こうして求めた対流熱伝達率を床チャンパー内風速<sup>注5)</sup>で整理して図8に示す。図には，比較のため，前報で求めた暖房時の回帰式から得られる関係も示した。

図8をみると冷房時の対流熱伝達率は，スラブ表面の方が床裏面より大きい。図5より，スラブ表面では不安定な温度分布（高さと共に温度が低くなる）で上向きの熱流となり，床裏面では安定な温度分布（スラブ表面と逆）で下向きの熱流となることが原因だと思われる。暖房時は，逆にスラブ表面に比べ床裏面の方が不安定な温度分布で対流熱伝達率が大きく，以上のことが確認できる。風速が強まれば，こうした安定度の影響は相対的に弱まるので，結果として対流熱伝達率の風速に対する傾きは両面で異なる。なお，冷房時の対流熱伝達率について回帰式を求めれば，次式(1)，(2)となる。

$$\alpha_{c1} = 3.60v_{pi-75} + 4.35 \quad (1)$$

$$\alpha_{c2} = 5.61v_{pi-75} + 0.90 \quad (2)$$

$\alpha_{c1}$ : スラブ表面での対流熱伝達率[W/m<sup>2</sup>·K]

$\alpha_{c2}$ : 床裏面での対流熱伝達率[W/m<sup>2</sup>·K]

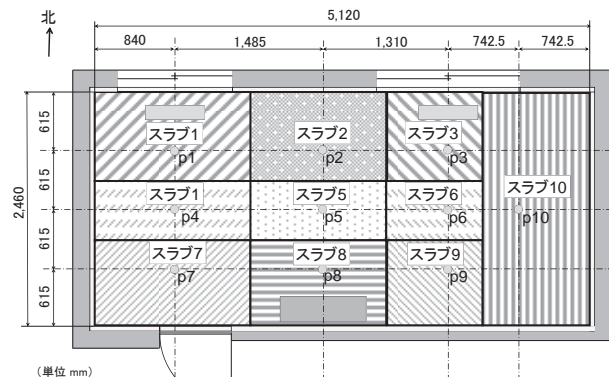


図7 各測定点の代表する面

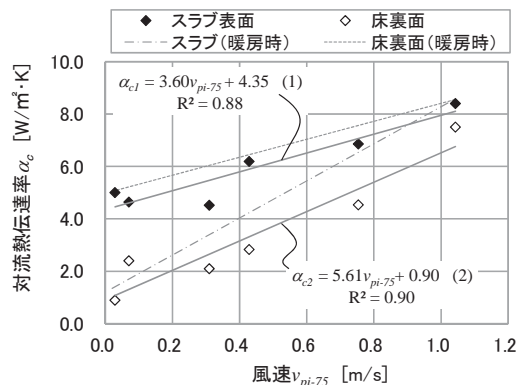


図8 対流熱伝達率計算結果

$v_{pi-75}$ : 測定点 i の高さ 75 [mm] における風速 [m/s]

i: 測定点を示す添字

### 3. 熱負荷計算手法の検討

#### 3.1 検討の進め方

前報に示したが，実用的には床チャンパーを1室とし，平均的な床チャンパー内温度や対流熱伝達率を設定して，熱負荷を計算することは可能である。しかし，本報では，計算値と実測値を比較照合して，熱負荷計算の妥当性を検証するため，計算（熱負荷シミュレーション）はより精度の高い計算モデルを設定して行うこととした。

この目的を達成するために、床チャンバーを10の小スペースに分割し、各小スペースに温度節点を設定した。また、既述のように、実験室の床スラブと外壁の接合部分に形成される熱橋に対する割増係数を躯体伝熱計算結果から推定した。さらに、床チャンバー内の温度節点相互の熱移動係数を定めるために、CFDを用いて小スペース相互の流出入風量を推定した。

### 3.2 躯体伝熱計算による割増係数の推定法の検討

割増係数は、図9に示すように床チャンバー内温度、下階室温度、隣室温度、外気温度の影響を受ける。また、想定する温度節点の位置によっても割増係数は変化する。割増係数には躯体の熱容量等も影響すると考えられるが、定常状態を仮定し、実験室の1日平均の各部温度から割増係数を推定した。

割増係数を推定するための躯体伝熱計算は、数値計算プログラム<sup>6)</sup>を用いた。図10に示すように、実験室のコンクリート躯体を小さい格子に分割し、熱伝導計算を行った。各表面には、表2<sup>注6)</sup>の隣接する空気温度と表面熱伝達率を設定した。非定常熱伝導計算により、60時間後の計算結果を定常状態と仮定し、スラブ1~10の平均表面熱流を求めた(上向きを正)。計算に用いた温度は、表3の4条件である。

図11にスラブ表面の平均熱流計算結果を示す。条件-冷房1は上向きの熱流、条件-暖房1~3は下向きの熱流である。床スラブと外壁との接合部(熱橋)の影響を受けて、外気や隣室に面するスラブ1~4や7~10において熱流が大きく、室中央のスラブ5,6で熱流が小さい。こうした結果から分かるように、平均表面熱流は外気温度と下階室温度(隣室温度も同温度)に明らかに依存しているので、(3)式のように表すことができる。図11に示した熱流と温度条件を代入して、重回帰分析を行うと、表4のように、(3)式中の未定係数が定まる。この未定係数を用いて回帰式から求めた平均表面熱流は、

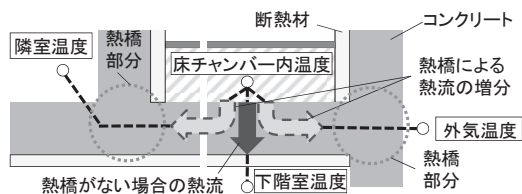


図9 熱橋部分と周辺の温度および熱流

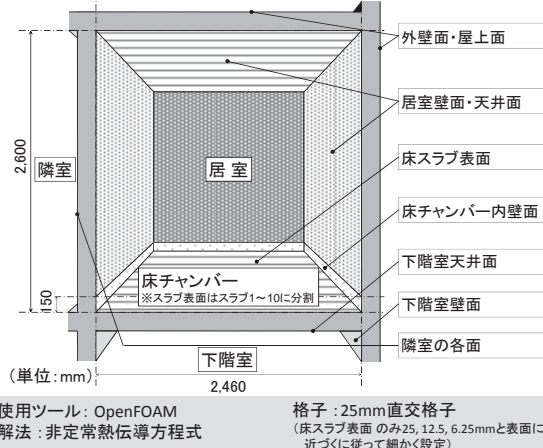


図10 躯体伝熱計算における計算モデルと計算方法

表2 隣接する空気温度と表面熱伝達率の設定

計算モデルの面	隣接する空気温度 [°C]	断熱材の熱コンダクタンス [W/m²·K]	総合熱伝達率 [W/m²·K]
外壁面・屋上面	外気温度	-	23
居室壁面・天井面	居室温度	0.72	9
床スラブ表面	床チャンバー内温度	0.72	5
床チャンバー内壁面			
下階室天井面	下階室温度	-	9
下階室壁面			
隣室の各面	隣室温度	-	9

表3 温度設定条件

	床チャンバー内温度 [°C]	外気温度 [°C]	下階室温度・隣室温度・居室温度 [°C]
条件-冷房1	26	35	30
条件-暖房1	26	20	25
条件-暖房2	26	5	25
条件-暖房3	26	5	10

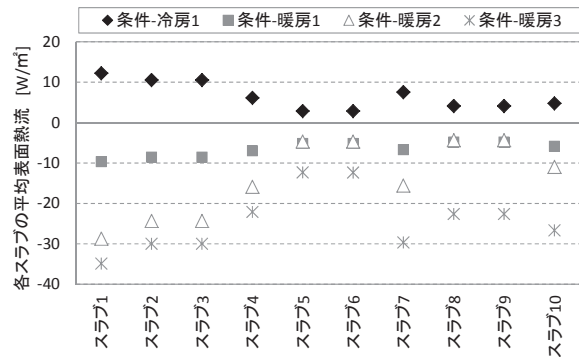


図11 平均表面熱流計算結果

表4 未定係数計算結果

	未定係数		R² [-]	未定係数		R² [-]
	a <sub>11</sub> [W/m²·K]	a <sub>21</sub> [W/m²·K]		a <sub>11</sub> [W/m²·K]	a <sub>21</sub> [W/m²·K]	
スラブ1	-1.35	-0.39	0.96	-0.23	-0.47	0.92
スラブ2	-1.15	-0.36	1.00	-0.70	-0.91	1.00
スラブ3	-1.15	-0.36	1.00	-0.16	-1.18	0.98
スラブ4	-0.74	-0.38	0.99	-0.16	-1.18	0.98
スラブ5	-0.23	-0.47	0.92	-0.47	-1.01	0.99
スラブ6				-0.23	-0.47	0.92
スラブ7				-0.70	-0.91	1.00
スラブ8				-0.16	-1.18	0.98
スラブ9				-0.16	-1.18	0.98
スラブ10				-0.47	-1.01	0.99

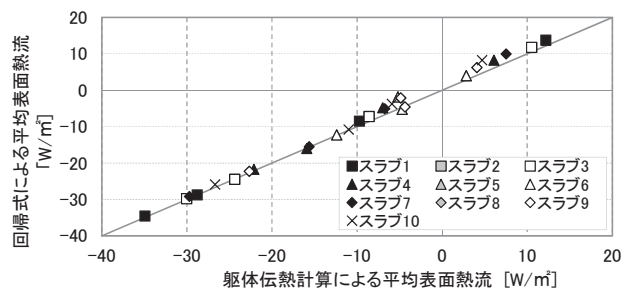


図12 躯体伝熱計算と回帰式による平均表面熱流の比較

表5 割増係数計算結果

	チャンパー内温度 [°C]	下階室温度 [°C]	外気温度 [°C]	スラブ1 [-]	スラブ2 [-]	スラブ3 [-]	スラブ4 [-]	スラブ5 [-]	スラブ6 [-]	スラブ7 [-]	スラブ8 [-]	スラブ9 [-]	スラブ10 [-]
前報-条件a	28.9°C	9.7°C	6.9°C	3.5	3.0	3.0	2.2	1.3	1.3	3.0	2.4	2.4	2.8
前報-条件b	29.4°C	8.0°C	5.1°C	3.4	3.0	3.0	2.2	1.3	1.3	3.0	2.4	2.4	2.7
前報-条件c	29.3°C	6.9°C	2.9°C	3.5	3.0	3.0	2.2	1.3	1.3	3.1	2.4	2.4	2.8
条件a	14.3°C	21.3°C	21.3°C	3.1	2.7	2.7	2.0	1.2	1.2	2.9	2.4	2.4	2.6
条件b	24.2°C	32.4°C	31.4°C	2.8	2.4	2.4	1.8	1.2	1.2	2.7	2.4	2.4	2.5



図 12 に示すように、躯体伝熱計算の結果とよく一致する。よって、本報では、(4)式と(5)式を用いて、さらに割増係数を計算した。このようにして求めた割増係数を表 5 に示す。

$$h_i = a_{1i}(t_1 - t_0) + a_{2i}(t_2 - t_0) \quad (3)$$

$$h_0 = (t_2 - t_0) \cdot K_s \quad (4)$$

$$\beta = h_i / h_0 \quad (5)$$

- $h_i$ : スラブ i における平均表面熱流[W/m<sup>2</sup>]
- $a_{1i}, a_{2i}$ : スラブ i に関する未定係数[W/m<sup>2</sup>・K]
- $t_0, t_1, t_2$ : 床チャンパー内温度[°C], 外気温度[°C], 下階室および隣室温度[°C]
- $h_0$ : 熱橋がない場合のスラブ平均表面熱流[W/m<sup>2</sup>]
- $K_s$ : スラブの熱貫流率[W/m<sup>2</sup>・K](=0.56)
- $\beta$ : 割増係数[-]
- $i$ : スラブの番号を示す添字

### 3. 3 CFD による小スペースの流出入風量の推定

前報では床チャンパー内の各小スペースに実測した温度を設定して熱負荷計算を行った。しかし、設計などのために行う一般の熱負荷計算の場合には、小スペースの温度は未知数であり、各小スペースの熱バランスから計算される。このような計算を実行するためには、各小スペースの相互の流出入風量を明らかにして、熱負荷計算に組み込んでおかなければならない。本報では、数値計算プログラム<sup>⑥</sup>の CFD により、図 13 に示すように床チャンパーを模擬して床チャンパー内における風速ベクトルの定常解を求めた。

この計算結果のうち、床チャンパー内の p1~10 における高さ 25, 50, 75mm の点における計算値と前報に示した実測値（それぞれ、床下への吹出口風速で無次元化）を比較し図 14 に示す。実測値に比べ計算値の風速が小さい点もあるが、無次元化風速（実測値）が 0.15~0.20 の範囲は実測値と計算値はよく整合し、床チャンパー内で卓越する気流は概ね実測結果をシミュレートできていると思われる。そこで、計算結果から床チャンパー内の各小スペースの間の壁面を通過する風量を計算して、図 15 に示す各小スペースの流出入風量（床下への吹出風速で無次元化）とした。

### 3. 4 伝熱ネットワークによる熱負荷計算とその計算結果

3. 2 で示した熱橋の割増係数および 3. 3 で示した各小スペースの流出入風量を使用することを前提として、熱負荷計算用の伝熱ネットワークを構築した。図 16 にその概要を示す。この計算モデルでは、居室と床チャンパー内の小スペースの他に独立したエアコン室を設ける。このような伝熱ネットワークの設定によって、エアコン室温度や小スペースの温度、居室温度が計算できる。

既存の熱負荷シミュレーションプログラム<sup>⑦</sup>にこの伝熱ネットワークを入力し、暖房時の実測 5 条件（前報および本報）の熱負荷計算を行い実測結果と比較した。熱橋部の割増係数は表 5 に示す数値を、床チャンパー内各小スペースの流出入風量は図 15 に示した数値を使用した。エアコン室の温度は実測値（床下への吹出口温度）を、エアコン風量は実測された西側吹出口風速から求めた風量を設定した。対流熱伝達率は床チャンパー内風速（エアコン風量と床下への吹出口面積から求めた床下への吹出口風速と実測による

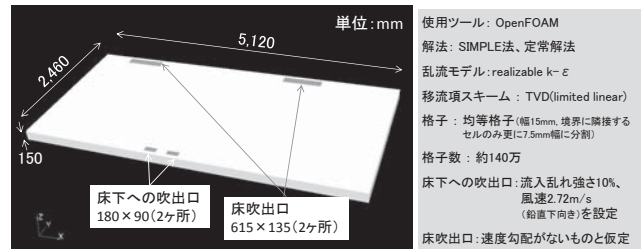


図 13 CFD における計算モデルと計算方法

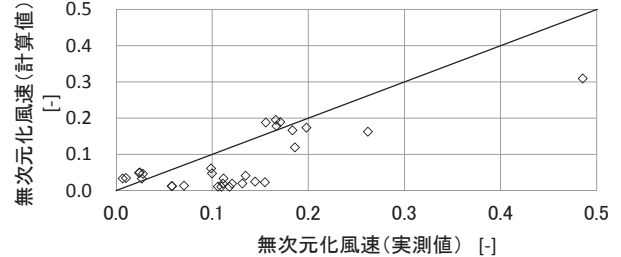


図 14 計算と実測による床チャンパー内の風速の比較

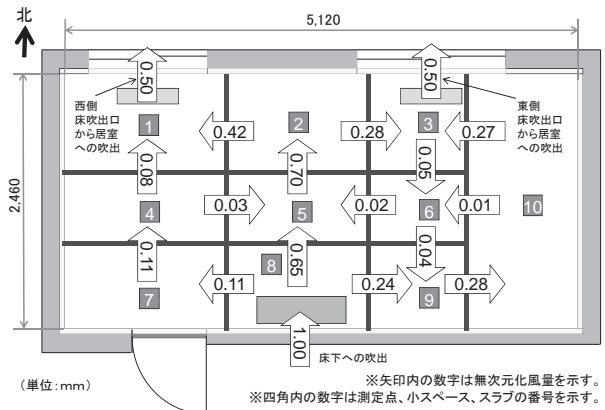
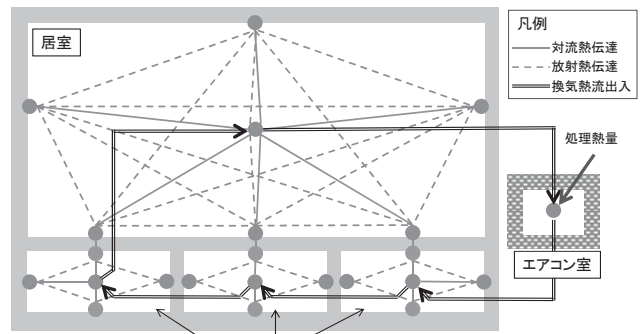


図 15 各小スペースの流出入風量計算結果



※床チャンパー内の小スペースの間の壁は、熱コンダクタンスと対流熱伝達率を限りなく小さく設定した。シミュレーションプログラムでは、放射熱伝達は部屋全ての面の温度を用いて計算されるため、放射熱伝達率を限りなく小さく設定すると床裏への熱貫流の計算に影響を及ぼしたため、放射熱伝達率は4.7[W/m<sup>2</sup>・K]を設定。※エアコン室の各面は、熱コンダクタンス、対流熱伝達率および放射熱伝達率を限りなく小さく設定。

図 16 熱負荷計算用の伝熱ネットワークの概要

無次元化風速から算出) から式(1), (2), 前報の式(5), (6)にて求めて設定した。居室温度、下階室温度、隣室温度および外気温は実測値を入力した。なお、日射と夜間放射は無視した。また、計算および実測では顕熱のみを扱い、潜熱は対象外とした。

1 時間 ごとのスラブ表面温度、床チャンパー内温度、床裏面温度、床表面温度、および処理熱量（熱負荷）に関して、計算値と実測値とを比較し図 17<sup>⑧</sup>に示す。暖房時（前報・条件 a~c）に、スラブ

表面温度の計算値が実測値より低い傾向が見られるが、他の温度は概ね一致している。処理熱量についても、多少の差はあるが、計算値と実測値は概ね一致している。

冷房時（条件 a と b）においても、計算値と実測値は概ね一致していると言える。ただし、盛夏期の実測であった条件 b では処理熱量の計算値がやや小さい。日射の影響を無視したため、日射による躯体蓄熱の影響等が再現できなかったことが原因だと考えられ、実際の建物を想定して計算する際は日射の影響を考慮する必要がある。

以上のとおり、計算値は概ね実測値と一致していると認められ、伝熱ネットワークによる熱負荷計算の妥当性が示された。

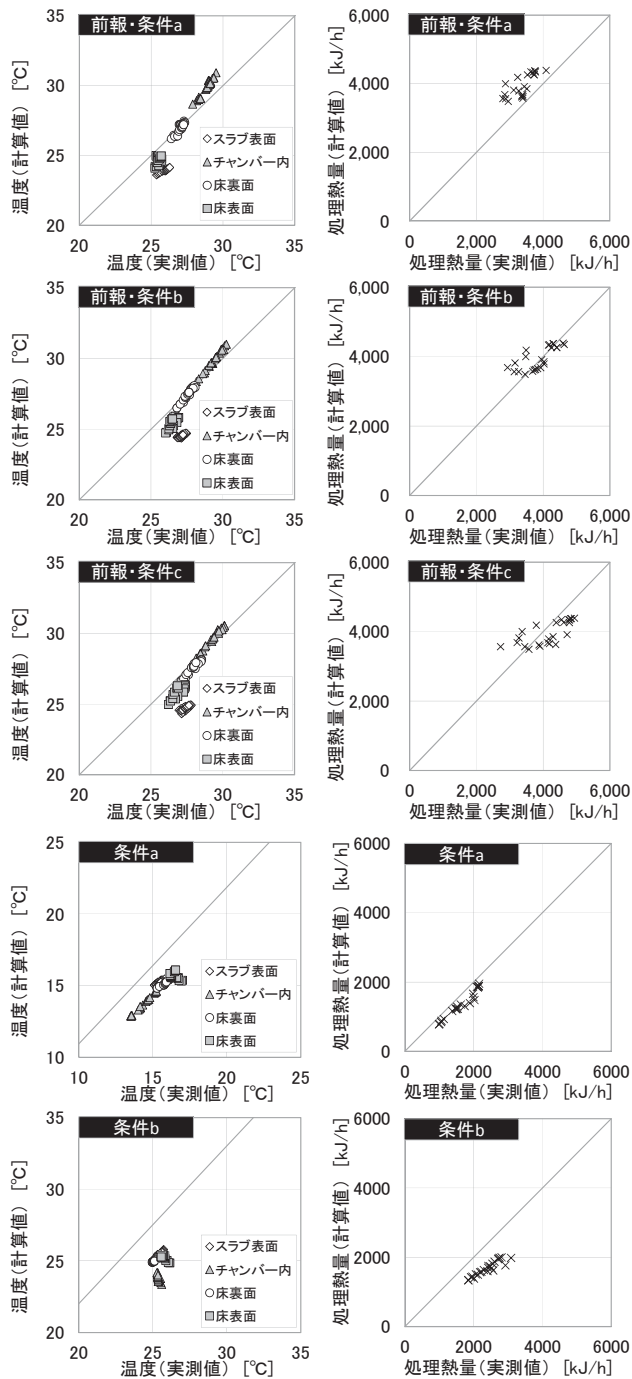


図 17 計算と実測による温度、処理熱量の比較

#### 4. まとめ

床チャンパー内の気流性状と熱性状に関する実測、および、CFD や躯体伝熱計算の結果を利用して伝熱ネットワークによる熱負荷計算手法を構築した。また、この手法によって得られた計算値と実測値とを比較して、本計算手法の妥当性を確認した。

今後は、構築した熱負荷計算手法を用いて、外壁や床スラブに必要な断熱性能と外界気象との関係など、本空調システムの設計に必要な事項について調べる。また、集合住宅だけでなく戸建住宅も対象として、本床チャンパー空調の特性を実住宅で検証していく。こうした結果を取りまとめ、床チャンパー空調の設計法を構築する。

#### 謝辞

数値計算については、(株)OCAEL の今野氏にご協力いただいた。また、論文作成にあたり東京大学生産技術研究所の加藤信介教授の助言をいただいた。記して謝意を表す。

#### 参考文献

- 1) 坂本, 野村, 寺澤, 井口, 赤嶺, 今野: 住宅における床チャンパーを利用した空調に関する研究 (その4) 冬期における床チャンパー内の気流と熱流, 空気衛生調和工学会大会学術講演論文集, pp. 2137-2140, 2011.9
- 2) 井口, 野村, 寺澤, 赤嶺, 坂本: 住宅における床チャンパー空調の設計法に関する研究 その1 床チャンパーにおける熱と気流の性状及び熱負荷計算, 日本建築学会技術報告集, 第40号, pp. 983-988, 2012.10
- 3) 入口, 吉野, 植田: 床下蓄熱暖房型パッシブ換気システムを用いた住宅の室内熱空気環境及びエネルギー消費に関する長期測定, 日本建築学会技術報告集 第14号, pp. 199-202, 2001.12
- 4) 福島, 鎌田, 北谷, 月館, 仁木, 末永: 床下専用放熱器の開発とユニット型住宅への適用 一床下空間を利用した空気循環型全室暖房システムの開発と適用 その2一, 日本建築学会技術報告集 第22号, pp. 311-314, 2005.12
- 5) 藤田, 岩前, 松下, 北川, 埴淵: 実棟実験による基本的熱挙動の把握 温暖地の戸建て住宅における床下暖房システムに関する研究 その1, 日本建築学会環境系論文集 第607号, pp. 65-70, 2006.9
- 6) OpenCFD Ltd.: OpenFOAM, <http://www.openfoam.com/>, 2012.10.30 参照
- 7) (株)建築環境ソリューションズ: AE-Sim/Heat 操作マニュアル, 2010.7

#### 注

- 注1) その他のオフィスビルを含めた床チャンパー空調に関する文献は前報の参考文献<sup>1)~6)</sup>を参照。
- 注2) 前報では、熱橋係数といったが、混同を避けるため本報では割増係数という。
- 注3) 冷房条件での測定期間に制約があったため、条件 a は外気温が盛夏期より 10℃程度低い時期に行い、エアコンの設定温度を 16℃と盛夏期の実測より 9℃低くして測定を行った。
- 注4) 床裏面および床チャンパー内の 24℃の一部の等値線は、測定点の間の温度の検証が必要であるため、本図には記載していない。
- 注5) 前報と同様に、西側床吹出口風速から床チャンパー内風速を求めた。
- 注6) 居室天井は実際の断熱材が 100mm 厚のところ、50mm 厚相当で計算しているが、居室天井の伝達率の違いはスラブ表面での熱流に及ぼす影響は小さいものとし、本計算結果で検証を進めた。
- 注7) 総合熱伝達率について、床チャンパー内は放射熱伝達による影響を小さく、対流熱伝達率を一律 5[W/m<sup>2</sup>・K]として総合熱伝達率を 5[W/m<sup>2</sup>・K]とした。その他の面は、室内側については、総合熱伝達率 9[W/m<sup>2</sup>・K]、室外側については、総合熱伝達率 23[W/m<sup>2</sup>・K]と設定した。
- 注8) AE-Sim/Heat Ver3.03 (株)建築環境ソリューションズ)において、1時間ごとに設定温度を変化できるように一部改良し用いた。
- 注9) 前報・条件 a および b の測定点 p1 における床表面温度は欠測。

(2012年11月10日原稿受理、2013年2月27日採用決定)

温熱シミュレーションによる熱負荷の分析  
住宅における床チャンバー空調の設計法に関する研究 その3

日本建築学会環境系論文集，第78巻，第694号，2013.12，pp.939-945，2013.12



# 温熱シミュレーションによる熱負荷の分析

## 住宅における床チャンバー空調の設計法に関する研究 その3

### ANALYSIS OF HEATING LOAD USING THE THERMAL SIMULATION

#### A methodology for designing the air-conditioning system using floor-chambers in a residence Part 3

井口雅登\*, 坂本雄三\*\*

Masato IGUCHI and Yuzo SAKAMOTO

The thermal simulation method for the air-conditioning system using floor-chambers in a residence was developed and verified the validity as shown on the Part 2. In this paper, heating load was analyzed using the thermal simulation, a methodology of which was shown on the Part 2. The simulation was performed for the experimental residence shown on the Part 1 and for a model residence. As one of several results, difference is found in heating load between the air-conditioning system using floor-chamber and the conventional one. Some useful knowledge in designing the air-conditioning system using floor-chamber was shown by that thermal simulation.

**Keywords :** Residence, Air-conditioning, Floor-chamber, Thermal simulation, Heating load

住宅, 空調, 床チャンバー, 温熱シミュレーション, 熱負荷

### 1. はじめに

本研究では既報<sup>1)</sup>および前報<sup>2)</sup>に引き続き、効率の良い電動ヒートポンプ式小型エアコン（以下、単に「エアコン」という）を用いた住宅用床チャンバー空調の設計法確立を目指している。そのために、前報において、床チャンバー内の気流性状と熱性状に関する実測の結果、および CFD や躯体伝熱計算の結果を利用して伝熱ネットワークによる温熱シミュレーションの手法を構築した。また、そのシミュレーションの結果は実測結果と比較・照合され、両者の整合性が確認された。

本報では、その温熱シミュレーション手法を用いて様々なシミュレーションを行い、本研究で対象とする床チャンバー空調（以下、「床チャンバー方式」という）の設計や評価において重要と思われる項目について分析を行う。例えば、床チャンバー方式では床チャンバーの部分だけは空調対象の気積が必ず増えるため、通常の壁掛けエアコンなどを利用した方式（以下、「通常方式」という）に比べれば熱負荷が大きくなると考えられる。このような熱負荷の増大がどの程度なのか定量的に把握し、設計と評価に役立てようというのが本報の趣旨である。

異なる暖房方式の比較については、通常方式と床暖房との比較に関する研究<sup>3), 4), 5), 6)</sup>が多く行われており、床チャンバー方式と通常方式を比較した研究はあまり行われていない。また、床チャンバー方式に類似した方式での温熱シミュレーションは、床下給気方式

表 1 本報における分析項目

計算対象	分析項目
既報の実験室	<ul style="list-style-type: none"> <li>○床チャンバー内の基礎的な熱特性の違いによる分析                             <ul style="list-style-type: none"> <li>・エアコン風量(床下給気温度)</li> <li>・床板の仕様(床板の熱コンダクタンス)</li> <li>・スラブ下の断熱材の厚さ(スラブの熱コンダクタンス)</li> </ul> </li> <li>○床チャンバー方式と通常方式の比較                             <ul style="list-style-type: none"> <li>・各所温度と熱負荷に関する分析</li> </ul> </li> <li>○対流熱伝達率の設定に関する検証                             <ul style="list-style-type: none"> <li>・CFDの計算結果から計算した値を設定した場合との比較</li> </ul> </li> </ul>
集合住宅モデル	<ul style="list-style-type: none"> <li>○CFDによる床チャンバー内の風速と床吹出口の風量の分析                             <ul style="list-style-type: none"> <li>・床下への吹出口の位置</li> </ul> </li> <li>○床下への吹出口および床チャンバー内の分割に関する分析                             <ul style="list-style-type: none"> <li>・床チャンバー内の分割の有無</li> <li>・床下への吹出口の位置による違い</li> </ul> </li> <li>○床チャンバー方式と通常方式の比較                             <ul style="list-style-type: none"> <li>・熱負荷の違いに関する分析</li> </ul> </li> </ul>

<sup>7), 8)</sup>や個別送風ファンによる全館空調<sup>9)</sup>での研究例があるが、エアコンを用いた床チャンバー方式では、研究例<sup>10)</sup>は少ない。

本報で取り上げた分析項目を表 1 に示す。表に示すように、本報では計算対象とした住戸が二つある。一つは、既報において実験室として用いた住戸であり、もう一つは実際の集合住宅を想定したときに考えられる住戸（以下、「集合住宅モデル」という）である。

温熱シミュレーションについては、床チャンバー内の気流および熱性状に関して、筆者らのこれまでの研究で次の点が明らかになっ

\* 東京電力(株)東京支店

\*\* 独立行政法人建築研究所 理事長・工博

Tokyo Branch Office, Tokyo Electric Power Company

Chief Executive, Building Research Institute, Dr. Eng.

ており、これらの結果を踏まえ、前報で示した伝熱ネットワークを設定し計算を行った。

- (a) 床チャンパー内では、空気の出入りの位置関係などに対応して、風速および温度に分布が生じる。
- (b) 床チャンパー内の熱性状は、流入空气の温度に依存する。
- (c) 床チャンパー内の対流熱伝達率は、チャンパーの上下面および暖房時と冷房時とで異なる。

また、温熱シミュレーションは既報同様に「AE-Sim/Heat ver. 3.04」<sup>11)</sup>を用いて行い、潜熱については省略して計算を行った。

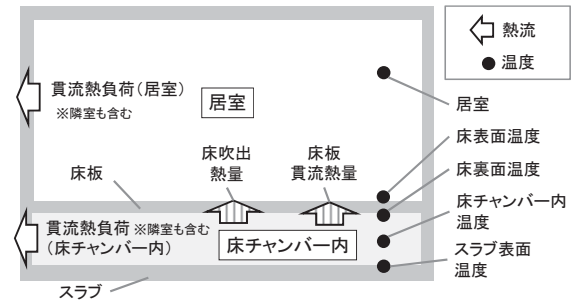


図1 計算結果のとりまとめ方法

## 2. 既報の実験室を対象とした検討

### 2.1 検討と計算の概要

既報の実験室を対象として、床チャンパー内の基礎的な熱特性の違いによる分析、および通常方式との比較を行う。本章の計算は、定常計算とし、日射および夜間放射は無視した。計算結果は図1の通りにまとめ<sup>11)</sup>、スラブ面、床チャンパー内、床裏面、床表面の温度は、各面の節点の平均値を計算した。熱量については、床チャンパー内の外壁面（隣室との間仕切壁を含む）とスラブ面の節点における表面熱流量の合計を「貫流熱負荷（床チャンパー内）」、床チャンパー内の床裏面の節点における表面熱流量の合計を「床板貫流熱量」、床チャンパー内から居室の節点に空気流動により伝達される熱量を「床吹出熱量」、居室の外壁面（隣室との間仕切壁を含む）と天井面の節点における表面熱流量の合計を「貫流熱負荷（居室）」とした。なお熱量は、実験室の床面積あたりの熱量を求め、スラブ端部の熱橋は考慮していない。

### 2.2 床チャンパー内の基礎的な熱特性の違いによる分析

温熱シミュレーションは、外気および隣室・下階室に表2に示す温度を設定し、居室が目標温度となるようエアコン室の設定温度を調節して計算を行った。計算条件は表3の9条件で、計算は暖房条件および冷房条件で行った。風量の3条件では、エアコンの風量を変えることで、床下への流入空气の温度である床下給気温度を変化させた。また、床板の3条件では、床チャンパーの上面を構成する床板の熱コンダクタンスを、スラブ断熱の3条件では、スラブ下の断熱材の厚さにより床チャンパーの下面を構成するスラブの熱コンダクタンスを変化させた。計算結果のうち、図2および図3に、各所温度と「貫流熱負荷（床チャンパー内）」、「床板貫流熱量」、「床吹出熱量」（合計は床面積あたりの全体の熱負荷に等しい）を示す。

まず図2の暖房条件について分析する。風量の3条件では、風量が大きくなると、各所温度が低くなり「床板貫流熱量」が小さく、「床吹出熱量」が大きくなっている。熱負荷が同じであれば、風量の増加により床下給気温度が低くなるため、床チャンパー内温度も低くなって、「床板貫流熱量」は小さくなる。一方、風量が増えた分だけ「床吹出熱量」が大きくなり、全体の熱負荷はあまり変わらない結果となっている。

次に、床板の3条件では、床板の熱コンダクタンスが大きくなると、床表面の温度は高くなるが、その他の温度は低くなっている。床板の熱コンダクタンスの増加に伴い、「床板貫流熱量」が大きくなるが、床板への貫流熱量が増えると、床チャンパー内温度が低くなるため、「床吹出熱量」が小さくなり、この場合も全体の熱負荷はあ

表2 温度条件

	外気温	隣室・下階室の温度	居室の設定温度
暖房条件	5°C	15°C	20°C
冷房条件	32°C	30°C	28°C

表3 計算条件

条件	風量1	風量2	風量3	床板1	床板2	床板3	断熱1	断熱2	断熱3
風量	300m <sup>3</sup> /h	450m <sup>3</sup> /h	600m <sup>3</sup> /h						
床板	量60mm+ パーティクルボード20mm	量60mm+ パーティクルボード20mm	量60mm+ パーティクルボード20mm +合板12mm						
スラブ断熱	75mm	50mm	25mm						

※床下給気温度については、温熱シミュレーションによって計算された温度を記す。  
※風量1、床板2、断熱2は同一条件。

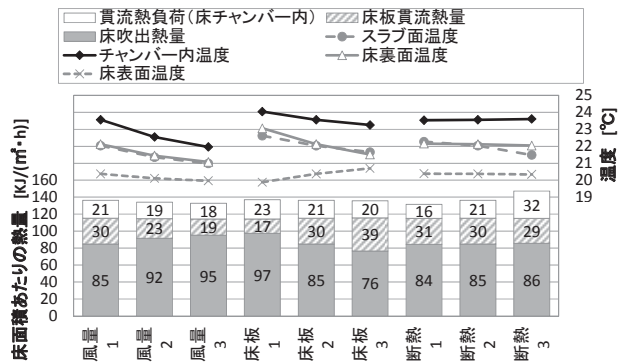


図2 熱特性の違いによる温度と熱量（暖房条件）

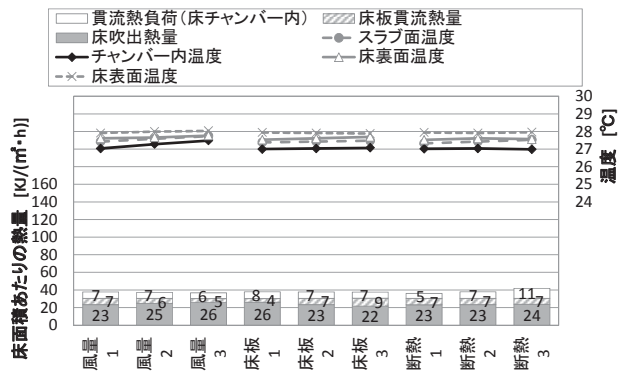


図3 熱特性の違いによる温度と熱量（冷房条件）

まり変わらない。

また、スラブ断熱の3条件では、スラブの熱コンダクタンスが高くなると、スラブ面温度が低くなるが、その他の温度や「床吹出熱量」および「床板貫流熱量」はあまり変わらない。一方、「貫流熱負荷（床チャンパー内）」は大きくなり、全体の熱負荷が増えている。

図3の冷房条件は暖房条件と比べ温度差が小さく、暖房条件のように明瞭な差はないが、温度は暖房条件と逆の傾向となり熱量は同様の結果となっている。「床板貫流熱量」、「床吹出熱量」は、床下給気温度と床板の熱コンダクタンスにより変化したが、全体の熱負荷はスラブの熱コンダクタンスを変えた場合のみしか変化しなかった。

### 2.3 床チャンパー方式と通常方式の比較

床チャンパー方式と通常方式における各所温度と熱負荷を比較する。通常方式は、通常の熱負荷計算と同様に空気流動や床チャンパー内の対流熱伝達率の違いを考慮せず<sup>注2)</sup>、居室に目標温度を設定して熱負荷を計算した。

計算条件は表4の18条件で、暖房条件および冷房条件において、隣室・下階室の温度を3通りに変化させた。床チャンパー方式は、床表面温度が通常方式と異なるため、通常方式では居室の作用温度が床チャンパー方式と同等となる条件も計算した。計算結果のうち、床チャンパー内温度および床表面温度と「貫流熱負荷（床チャンパー内）」、「貫流熱負荷（居室）」（合計は床面積あたりの全体の熱負荷に等しい）を図4、図5に示す。

暖房条件をみると、床チャンパー方式は、通常方式に比べ床チャンパー内温度および床表面温度が高く、床チャンパー内および居室とも貫流熱負荷が大きい。床チャンパー内の温度が高いことや、床表面温度が高いことによる床表面から居室内の各面への放射熱伝達の増加により熱負荷が大きくなっていると考えられる。

冷房条件では、こちらも暖房条件ほど明瞭な傾向は現れないが、床チャンパー方式は、通常方式に比べ床チャンパー内温度と、床表面温度が低く、貫流熱負荷が大きくなっている。暖冷房の両条件とも、床チャンパー方式の熱負荷は、隣室・下階室と居室の温度差と共に大きくなり、室温を同等とした通常方式に比べ10~13%大きく、作用温度を同等とした通常方式と比べても8~11%大きくなった。

### 2.4 対流熱伝達率の設定に関する検証

本温熱シミュレーション手法では、床チャンパー内の風速から床チャンパーの上面および下面の対流熱伝達率を設定する。床チャンパー内の風速は、実測結果だけでなくCFDによる計算結果が用いられることが想定される。前報において、実測結果とCFDによる計算結果を比較した際、計算結果の方が床チャンパー内の風速が小さい点もあり、両者には若干の差があった。そのため、このような床チャンパー内の風速の差が温熱シミュレーション結果にどの程度影響するか検証しておく必要がある。

検証は、暖房条件である既報条件cと冷房条件である前報条件bにおいて行う<sup>注3)</sup>。対流熱伝達率を計算する際の床チャンパー内の風速に、前報のCFDの計算結果を用いた場合と前報の実測結果を用いた場合の2通りの温熱シミュレーションを行い、両者を比較する。計算は、前報と同様に実測結果から求めた外気温や床下給気温度を用いて行い、1時間ごとに計算した24時間分の各面の平均温度と熱

表4 計算条件

条件	隣室・下階室の温度	空調方式	居室の設定温度	居室の作用温度
暖房条件	10℃	床チャンパー方式	20.0℃	19.4℃
		通常方式(作用温度同等)	20.3℃	19.4℃
		通常方式(室温同等)	20.0℃	19.1℃
	15℃	床チャンパー方式	20.0℃	19.5℃
		通常方式(作用温度同等)	20.3℃	19.5℃
		通常方式(室温同等)	20.0℃	19.2℃
20℃	床チャンパー方式	20.0℃	19.5℃	
	通常方式(作用温度同等)	20.2℃	19.5℃	
	通常方式(室温同等)	20.0℃	19.4℃	
冷房条件	32℃	床チャンパー方式	28.0℃	28.2℃
		通常方式(作用温度同等)	27.9℃	28.2℃
		通常方式(室温同等)	28.0℃	28.3℃
	30℃	床チャンパー方式	28.0℃	28.2℃
		通常方式(作用温度同等)	27.9℃	28.2℃
		通常方式(室温同等)	28.0℃	28.2℃
28℃	床チャンパー方式	28.0℃	28.1℃	
	通常方式(作用温度同等)	27.9℃	28.1℃	
	通常方式(室温同等)	28.0℃	28.2℃	

※床チャンパー方式の条件は、基本的な熱特性の違いによる分析における「風量2」とした。  
※外気温は、冬期5℃、夏期32℃とした。

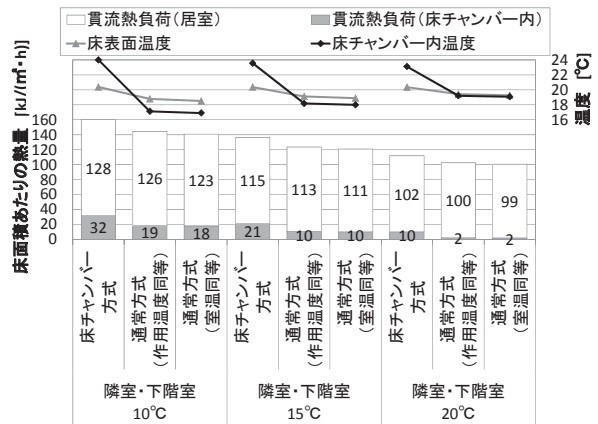


図4 空調方式の違いによる温度と熱量（暖房条件）

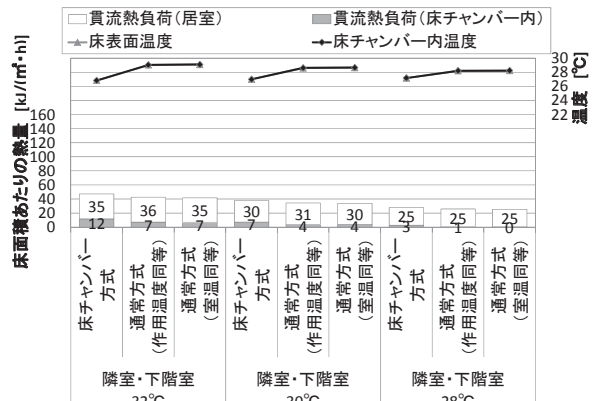


図5 空調方式の違いによる温度と熱量（冷房条件）

負荷を比較する。

図6に計算結果の比較を示す。既報・条件cのスラブ面の温度は、CFDの計算結果を用いた方が低くなっている。既報・条件cでは、スラブ端部の熱橋部分の熱損失を考慮したため、スラブの熱コンダクタンスが小さい。さらに、暖房条件で室内外温度差が大きいため、対流熱伝達率の設定の違いによる影響が大きくなったと考えられる。その他の点では、両者はよく整合しており、対流熱伝達率の計算に用いる床チャンパー内風速をCFDによる計算結果としても、実測結果を用いた場合との差は小さい結果となった。

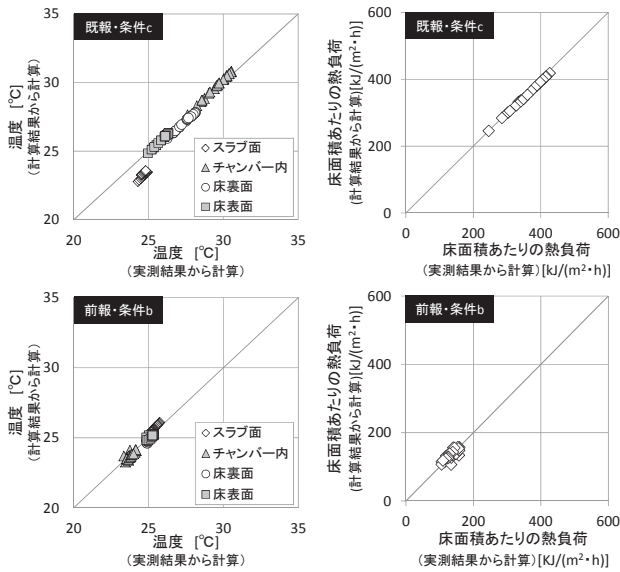


図6 対流熱伝達率の設定方法の違いによる温度と熱負荷

### 3. 集合住宅モデルを対象とした検討

#### 3.1 検討と計算の概要

集合住宅モデルを対象に床吹出口の位置や床チャンパー内の分割に関する検討を行い、床チャンパー方式と通常方式の比較を行う。対象は、図7および表5に示すように3LDKの間取りの最上階中住戸で、居室は6室、床チャンパーは12の小スペースで構成されている。エアコン室は天井裏に設置されるものとし、図中には表現されていない。床下への吹出口は、床チャンパー中央付近としたCASE1またはCASE1より東側としたCASE2の2通りで、床吹出口はLD、洋室(西)、洋室(東)に合計4ヶ所設けた。また、断熱性能を変化させた分析を行うため、断熱条件は、表6の3条件から1条件を選択する。

#### 3.2 CFDによる床チャンパー内の風速と床吹出口の風量の分析

床チャンパー内の風速と床吹出口の風量を分析するため、数値計算プログラム<sup>12)</sup>を用いて、図8のようにCFDにより床チャンパー内の風速ベクトルを計算した。計算は、床下への吹出風量を400m<sup>3</sup>/hとし、床下への吹出口をCASE1またはCASE2とした2条件で行った。

風速ベクトルの計算結果から小スペースごとの平均風速(床下への吹出風速6.2m/sで無次元化)を計算し、図9に示す。床下への吹出口に近いサンタリー1(床下)などの小スペースで無次元化風速が0.04程度と大きくなるが、その他の小スペースでは0.01~0.03程度となっている。既報の実験室では、無次元化風速は0.1~0.2程度の小スペースが多くあったが、それに比べると集合住宅モデルの方が無次元化風速が小さくなっている。その理由として、集合住宅モデルの面積は74.4m<sup>2</sup>と既報の実験室の12.6m<sup>2</sup>より大きいため、気流が十分拡散し風速が小さくなったことが考えられる。

次に、風速ベクトルの計算結果から各床吹出口の風量(床下への吹出風量で無次元化)を計算して、図10に示す。無次元化風量は、CASE1をみると4つの床吹出口とも0.24~0.26で均等に空気が分配されているが、CASE2では住戸の西側にあるLD(西)と洋室(西)でそれぞれ0.30、0.32とCASE1に比べ25%、28%大きくなり、逆に

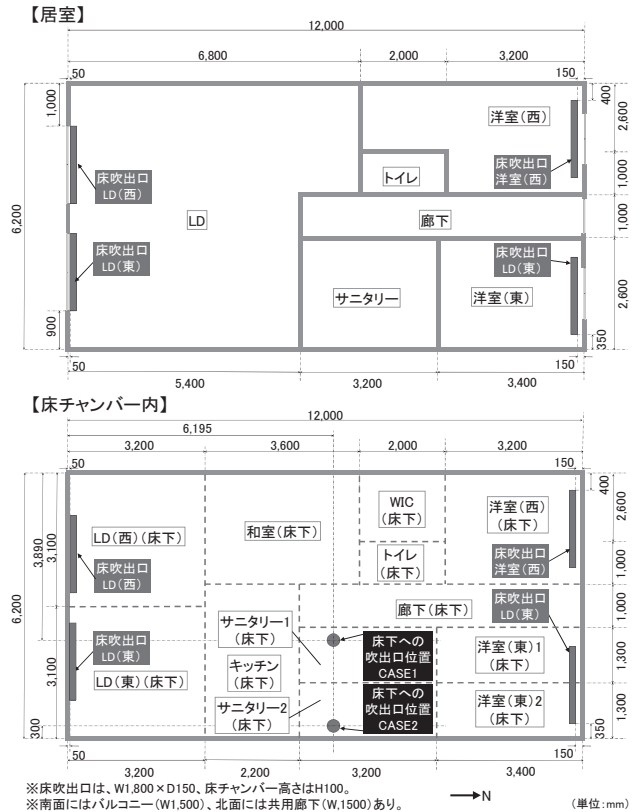


図7 集合住宅モデルの平面図

表5 集合住宅モデルの概要

項目	仕様
プラン	3LDK(最上階中住戸)
専有部面積	74.4m <sup>2</sup>
天井高さ	2.500mm(廊下のみ2.150mm)
窓・開口部	LD: W1,190mm×H2,000mm 洋室(西)、(東): W1,190mm×H1,100mm 廊下: W790mm×H2,000mm

表6 断熱条件

	断熱条件1	断熱条件2	断熱条件3
屋根	RC180mm+硬質ウレタンフォーム65mm	RC180mm+硬質ウレタンフォーム30mm	RC180mm+硬質ウレタンフォーム10mm
壁(外皮)	RC135mm+硬質ウレタンフォーム30mm	RC135mm+硬質ウレタンフォーム20mm	RC135mm+硬質ウレタンフォーム10mm
壁(戸境)	RC135mm	RC135mm	RC135mm
床(スラブ下)	RC150mm+住宅用グラスウール断熱材32K 50mm	RC150mm+住宅用グラスウール断熱材32K 50mm	RC150mm+住宅用グラスウール断熱材32K 50mm
サッシの熱貫流率	2.33W/(m <sup>2</sup> ・K)	3.49W/(m <sup>2</sup> ・K)	3.49W/(m <sup>2</sup> ・K)
床面積あたりの熱損失係数	1.34W/(m <sup>2</sup> ・K)	1.90W/(m <sup>2</sup> ・K)	2.68W/(m <sup>2</sup> ・K)
夏期日射取得係数	0.023	0.034	0.058

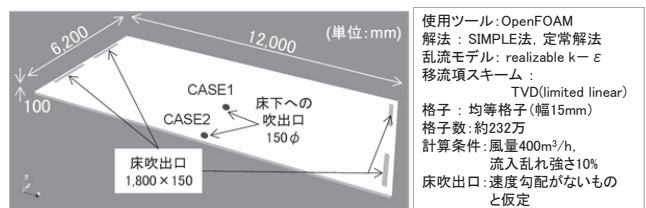


図8 CFDによる計算概要



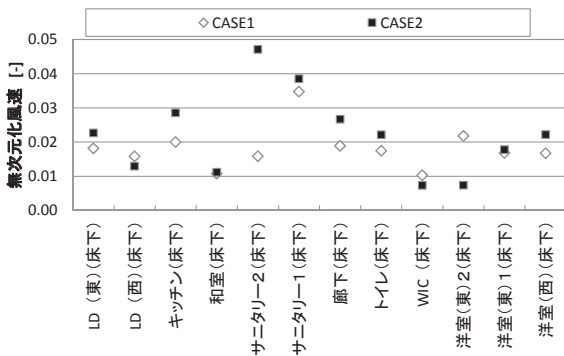


図9 平均風速の計算結果

住戸の東側にあるLD(東)と洋室(東)の風量はそれぞれ20%, 31%小さくなっている。床下への吹出口を東側に移動させることで、東西方向の風量バランスが変化する傾向がみられた。また、前報と同様に風速ベクトルの計算結果から小スペースの流出入風量(床下への吹出し風量で無次元化)を計算し表7に示す。

### 3.3 温熱シミュレーションの概要

温熱シミュレーションは、表8に示す条件を設定して行った。床チャンパー方式の計算では、全体のエアコン風量は800m<sup>3</sup>/h<sup>(注4)</sup>として、小スペースの流出入風量は表7の無次元化風量から計算した。また、床チャンパー内の対流熱伝達率は、検証の結果を踏まえ、CFDの計算結果による小スペース内の平均風速を用いて計算し設定した。エアコン室の温度は未知であるため、室内外温度差と日射による熱負荷を想定した(1)および(2)式で計算した温度を設定<sup>(注5)</sup>し、後に各居室が目標温度になっていることを確認することとする。また、通常方式の計算では、LD、洋室(西)、洋室(東)にエアコンを設置して目標温度を入力し、熱負荷を求めた。

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{暖房時: } \theta_a = \theta_i + \frac{(\theta_i - \theta_o) \cdot 3.6QS}{\rho C_p Q_V} \quad (1) \\ \text{冷房時: } \theta_a = \theta_i - \frac{(\theta_o - \theta_i) \cdot 3.6QS + (I_d + \sin I_b) \cdot \mu S}{\rho C_p Q_V} \quad (2) \end{array} \right.$$

### 3.4 床下への吹出口および床チャンパー内の分割に関する分析

計算は表9に示すように、床下への吹出口をCASE1またはCASE2とした条件で、床チャンパーを12の小スペースに分割した場合と小スペースを1室に統合した場合<sup>(注6)</sup>で行った。床チャンパーを1室に統合した計算では、床チャンパー内の温度差がない条件での計算が可能で、計算結果に差がなければ計算を簡略化することもできる。

図11に床\_分割1の年間温熱シミュレーション結果のうち外気温、エアコン室温度および平均居室温度(LD、洋室(西)、洋室(東)の3室を平均した温度)と暖冷房熱負荷を示す。暖房時でエアコン室温度は25℃、平均居室温度は20℃程度、冷房時でエアコン室温度は26℃、平均居室温度は28℃程度になっており、熱負荷は暖房時で最大110kJ/(m<sup>2</sup>・h)、冷房時で50kJ/(m<sup>2</sup>・h)程度であった。

図12に各条件におけるLD、洋室(西)、洋室(東)と関連する床チャンパー内の温度を暖冷房運転時のみ平均<sup>(注7)</sup>して示す。各条件のLD、洋室(西)、洋室(東)の温度は、暖房時は20℃、冷房時は28℃

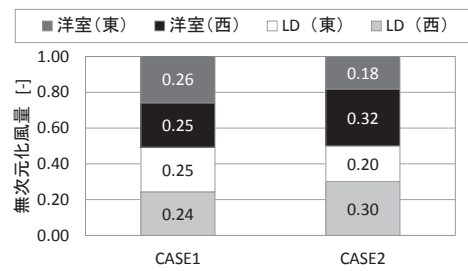


図10 床吹出風量の計算結果

表7 各小スペースの流出入風量

流出側の小スペース	流入側の小スペース	CASE1	CASE2	流出側の小スペース	流入側の小スペース	CASE1	CASE2
LD(東)(床下)	キッチン(床下)	-0.27	-0.22	WIC(床下)	洋室(西)(床下)	0.11	0.09
LD(西)(床下)	キッチン(床下)	-0.04	-0.07	LD(西)(床下)	サニタリー2(床下)	-0.23	0.70
LD(西)(床下)	和室(床下)	-0.18	-0.21	LD(西)(床下)	洋室(東)1(床下)	0.01	-0.07
キッチン(床下)	サニタリー2(床下)	-0.09	-0.28	キッチン(床下)	サニタリー1(床下)	0.45	0.40
キッチン(床下)	サニタリー1(床下)	-0.20	-0.13	キッチン(床下)	廊下(床下)	-0.01	0.00
キッチン(床下)	廊下(床下)	-0.12	-0.05	キッチン(床下)	LD(東)(床下)	0.02	0.02
和室(床下)	トイレ(床下)	0.05	0.02	和室(床下)	LD(西)(床下)	0.10	0.17
和室(床下)	WIC(床下)	0.02	0.02	和室(床下)	キッチン(床下)	0.14	0.08
サニタリー2(床下)	洋室(東)2(床下)	0.14	0.02	サニタリー2(床下)	廊下(床下)	0.11	0.16
サニタリー1(床下)	洋室(東)1(床下)	0.11	0.16	サニタリー1(床下)	廊下(床下)	0.07	0.12
トイレ(床下)	洋室(西)(床下)	0.07	0.11	トイレ(床下)	洋室(西)(床下)	0.09	0.07

表8 温熱シミュレーションにおける設定

項目	床チャンパー方式	通常方式
気象データ	拡張アメダス(東京)	
暖冷房期間	暖房:11/18~4/14、冷房:6/8~9/22	
設定温度	冬期20℃、夏期28℃として(1)、(2)式よりエアコン室の温度を設定	冬期20℃、夏期28℃
運転スケジュール	24時間連続	
換気	92m <sup>3</sup> /h(0.5回換気相当)を外気からエアコン室に給気	92m <sup>3</sup> /h(0.5回換気相当)を外気からリビング・ダイニング(46m <sup>3</sup> /h)、洋室(西)、(東)(各23m <sup>3</sup> /h)に給気
住宅全体の空気の流れ	エアコン室から床下への吹出口のある小スペースへ800m <sup>3</sup> /hを給気し、床吹出口から各居室および廊下を通してエアコン室に708m <sup>3</sup> /hが還気	廊下をおよびサニタリーを通して外気に排気
隣室・下階室温度	冬期:15℃、中間期22℃、夏期28℃	
内部発熱	考慮しない	

表9 計算条件

条件名	吹出口配置	床チャンパーの分割
床_分割1	CASE1	12に分割
床_統合1		1つに統合
床_分割2	CASE2	12に分割
床_統合2		1つに統合

※断熱性能はいずれも断熱条件1とした

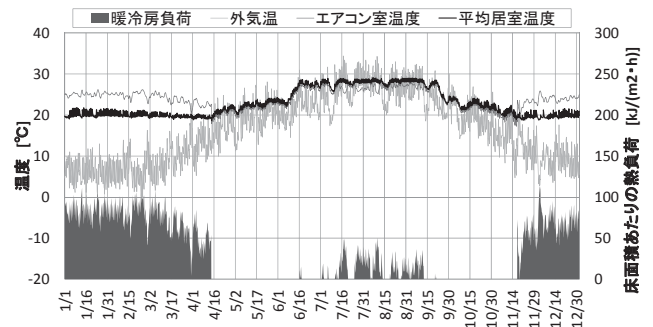


図11 温熱シミュレーション結果(床\_分割1)

の目標温度近くになっていることを確認できる。

暖房時の床\_分割1をみると、床チャンパー内の温度は洋室（東）（床下）が最も高く、LD（西）（床下）が最も低い。居室の温度も洋室（東）が高く、洋室（西）で低くなっており、床チャンパー内と居室の温度は、どちらも住戸の東側に比べ西側の方が約1.0℃低い。一方、床\_統合1では、床チャンパー内の温度分布はなく、居室の温度差は約0.5℃と小さくなっている。CFDの計算結果から、床下への吹出口をCASE1とした場合は、各床吹出口の風量はほぼ均等であったが、住戸の東側に比べて西側で温度が低くなる傾向がある。

暖房時の床\_分割2では、床チャンパー内には約0.6℃の温度差があるが、居室の温度差は約0.2℃と小さい。CFDの計算結果から、床下への吹出口をCASE2とした場合は住戸の西側の床吹出口の風量が東側に比べて大きく、西側へ供給される熱量が大きくなり、東西の温度差が緩和されたと考えられる。また、床\_統合2は、床チャンパー内の温度分布はないが、逆に居室の温度差は0.7℃程度と大きく、床吹出口の風量の差により、居室に温度差が生じたと推測される。

冷房時は温度差が小さく、さらにLDは日射の影響を受け温度が高くなっているが、洋室（東）と洋室（西）や床チャンパー内の温度をみると、暖房時と同様の傾向が見られる。

床面積あたりの年間熱負荷の計算結果を図13に示す。熱負荷は暖房時の方が大きく、冷房時は暖房時の1/8程度であった。4つの条件の熱負荷は差がほとんどなく、床下への吹出口の位置の変化や床チャンパーの小スペースの統合では、熱負荷は変化しなかった。

### 3. 5 床チャンパー方式と通常方式の比較

床チャンパー方式と通常方式における年間熱負荷を比較する。表10に示すように、両方式において、断熱性能を3通りに変化させた計6条件を計算した。床チャンパー内を1室に統合しても熱負荷の計算結果に大きな差はなかったため、床チャンパー内は1室に統合した場合のみ計算を行った。

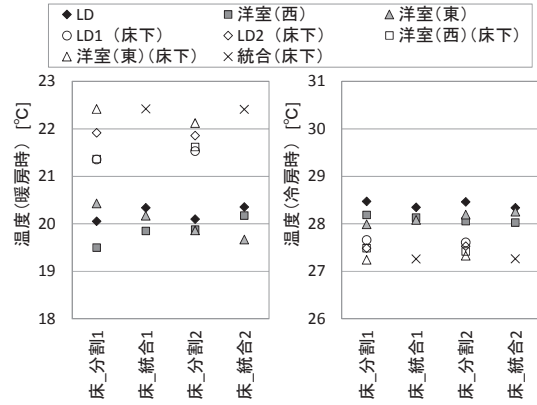
図14に床チャンパー方式におけるLD、洋室（西）、洋室（東）の温度を暖冷房運転時のみ平均値<sup>27)</sup>として示す。各居室の温度は断熱条件により変化しているが、暖房時は20℃、冷房時は28℃の目標温度に近くなっている。

図15に、床面積あたりの熱損失係数と年間熱負荷との関係を示す。床チャンパー方式は通常方式に比べて、暖房および冷房とも熱負荷が大きくなっている。また、熱損失係数が大きいほど両者の差は、広がる傾向があり、最大で床チャンパー方式の方が約28%大きくなっている。集合住宅モデルにおいても、床チャンパー方式は通常方式に比べて熱負荷が大きくなり、既報の実験室を対象とした計算に比べその差が大きくなった。集合住宅モデルでは、既報の実験室に比べ床面積が大きいこと、スラブから階下への貫流熱損失が大きくなったことが要因として考えられる。

### 4. まとめ

既報の実験室および集合住宅モデルでの温熱シミュレーションにより、下記の点が明らかとなった。

- A) 床チャンパー方式の熱負荷は通常方式に比べ、既報の実験室での定常状態での計算で約13%、集合住宅モデルでの年間温熱シミュレーションで約28%大きかった。床チャンパー方式は、通常方



※小スペースを1室に統合したときの温度は、統合(床下)で表す。

図12 各条件の温度計算結果

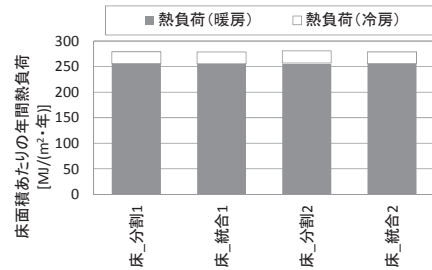


図13 各条件の年間熱負荷計算結果

表10 計算条件

条件名	空調方式	断熱性能
床_断熱1	床チャンパー方式	断熱条件1
床_断熱2		断熱条件2
床_断熱3		断熱条件3
通_断熱1	通常方式	断熱条件1
通_断熱2		断熱条件2
通_断熱3		断熱条件3

※すべての条件で床下への吹出口はCASE1とした。

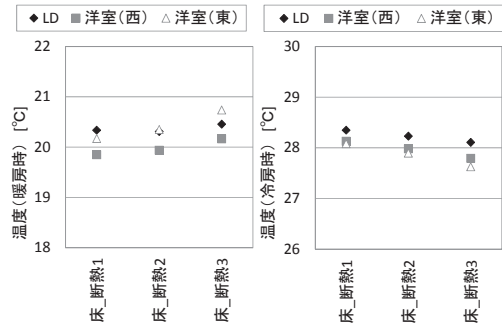


図14 各条件の温度の計算結果

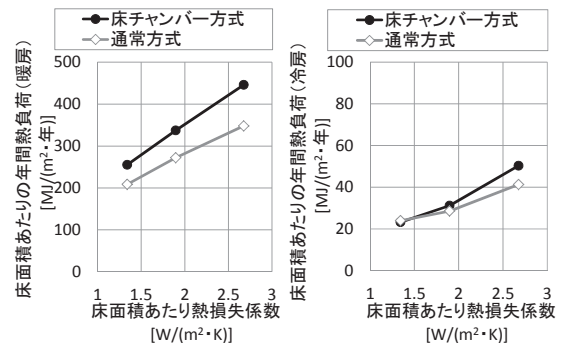


図15 熱損失係数と年間熱負荷

式とは熱負荷が異なるため、温熱シミュレーションを行う際には、本手法のように床チャンパーを考慮した計算が必要である。

B) 床板の熱コンダクタンスや床下給気温度、床下への吹出口の位置を変化させた温熱シミュレーションでは熱負荷はあまり変化せず、断熱性能を変化させた場合のみ熱負荷が変化した。

C) 床板を貫流する熱量や床吹出口から吹出される熱量は床下給気温度や床板の熱コンダクタンスにより異なることや、床下への吹出口の位置により床チャンパー内の風量バランスが変化し、居室の温度が影響を受けること、面積の大きい集合住宅モデルでは既報の実験室に比べ床チャンパー内の風速が小さいことなど、設計時に考慮すべき知見を明らかにした。

D) 対流熱伝達の設定に用いる床チャンパー内風速は CFD の計算結果を用いても実測結果を用いた場合との差は小さいこと、床チャンパー内を 1 室に統合しても熱負荷の計算結果には変化はないことなど、温熱シミュレーションにあたっての留意事項も明らかとなった。

B) から、居室の設定温度と外気温や日射量が同じであれば、床チャンパー方式による熱負荷は、断熱性能にのみ影響を受けたが、C) から床板の貫流熱量や居室の実現温度は床板の熱コンダクタンスや床吹出口の位置などに影響を受けるということが分かった。よって、断熱性能が明らかとなれば、ある程度、住戸全体の熱負荷が推測できるものの、様々な住宅のプランにあった床チャンパー方式の設計法を確立させるためには、さらに多くの実測や数値計算により吹出し口の位置などの検証を行っていく必要があると考えられる。そのため、今後は戸建住宅も含めた実測と温熱シミュレーションを行い、住宅用における床チャンパー空調方式の設計法の確立を目指していきたい。

## 謝辞

数値計算については、東京大学（当時）の今野氏および野村氏にご協力いただいた。また、論文作成にあたり東京大学生産技術研究所の加藤信介教授の助言をいただいた。記して謝意を表す。

## 記号

$\theta_a$ :	エアコン室の設定温度[°C]
$\theta_i$ :	居室の目標温度[°C]
$\rho$ :	空気密度[kg/m <sup>3</sup> ](=1.293)
$C_p$ :	空気の定圧比熱[kJ/(kg・K)](=1.006)
$Q_v$ :	全体のエアコン風量[m <sup>3</sup> /h]
$\theta_o$ :	外気温度[°C]
$Q$ :	住戸の床面積あたりの熱損失係数[W/(m <sup>2</sup> ・K)]
$S$ :	住戸の床面積[m <sup>2</sup> ]
$I_d$ :	水平面天空日射量[kJ/(m <sup>2</sup> ・h)]
$h$ :	太陽高度[rad]
$I_b$ :	法線面直達日射量[kJ/(m <sup>2</sup> ・h)]
$\mu$ :	住宅の夏期日射取得係数[-]

## 参考文献

- 1) 井口, 野村, 寺澤, 赤嶺, 坂本: 住宅における床チャンパー空調の設計法に関する研究 その 1 床チャンパーにおける熱と気流の性状及び熱負荷計算, 日本建築学会技術報告集, 第 18 巻, 第 40 号, pp. 983~988,

2012. 10
- 2) 井口, 野村, 坂本: 冷房時の測定と熱負荷計算手法の構築 住宅における床チャンパー空調の設計法に関する研究 その 2, 日本建築学会環境系論文集, 第 78 巻, 第 688 号, pp. 523~528, 2013. 6
- 3) 坂口, 赤林, 長谷川, 浅間: 住宅を対象とした床暖房時と温風暖房時の熱収支に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第 73 巻, 第 628 号, pp. 735~742, 2008. 6
- 4) 蛭田, 酒井, 加治屋, 倉淵, 岩本, 小野: 異なる暖房方式の快適性能予測手法に関する研究 第 1 報 CFD による暖房室内の温熱環境解析と実測実験との比較, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 162, pp. 1~8, 2010. 9
- 5) 大森, 田辺, 板垣: 建物の断熱性能と暖房方式が室内温熱環境と室内投入熱量に与える影響, 日本建築学会環境系論文集, 第 76 巻, 第 661 号, pp. 231~238, 2011. 3
- 6) 倉淵, 清水, 蛭田, 岩本, 加治屋, 酒井, 飯野, 小笠原, 遠藤, 長井: 換気負荷のある居室での床暖房時と温風暖房時における温熱・気流環境と温熱環境評価および室内投入熱量の空間分布, 日本建築学会環境系論文集, 第 76 巻, 第 661 号, pp. 317~324, 2011. 3
- 7) 中村, 渡辺, 林, 赤司, 高瀬, 大里, 永田, 黒木: 実験棟の室内熱環境性能に関する実測調査と数値予測 自然エネルギーを利用した空気循環式煉瓦造住宅の開発研究 その 2, 日本建築学会環境系論文集, 第 581 号, pp. 37~44, 2004. 7
- 8) 吉野, 尹, 李, 和田, 劉: 2 階機械給排気方式及び床下給気方式についての実験と数値計算 一住宅用ハイブリッド換気システムの性能評価に関する研究 その 2-1, 日本建築学会環境系論文集, 第 591 号, pp. 45~52, 2005. 5
- 9) 尾崎, 落合, 坪川, 前田: 個別送風ファンを用いた全館空調システムの次世代型省エネルギー住宅に関する研究 その 3 室内温度制御の方法と省エネルギー性, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2, pp. 581~582, 2011. 8
- 10) 久保, 桜井, 井口, 佐竹: 床下チャンパー方式による集合住宅の空調・換気システムに関する研究 その 8 動的シミュレーションによる空調負荷の算出, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2, pp. 899~900, 2009. 8
- 11) 建築環境ソリューションズ: AE-Sim/Heat 操作マニュアル, 2010. 7
- 12) OpenCFD Ltd.: OpenFOAM, <http://www.openfoam.com/>, 2013. 6. 2 参照

## 注

- 注1) 温熱計算シミュレーションソフトでは、熱量は対流成分のみが計算されるため、表面温度の計算結果から、放射成分を計算し対流成分と放射成分を足し合わせた熱量を計算した。
- 注2) 通常方式の計算の際には、床チャンパー内の対流熱伝達率は一律 4.4W/(m<sup>2</sup>・K) に設定した。
- 注3) 検証は、前報において実験室での実測結果とシミュレーション結果の比較を行った 5 条件のうち、計算結果に差が生じやすいと考えられる風量の大きい 2 条件で行った。既報条件 c では外気温（日平均）2.9°C、居室温度（日平均）25.7°C でエアコンを暖房運転（風量 616m<sup>3</sup>/h）させ、前報条件 b は外気温（日平均）31.4°C、居室温度（日平均）25.4°C でエアコンを冷房運転（風量 655m<sup>3</sup>/h）させた。
- 注4) CFD の計算では、床下への吹出風量を 400m<sup>3</sup>/h として計算を行ったが、温熱シミュレーションでは熱負荷に対して風量が小さくなると、エアコン室の温度と居室の温度差が大きくなり、既報および前報で実測されているエアコン室の温度から大きく離れてしてしまう可能性があった。そのため、本報では全体のエアコン風量を 800m<sup>3</sup>/h と設定し計算を行った。
- 注5) 想定される熱負荷から計算されたエアコン室の温度は、日射量の変動などにより大きく変動する。しかし、既報および前報における実験室での実測結果では、エアコン吹出温度は大きく変動していなかった。そのため、今後の検証は必要であるが、変動を小さくするためエアコン室の温度は (1) および (2) 式による計算結果の 24 時間移動平均値を設定した。
- 注6) 小スペースを統合した場合の床チャンパー内の対流熱伝達率は、床チャンパー全体を平均した風速から計算した値を設定した。
- 注7) 暖冷房の運転により各居室が目標温度に近いことを確認するため、暖冷房期間中であっても暖冷房運転が行われていない期間を除いて、暖冷房運転時のみの平均温度を求めた。

(2013年6月10日原稿受理, 2013年8月27日採用決定)



住宅における床チャンバーを利用した空調に関する研究 (その6)  
戸建住宅における空気分配, 温熱環境, エネルギー消費の検証

空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集, pp. 465~468, 2013. 9



住宅における床チャンバーを利用した空調に関する研究  
 (その6) 戸建住宅における空気分配, 温熱環境, エネルギー消費の検証  
 A Study on the Air-Conditioning System Using Floor Chamber for Residence  
 Part6. Verification of Air Distribution, Thermal Environment  
 and Energy Consumption in an Existing Detached House

特別会員 ○坂本 雄三 (建築研究所)      正会員 井口 雅登 (東京電力)

Yuzo SAKAMOTO\*<sup>1</sup> Masato IGUCHI\*<sup>2</sup>

\*<sup>1</sup> Building Research Institute    \*<sup>2</sup> Tokyo Electric Power Company

The air-conditioning system using the floor chamber is very effective to achieve thermal comfort. In order to verify performance of that system, the authors have measured air flow rate at many outlets, room temperatures and electric power consumptions of the air-conditioning system in an existing detached house where floor chamber system is installed and which is highly insulated. As a result, it is demonstrated that air distribution, thermal comfort and energy consumption are reasonable. Thus the existing house seems to have both good comfort and high energy-efficiency.

はじめに

家庭用の電動ヒートポンプ式エアコン(以下,単にエアコンという)は,飛躍的に性能が向上しエネルギー効率が非常に高くなっている。また,住宅の高気密・高断熱化の進展により,それほど給気温度の高くないエアコンでも,冬期に快適な温熱環境を実現できる可能性が高まっている。

近年,住宅には快適性の向上だけでなく,居住者の健康面への配慮が求められ,居室の上下温度差や気流感の低減および居室の表面温度の向上(温度が,冬期は低くなく,夏期は高くない)といった対流式空調で課題とされがちな点への対策のみならず,暖房時の室温温度差の低減も必要とされるようになってきた。

住宅を高気密,高断熱化した上で,高効率のエアコンを用いた床チャンバー方式の空調を導入すると,省ダクトで全館空調が実現でき,床面からの熱放射の効果も期待できることから,先に述べた課題を解決する有効な空調方式となり得る。

住宅においてエアコンと床チャンバーを用いた空調方式についてはいくつかの研究例がある<sup>1)</sup>が,それ専用の設計法が確立されるには至っていない。そのようなスタンスから,筆者らは実大の建物を実験室として利用し,床チャンバー内の気流や熱性状について測定・分析を行った<sup>2)</sup>。また,温熱シミュレーション手法についても検討を行ってきた<sup>3)</sup>。

本報では,この床チャンバー空調を導入した戸建住宅において,実際の居住状態の下で実測を行い,空気分配や温熱環境,エネルギー消費について検証を行ったので報告する。

表1 実測対象建物概要

所在地	東京都(地域区分:IVb地域)
構造	木造軸組構法 地上2階建
延床面積	132.84m <sup>2</sup>
断熱方式	外断熱 (基礎下断熱,屋根は垂木間で断熱)
熱損失係数(Q値)	1.30W/m <sup>2</sup> ・K
相当隙間面積(C値)	0.33cm <sup>2</sup> /m <sup>2</sup>

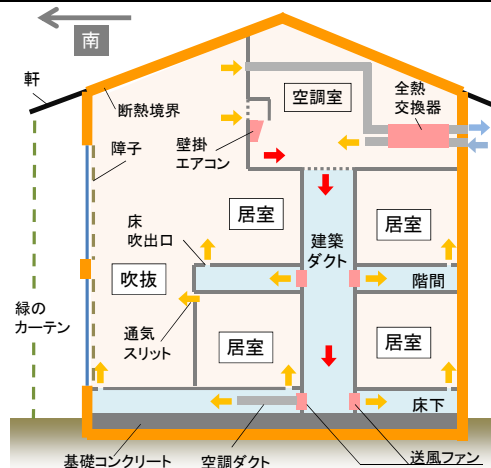
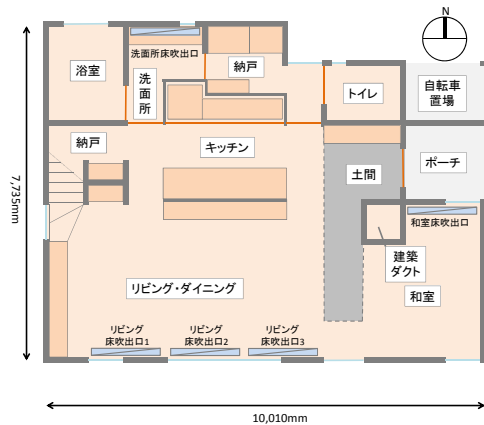


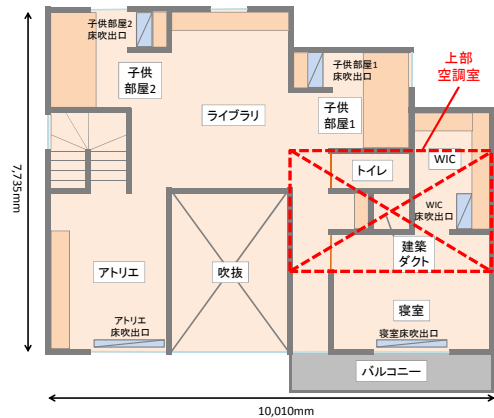
図1 実測対象建物の空調システム

表2 空調関係機器概要

壁掛エアコン	冷房能力	定格能力: 2.8kW (0.7~3.3kW)
	暖房能力	定格能力: 3.6kW (0.7~4.7kW)
		定格低温能力: 3.4kW
	年間エネルギー消費効率(APF)	5.8
送風ファン	風量	100m <sup>3</sup> /h, 200m <sup>3</sup> /h, 390m <sup>3</sup> /h
	消費電力	3.0W, 4.8W, 17.5W
	風量(熱交換換気)	165m <sup>3</sup> /h, 250m <sup>3</sup> /h 機外静圧: 25Pa, 55Pa
全熱交換器	熱交換率	78%, 75%
	エンタルピー効率	冷房時: 67%, 63% 暖房時: 74%, 70%
	風量(普通換気)	165m <sup>3</sup> /h, 250m <sup>3</sup> /h 機外静圧: 25Pa, 55Pa
	消費電力	57W, 87W



1階平面図



2階平面図

図2 実測対象建物平面図

1. 実測対象住宅の概要

実測対象住宅は、表1、2および図1、2に示す戸建住宅である。住宅の小屋裏にある空調室に設置された1台の壁掛エアコンにより暖冷房を行う。このエアコンによる空調空気を10台の送風ファン（1階、2階にそれぞれ5台設置）で建築ダクト（内寸790mm×790mm）から階間および床チャンバー内に送風（一部はダクトを使って階間および床チャンバー内に送風）する。また、送風された空調空気は床吹出口（1階、2階にそれぞれ5ヶ所）から室内に吹出され、吹抜上部から再び空調室に戻る。温度制御は、壁掛エアコンの設定温度の変更と各送風ファンの風量設定の変更（段階制御）で行う（手動制御）。

また、空調室には全熱交換器付きの換気装置が設置されている。新鮮外気は室内空気と熱交換された後、空調室で空調空気と混合して各室に送風される。一方、室内空気の一部は、吹抜上部から換気装置に取り込まれ、熱交換の後、排気される。

暖冷房期間中は、全ての窓を閉めて暖冷房と換気を行ったが、中間期は必要に応じて窓を開放し通風を行った。南面には、冬期に日射を大量に室内に取り込むために、大きな窓（1階：幅2,570mm×高さ2,300mm、2階：幅2,570mm×高さ2,100mm）がある。この窓には和障子が設置され、冬期に熱損失を防ぐ。また、窓の外部ではゴーヤが緑のカーテンを形成し、夏期の日射侵入を和らげる。

2. 空気分配に関する検証

実際の空気式全館空調システムにおいては、圧力損失の小さな、理想的な送風路（ダクトなど）の確保が往々にして困難となる場合がある。本実測の住宅においても、1階土間周囲の送風ルート屈曲部や階間内で各種配管が交錯する部分が存在するため、送風路は必ずしも理想的なものにはなっていない。そのため、各床吹出口において風量を実測し、設計値との比較・検証を行うことは極めて重要である。また、各送風ファンの設定風量が切り替えられることによって床吹出口風量のバランスがどの

表3 測定器（風速測定）

測定器	風速計
型番	KANOMAX MODEL 6004
応答性	1秒以下(風速1m/sにおいて90%応答)

表4 床吹出口一覧

階	吹出口の位置	吹出口サイズ [mm]	有効開口面積 [cm <sup>2</sup> ]
1階	リビング1	1,695 × 140	705
	リビング2	1,815 × 140	750
	リビング3	1,815 × 140	750
	和室	1,650 × 140	690
	洗面所	1,650 × 140	690
2階	アトリエ	1,650 × 140	690
	子供部屋1	765 × 255	748
	子供部屋2	765 × 255	748
	寝室	1,645 × 140	675
	WIC	765 × 255	748

表5 実測条件

条件	1階に設置されたファン(5台)の風量設定		2階に設置されたファン(5台)の風量設定	
	条件1	弱	弱	弱
条件2	弱	強	強	強
条件3	強	弱	弱	弱
条件4	強	強	強	強
条件5	急	急	急	急

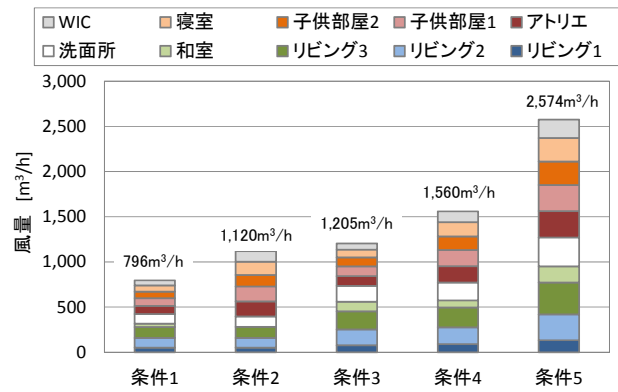


図3 風量計算結果

表6 全体風量に対する割合

	条件1	条件2	条件3	条件4	条件5
1階の風量の合計	53.2%	35.3%	61.0%	49.4%	49.4%
2階の風量の合計	46.8%	64.7%	39.0%	50.6%	50.6%



ように変化するが、予め確認しておくことも重要である。

## 2.1 検証概要

まず、表3に示す測定器にて表4に示す吹出口風速を測定し(2点を3回計測し平均値を風速とした)、吹出口の有効面積を乗じて各吹出口の風量を求めた。各送風ファンは、風量を3段階(弱、強、急)に設定できるので、表5に示す様な5種類の条件を作り、各吹出口の風量測定を行った。なお、この風量測定においてはエアコンは停止している。

## 2.2 空気分配の検証

5種類の条件における風量の測定結果を図3に示す。各床吹出口の風量にばらつきがあるが、送風ファンの設定風量を変化させることにより、各吹出口の風量を合計した全体の風量は796 $\text{m}^3/\text{h}$ から2,574 $\text{m}^3/\text{h}$ まで変化する。

全体の風量に対する1階の風量の合計および2階の風量の合計の割合を表6に示す。すべての送風ファンを同じ設定とした条件1, 4, 5では1, 2階とも50%程度で1階と2階にほぼ均等に空気が分配されている。2階の風量を増大させた条件2では、1階が35%で2階が65%である。逆に1階の風量を増大させた条件3では、1階が61%で2階が39%となった。このように、送風ファンの風量設定を切り替えると、1階と2階の風量バランスが崩れるが、「急」モードを使わなければ、その程度は±15%以内と考えてよい。

## 3. 温熱環境と消費電力量に関する検証

実測対象住宅の各室温度と消費電力量の年間実測結果を分析し、温熱環境とエネルギー消費の検証を行う。

### 3.1 検証概要

温熱環境と消費電力量の実測の概要を表7に示す。実測期間中、本住宅は実居住状態で、南面の窓では冬期は日射取得、夏期は日射遮蔽、中間期は通風を適宜行った。

### 3.2 夏期・冬期の代表週における10分間平均データ

夏期1週間の各点の温度および電力(10分間電力量を10分間の平均電力に換算)を図4に示す。外気温は、23 $^{\circ}\text{C}$ から35 $^{\circ}\text{C}$ まで変化しているが、建築ダクト内は25 $^{\circ}\text{C}$ ~27 $^{\circ}\text{C}$ 、室内各所は、26~29 $^{\circ}\text{C}$ となっている。また、送風ファンの電力は、ほぼ一定となっているが、エアコンの電力は、負荷に合わせて変動し、300~400W程度である。室内温度はどの部屋もほぼ同じで、室間温度差は小さい。

同様に図5に冬期の実測結果を示す。外気温は、約-5 $^{\circ}\text{C}$ から9 $^{\circ}\text{C}$ 近くまで変化しているが、建築ダクト内は22 $^{\circ}\text{C}$ ~25 $^{\circ}\text{C}$ 、室内各所は19 $^{\circ}\text{C}$ ~20 $^{\circ}\text{C}$ 程度でほぼ一定である。エアコンの電力は負荷に応じて変化するが、最大で1,000W程度である。各室はほぼ同じ温度であるので、室間の温度差は非常に小さいと言える。

### 3.3 温度に関する年間の週平均データ

温度実測結果のうち、住宅内の代表的な温度であるレ

表7 温熱環境と消費電力量の実測

項目	温度	電力量
測定対象	外気 洗面所、寝室、子供部屋1、 リビング、レターン、リビング 床下、建築ダクト	エアコン、送風ファン (10台分)の電力量
測定間隔	1分 10分	10分
測定器	温湿度ロガー T&D RTR-53 無線温湿度センサ omron EW620	無線電力量センサ omron EW630
測定期間	2012年5月1日~2013年4月30日(1年間)	

※外気温データに欠測がある場合は、アメダス(府中)の温度にて補充。  
※電力量データに欠測がある場合は電力計(ワイプロダクツ-分電盤計測装置)にて補充。

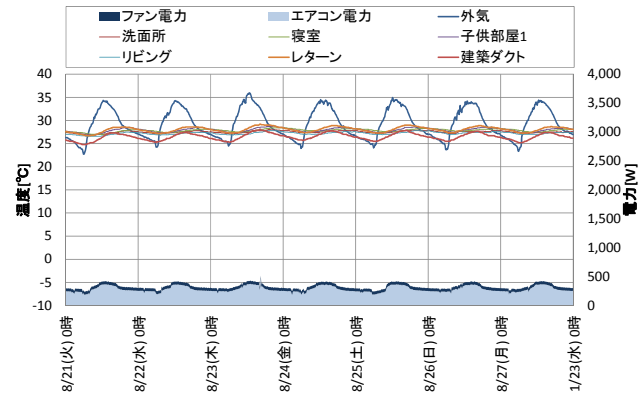


図4 夏期温度・消費電力(10分平均値)

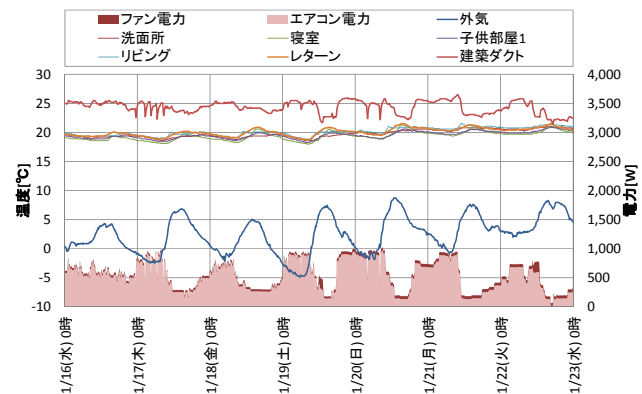


図5 冬期温度・消費電力(10分平均値)

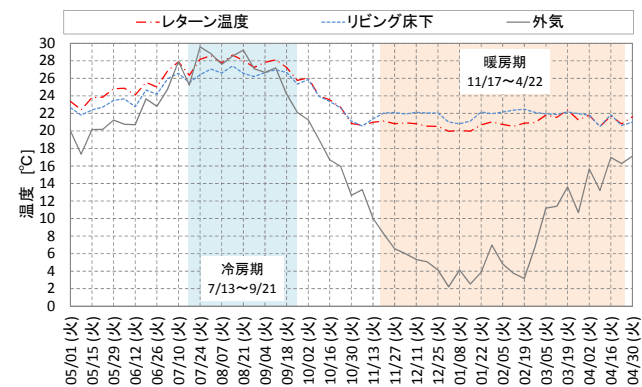


図6 レターン、リビング床下、外気温度(週間平均値)

ターン温度、リビング床下温度、外気温の年間推移(週間平均値)を図6示す。5月~7月中旬までは、暖冷房が行われないので、リビング床下温度はレターン温度より数 $^{\circ}\text{C}$ 低い状態で外気温に引きずられて徐々に上昇する。

7月下旬～9月中旬では外気温は最高で30℃に近くなる。冷房によってリビング床下温度は25℃～28℃であり、レターン温度はリビング床下温度より2℃程度高い。

9月下旬～11月上旬では暖冷房が行われないので、リビング床下温度とレターン温度は徐々に低下する。しかし、5月～7月中旬の場合とは異なり両者の温度差はほとんどない。この原因は春秋の地温差にあると思われる。

11月中旬～4月では、外気温は2～16℃である。暖房によってリビング床下温度は22℃程度、レターン温度は21℃程度でほぼ一定になっている。なお、12月下旬から1月中旬は、試験的な送風ファン風量変更で多少温度の低下がある。

以上のように、年間を通して、レターン温度は20℃～28℃程度に保たれ、室間温度差も小さいので、本住宅は建物全体で快適な温熱環境が保たれていると言える。

### 3.4 暖冷房用消費電力量の検証と考察

図7に日平均外気温と暖冷房用電力消費量（送風ファンとエアコンを合算）との関係を、図8に月別暖冷房用消費電力量を、それぞれ示す。おおそ日平均気温が15℃以下で暖房、25℃以上で冷房となっていることを判別できる。暖房でも冷房でも消費電力量は日平均外気温に対して直線的に変化している。日あたりの最大電力消費量は、暖房で18kWh/日程度、冷房で13kWh/日程度で、暖房の方が大きくなった。日平均気温が15～25℃の間は送風ファンだけの電力であるので、1kWh/日程度である。

月別消費電力量の最大値は、暖房期間で374kWh/月（1月）、冷房期間で208kWh/月（8月）であった。また、これらから得られる暖房（冬期）、冷房（夏期）、中間期の期間消費電力と、それらを一次エネルギー消費量に換算したものを表8に示す。表8には、住宅事業建築主の判断の基準の暖冷房における一次エネルギー消費量<sup>4)</sup>（断熱性能：等級4相当、部分間欠運転、標準エアコン、熱交換なしの場合）を標準的な一次エネルギー消費量として、併記した。本住宅における一次エネルギー消費量は、冬期13.9GJ、夏期4.0GJとなり、夏期および冬期とも標準的な一次エネルギー消費量に比べて小さい。本住宅は、全館連続空調にもかかわらず、部分間欠空調よりもエネルギー消費を抑えることが分かる。

### まとめ

実居住状態の床チャンバー空調による戸建て住宅において、空気分配、温熱環境、エネルギー消費量を実測し、空調システムの性能を検証した。その結果、建物全体が年間を通して快適な温熱環境に保たれていること、及び、全館空調でありながら部分間欠空調と同程度のエネルギー消費に抑えることができたことが明らかになった。今後は、温熱シミュレーションなどによって当該の床チャンバー空調システム的设计法の確立を目指す。

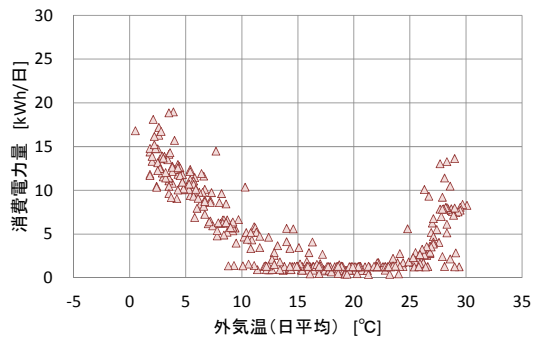


図7 外気温と暖冷房用電力消費量との関係（日平均値）

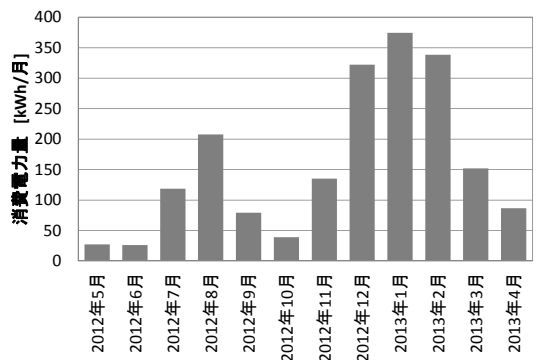


図8 月別暖冷房用電力消費量

表8 消費電力量と一次エネルギー消費量

	消費電力量 [kWh]	一次エネルギー 消費量[GJ]	標準的な 一次エネルギー 消費量[GJ]
中間期(5月～6月)	53	0.5	
夏期(7月～9月)	406	4.0	6.5
中間期(10月)	39	0.4	
冬期(11月～4月)	1,409	13.9	15.2
合計	1,907	18.8	

### 謝辞

実測については、株式会社システック環境研究所の落合氏ほかにご協力いただいた。記して謝意を表す。

### 参考文献

- 1) 久保ほか：床下チャンバー方式による集合住宅の空調・換気システムに関する研究（その9）、日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2, pp. 981～982, 2010. 7
- 2) 井口ほか：住宅における床チャンバー空調の設計法に関する研究 その1 床チャンバーにおける熱と気流の性状及び熱負荷計算, 日本建築学会技術報告集, 第40号, pp. 983～988, 2012. 10
- 3) 井口ほか：冷房時の測定と熱負荷計算手法の構築 住宅における床チャンバー空調の設計法に関する研究 その2, 日本建築学会環境系論文集, 第78巻 第688号, pp. 523～528
- 4) 財団法人 建築環境・省エネルギー機構：住宅事業建築主の判断の基準におけるエネルギー消費量計算方法の解説

住宅における床チャンバーを利用した空調に関する研究 (その7)  
温熱シミュレーションと戸建住宅における実測結果との比較

空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集, pp. 469～472, 2013. 9



住宅における床チャンバーを利用した空調に関する研究  
(その7) 温熱シミュレーションと戸建住宅における実測結果との比較  
A Study on the Air-Conditioning System Using the Floor Chamber for Residence  
Part7. Comparison between Thermal Simulation and Measurement  
in an Existing Detached House

正会員 ○井 口 雅 登 (東京電力) 特別会員 坂 本 雄 三 (建築研究所)  
Masato IGUCHI\*<sup>1</sup> Yuzo SAKAMOTO\*<sup>2</sup>  
\*<sup>1</sup> Tokyo Electric Power Company \*<sup>2</sup> Building Research Institute

Aspects of thermal and flow behavior in the floor chamber were analyzed and showed in the previous papers, in order to simulate thermal environment and loads in the residence where the air-conditioning system using floor chamber is installed. In this paper, thermal simulations were conducted referring to those results, and then comparison was carried out between the simulated results and measured ones, showed on the last paper, in temperature and air-conditioning load. Agreement between both is considerably good.

## はじめに

床チャンバーを利用した空調方式の評価や設計においては、床チャンバー内の気流や熱性状についても十分に解明し、それらの知見も考慮した上で、温熱シミュレーションなどを行う必要があると考えられる。そのような考え方に則り、筆者らは実大の建物を実験室として見立て、床チャンバー内の気流や熱性状を測定・分析し、実測結果と整合する温熱シミュレーションの手法について検討してきた<sup>1),2)</sup>。

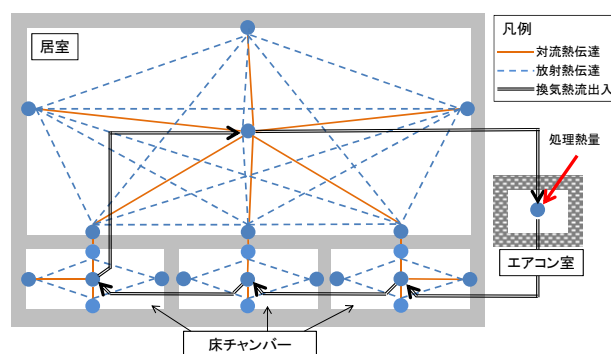
本報では、前報において実測結果を示した戸建住宅に対して、上記の温熱シミュレーションを行い、実測結果と比較することにより、このシミュレーション手法の妥当性を確認した。

## 1. 温熱シミュレーション手法の概要

床チャンバー内の気流および熱性状に関して、筆者らのこれまでの研究で下記の点が明らかになっている。

- 床チャンバー内では、空気の出入り口の位置関係などに対応して、風速および温度に分布が生じる。
- 床チャンバー内の熱性状は、流入空気の温度に依存する。
- 床チャンバー内の対流熱伝達率は、チャンバーの上下面および暖房時と冷房時とで異なる。

これらの結果を踏まえ、筆者らは、図1に示す伝熱ネットワークを設定し、実大の建物を利用した実験室において温熱シミュレーションを行った<sup>1),2)</sup>。この伝熱ネットワークにおいては、居室の他に床チャンバーとエアコン室に対しても節点が設けられた。床チャンバーは内部の温度分布を勘案して複数に分割され、節点が設けられ



※床チャンバー内の小スペースの間の壁は、熱コンダクタンスと対流熱伝達率を限りなく小さく設定した。シミュレーションプログラムでは、放射熱伝達は部屋全ての面の温度を用いて計算されるため、放射熱伝達率を限りなく小さく設定すると床裏への熱貫流の計算に影響を及ぼしたため、放射熱伝達率は $4.7[W/m^2 \cdot K]$ を設定。  
※エアコン室の各面は、熱コンダクタンス、対流熱伝達率および放射熱伝達率を限りなく小さく設定。

図1 温熱シミュレーション用の伝熱ネットワーク

た。熱の流れとしては、壁体内の熱伝導、壁面での対流および放射熱伝達、節点間の空気流動による熱出入が定式化され考慮された。床チャンバー内の上面と下面においては、(c)を考慮して異なる対流熱伝達率が設定された。このような設定の下に、温熱シミュレーションが行われ、床チャンバー内の各節点やエアコン室の空気温度が計算された。計算結果は実測結果と比較され、両者の整合性が確認された。

本報においても、上記のような伝熱ネットワークを設定し、温熱シミュレーションを行った。

## 2. 温熱シミュレーションにおける入力データの設定

### 2.1 計算対象住宅の入力データ

計算対象の住宅は、前報で実測結果を示した住宅と同一である。図2に、設定した室や空間、及び、各室間の流入出風量を示す。流入出風量は前報で実測された各床

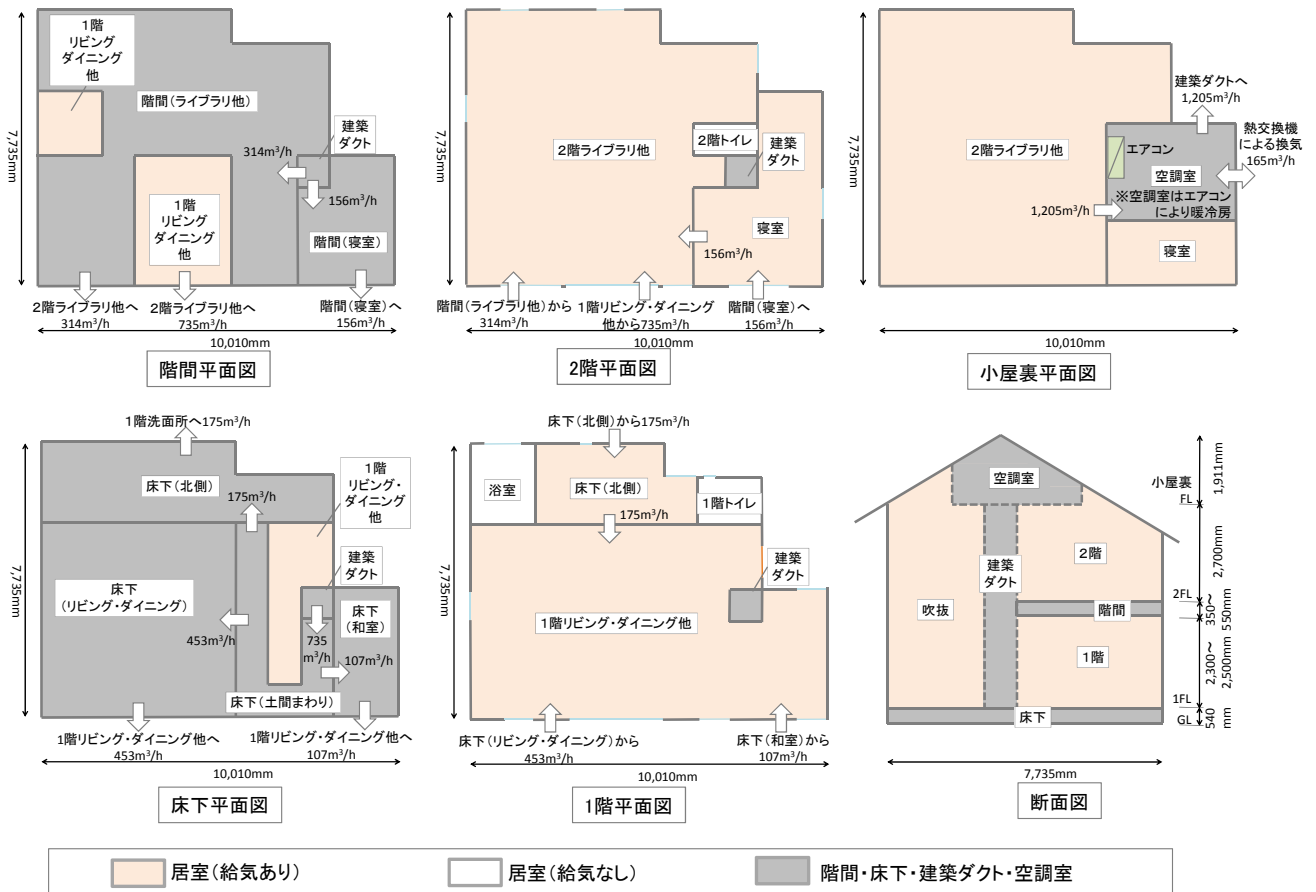


図2 計算対象の住宅

吹出口の風量から計算した。床、壁、天井の各面および開口部に対しては、実際の仕様<sup>注1)</sup>を設定した。

冬期暖房時の日射取得、夏期冷房時の日射遮蔽を行った南面の開口部については、表1に示す窓付属品を設定した。和障子とゴーヤによる緑のカーテンを想定した外付けブラインドを設け、同表に示すスケジュールで開閉するよう設定した。なお、実測時の窓の開閉記録がないため、窓の開放による通風は考慮しなかった。

住宅の内部発熱は、計算対象の住宅で計測された消費電力を参考に250Wを年間一律で与えた。電気以外の発熱や局所排気などについては無視した。換気は、空調室に設置した全熱交換器で行い、前報の床吹出口の風量測定と同様にして求めた風量と前報に示す効率を設定した。

住宅の階間および床チャンバー内の対流熱伝達率は、既報<sup>1),2)</sup>における実測で求めた実験式で計算した値を設定した<sup>注2)</sup>。空調室の温度には、実測された建築ダクト内の温度を設定し、暖冷房期間は表2に示す通りとした。

## 2.2 気象データ

今回の温熱シミュレーションで使用する気象データは独自に作成した。即ち、当該住宅の敷地において実測された外気の温湿度及び日射量に基づき、温熱シミュレーション用の気象データを作成した。以下に、気象データの作成方法について要点を示す。

(a) 外気温度は実測した。外気の絶対湿度は実測された

表1 南面開口部の窓付属品の設定

	和障子	外付けブラインド	
日射透過率[%]	25	20	
日射反射率[%]	60	50	
熱抵抗[m <sup>2</sup> ・K/W]	0.18	0	
室外表面熱伝達抵抗[m <sup>2</sup> ・K/W]	0.109	0.057	
ガラス面との間の熱抵抗[m <sup>2</sup> ・K/W]	0.069	0.052	
可視光線透過率	50%	20%	
開閉スケジュール	暖房期	1階:閉、2階:6~18時は開、それ以外は閉	開
	中間期	1階:閉、2階:6~18時は開、それ以外は閉	開
	冷房期	1階:閉、2階:閉	閉

表2 暖冷房期間

計算期間	1月1日~12月31日
暖房期間	11月11日~4月22日
冷房期間	6月25日~9月21日

表3 測定器 (水平面全天日射量)

測定器	日射計
型番	英弘精機 MS-602
応答性	約17秒(出力が95%に達するまでの時間)

外気相対湿度と外気温から求めた<sup>注3)</sup>。

- (b) 風速と風向は設定しない。
- (c) 日射量については、住宅の屋根上部に日射計(表3参照)を設置し、水平面全天日射量を計測した。Erbsモデル<sup>3)</sup>により直散分離を行い、法線面直達日射量と水平面天空日射量を求めた。
- (d) 夜間放射量は実測された外気温湿度から(1)式(大橋らの推定式<sup>4)</sup>)を用いて求めた。

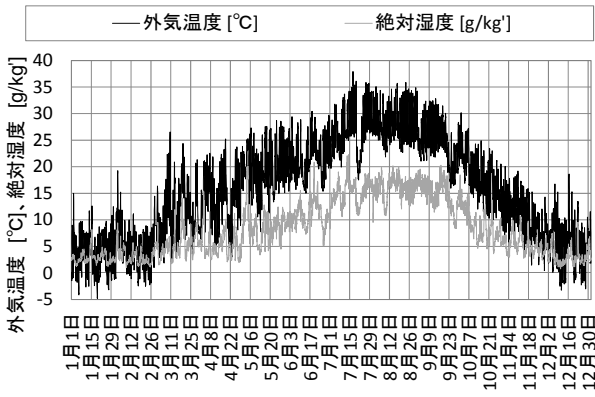


図2 気象データ (外気温度、絶対湿度)

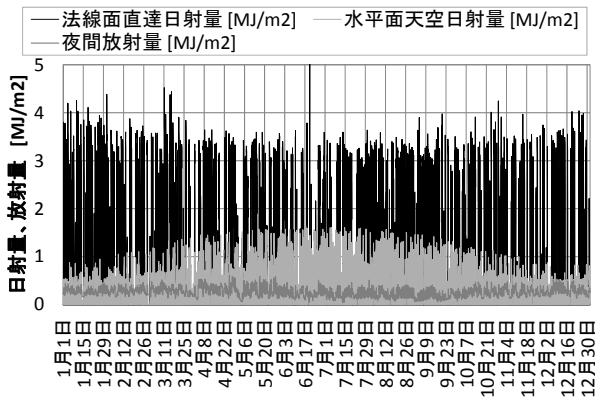


図3 気象データ (日射量、放射量)

表4 エアコン風量

	暖房運転時風量 [m3/h]	冷房運転時 [m3/h]
しずか	155	118
風量1	263	139
風量2	423	225
風量3	575	310

$$R_N = 94.21 + 39.06\sqrt{e} - 0.85\sigma T_0^4 \quad (1)$$

このようにして作成した毎時の気象データを図2および図3に示す。

### 3. エアコン処理熱量の計算

今回の温熱シミュレーションは、顕熱のみを対象として、市販の熱環境シミュレーションプログラム”AE-Sim/Heat”<sup>5)</sup>を用いて行った。シミュレーション結果と実測結果の比較にあたり、実測におけるエアコンの処理熱量を明らかにする必要がある。そのため、エアコンの吸込口の風速からエアコンの風量を推定し、毎時のエアコンの処理熱量(顕熱のみ)を計算した。

実測対象住宅のエアコンは、「しずか」、「風量1」、「風量2」、「風量3」の4段階の風量が設定できる。そのため、これらの各設定においてエアコンの吸込口の風速を測定(前報と同様の測定器で9点を3回測定し平均値を風速とした)し、エアコンの吸込口の面積(900cm<sup>2</sup>)を乗じて、エアコン風量とした。表4に、このエアコン風量を

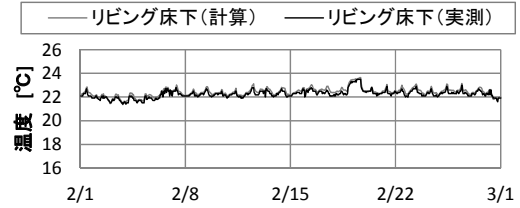
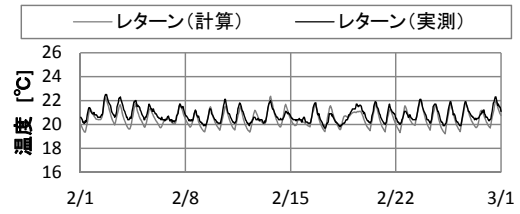


図4 温度の比較 (冬期暖房時: 2月)

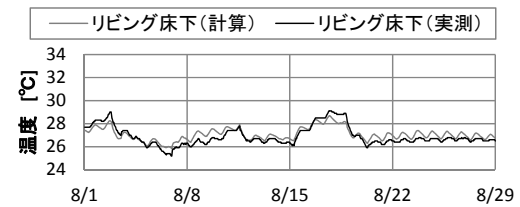
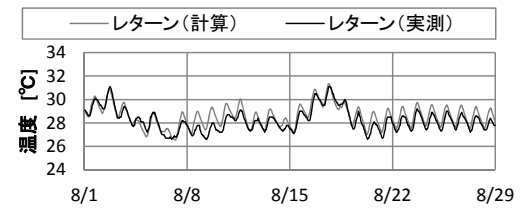


図5 温度の比較 (夏期冷房時: 8月)

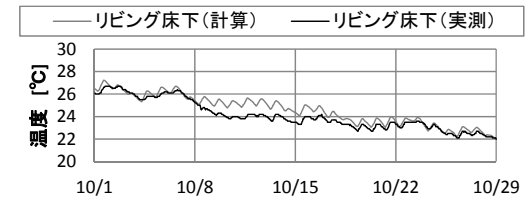
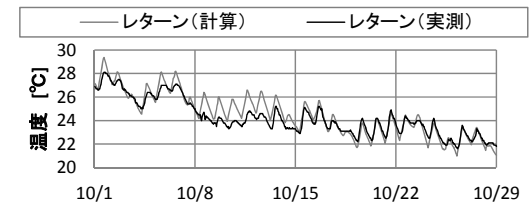


図6 温度の比較 (中間期: 10月)

示すが、暖房と冷房とでは同じ設定でも風量が異なっている。このエアコン風量、及び、エアコンの吸込口と吹出口の温度を用いて、エアコン処理熱量(顕熱のみ)を(2)式に従い計算した。なお、エアコン風量の設定については、居住者により記録がなされていたので、1時間ごとに該当する風量が用いられた。しかし、実際には、一部期間を除けば、ほとんどが「風量2」の設定であった。

$$L_a = \rho \cdot C_p \cdot Q_V (t_2 - t_1) \quad (2)$$

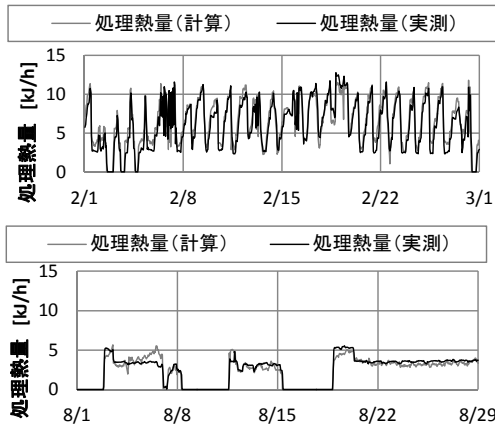


図7 エアコン処理熱量の比較（2月、8月）

#### 4. 温熱シミュレーション結果と実測結果との比較

温熱シミュレーションによる計算結果と実測結果の比較を行う。図4、図5、図6に、それぞれ冬期暖房時（2月）、夏期冷房時（8月）、中間期（10月）における、レターン温度とリビング床下温度を示す。冬期暖房時（2月）、夏期冷房時（8月）では、レターン温度、リビング床下温度とも計算結果は実測結果とよく一致している。中間期（10月）では、10月8日から15日でレターン温度、リビング床下温度とも計算結果の方が実測結果より若干温度が高いものの、傾向はよく一致している。

次に、図7に冬期暖房時（2月）、夏期冷房時（8月）のエアコン処理熱量を示す。冬期暖房時（2月）は、全体を通して計算結果と実測結果から求めたエアコン処理熱量が一致している。夏期冷房時（8月）は、8月5日から6日にかけての処理熱量に若干の差があるものの、計算結果と実測結果はよく一致している。

以上の結果から、計算結果と実測結果はよく整合し、温熱シミュレーションの妥当性を確認できた。妥当性の確認では、顕熱のみを対象としたが、今後、省エネ性の評価などを行う際には、顕熱だけでなく潜熱も考慮したシミュレーションを行う必要がある。

#### まとめ

前報で実測対象とした実際の戸建住宅に対して、床チャンバー内の気流および熱性状を考慮した伝熱ネットワークにより温熱シミュレーションを行った。温熱シミュレーション結果を実測結果と比較したところ、両者はよく整合し、実際の戸建住宅においても、このような温熱シミュレーションの妥当性を確認できた。

実測結果と整合する温熱シミュレーションが可能になれば、住宅の断熱性能や気象条件、温度設定を変化させた計算により、住宅用床チャンバー空調の設計法の検討を行うことができる。今後は、様々な計算結果の分析を行い、設計法の確立を目指したい。

#### 注

注1) 温熱シミュレーションソフトでは、地盤の不易層の温度が10℃とされているが、実測された年間平均外気温は15.8℃で、実際と差があると考えられる。そのため、基礎の土間床は、基礎コンクリート200mm、断熱材50mmの下に土壌4,750mm（熱容量2,000kJ/m<sup>3</sup>・K）を設定し温度が年間を通し15.8℃で一定の不易層（地下室）に面するとの設定を行った。

注2) 実大実験室における測定では、床チャンバー内風速が0.1m/s～0.3m/sの点が多かったため、床チャンバー内の風速を0.2m/s程度と仮定し次の通り設定した。暖房時の対流熱伝達率は、下面：2.6[W/m<sup>2</sup>・K]、上面：5.7[W/m<sup>2</sup>・K]、冷房時は、下面：5.1[W/m<sup>2</sup>・K]、上面：2.0[W/m<sup>2</sup>・K]とし、中間期は両面とも4.4[W/m<sup>2</sup>・K]とした。

注3) 温度の欠測データは最寄りのアメダスデータ（府中）にて補完した。湿度の欠測データは同様に計測された全熱交換機外気取入口の相対湿度から絶対湿度を求めて補完した。

#### 記号

- $R_N$ : 夜間放射量 [kcal/m<sup>2</sup>h]
- $e$ : 水蒸気分圧 [hPa]
- $\sigma$ : Stephan-Boltzman 定数 (=4.88×10<sup>-8</sup>) [kcal/m<sup>2</sup>hK<sup>4</sup>]
- $T_O$ : 外気絶対温度 [K]
- $L_a$ : 処理熱量 [kJ/h]
- $\rho$ : 空気の密度 [kg/m<sup>3</sup>]
- $C_p$ : 空気の定圧比熱 [kJ/kg・K]
- $q_f$ : エアコン風量 [m<sup>3</sup>/h]
- $t_2$ : エアコン吹出温度 [°C]
- $t_1$ : エアコン吸込温度 [°C]

#### 参考文献

- 1) 井口、野村、寺澤、赤嶺、坂本：住宅における床チャンバー空調の設計法に関する研究 その1 床チャンバーにおける熱と気流の性状及び熱負荷計算、日本建築学会技術報告集、第40号、pp.983～988、2012.10
- 2) 井口、野村、坂本：冷房時の測定と熱負荷計算手法の構築 住宅における床チャンバー空調の設計法に関する研究 その2、日本建築学会環境系論文集、第78巻 第688号、pp.523～528
- 3) D.G. Erbs, S.A. Klein and J.A. Duffie: Estimation of the Diffuse Radiation Fraction for Hourly, Daily and Monthly-Average Global Radiation, Solar Energy Vol.28, No.4, pp.293-302, 1982
- 4) 大橋、増岡：自然エネルギー利用のための大気放射量と夜間放射量の推定法及び簡易測定法、日本建築学会計画系論文集 第522号、pp.23-28、1999.8
- 5) 株式会社環境ソリューションズ：AE-Sim/Heat 操作マニュアル、2010.7



付録-3

実測データおよび分析条件



実居室における温熱環境の実測と被験者アンケート



床チャン28℃

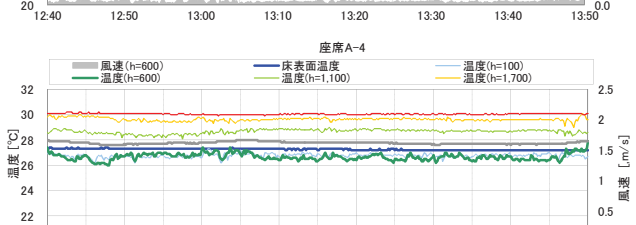
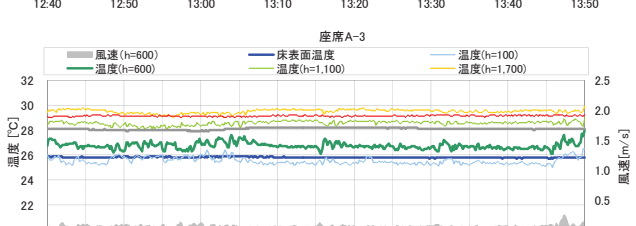
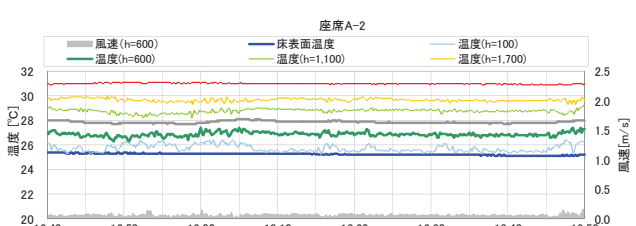
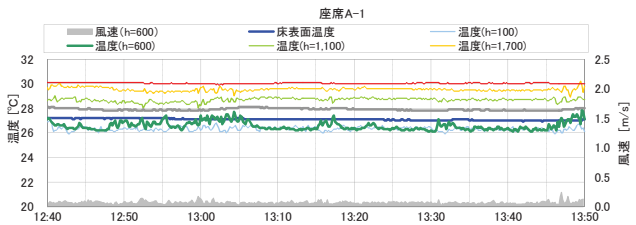
上下温度

実験日時

2010/9/6 13:00

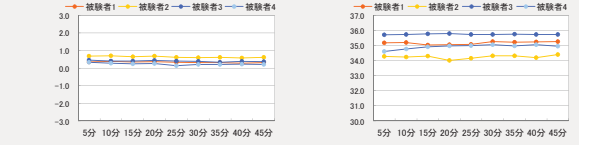
~

2010/9/6 13:45

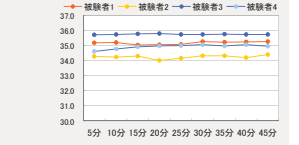


床チャン28℃

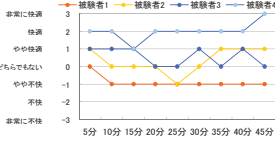
PMV



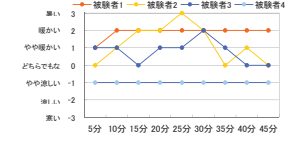
平均皮膚温



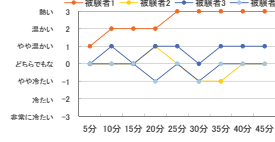
1.快通感



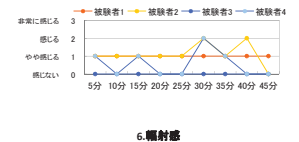
2.温冷感



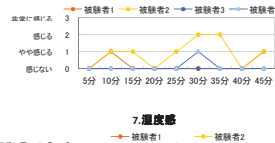
3.床通感



4.上下温度差



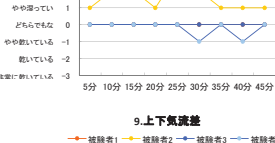
5.温度の時間変動



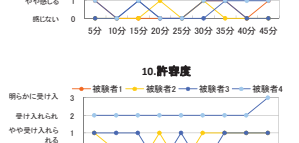
6.輻射感



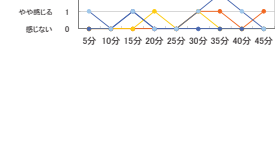
7.温度感



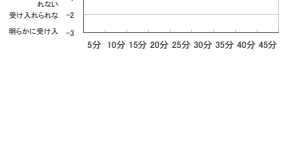
8.気流感



9.上下気流差



10.許容度



床チャン26℃

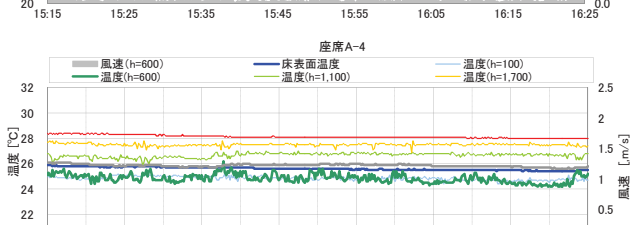
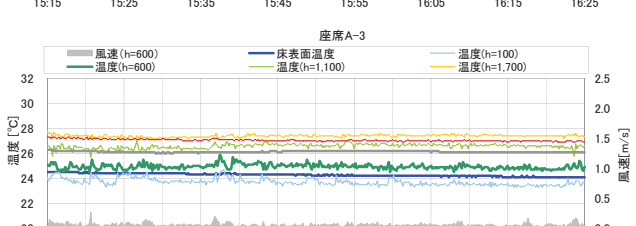
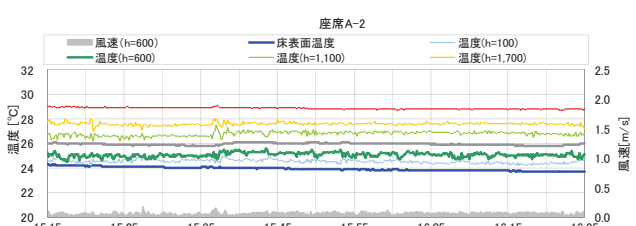
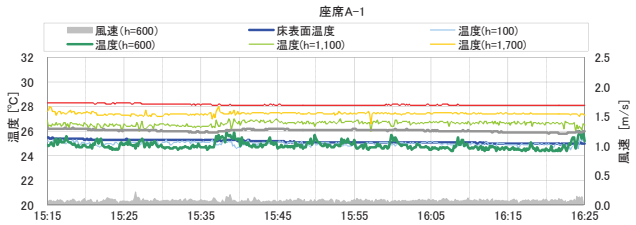
上下温度

実験日時

2010/9/13 15:40

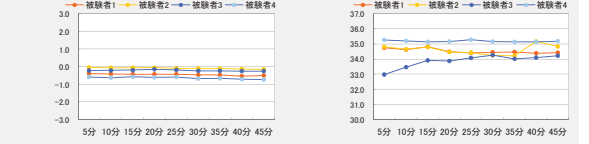
~

2010/9/13 16:25

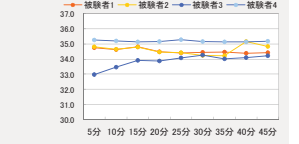


床チャン26℃

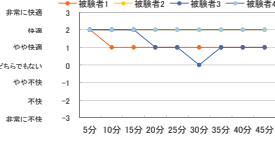
PMV



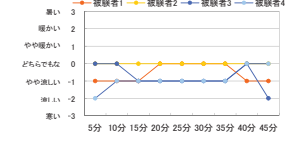
平均皮膚温



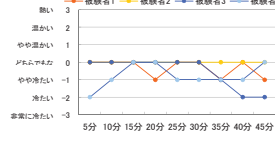
1.快通感



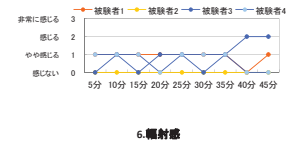
2.温冷感



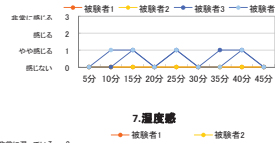
3.床通感



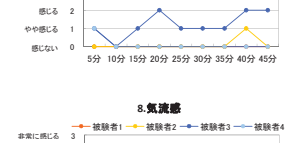
4.上下温度差



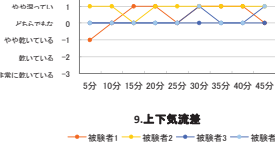
5.温度の時間変動



6.輻射感



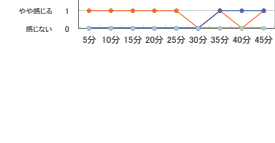
7.温度感



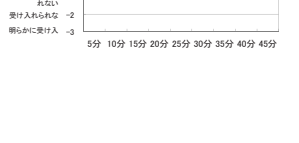
8.気流感



9.上下気流差



10.許容度



床チャン24℃A

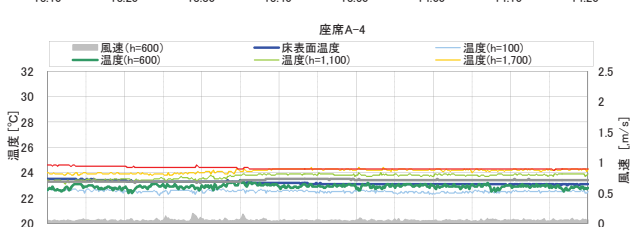
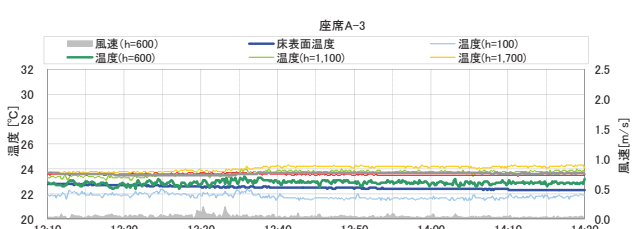
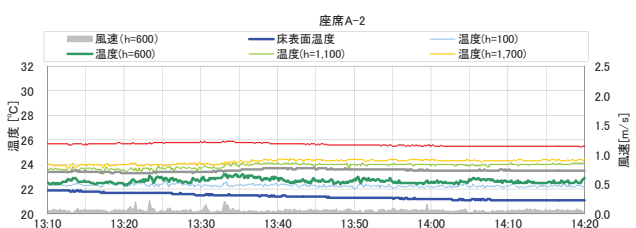
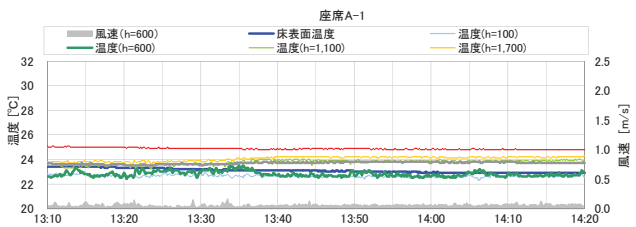
上下温度

実験日時

2010/9/16 13:34

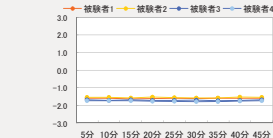
~

2010/9/16 14:19

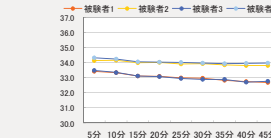


床チャン24℃A

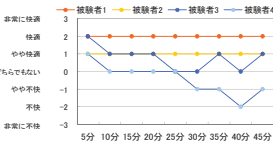
PMV



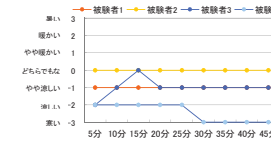
平均皮膚温



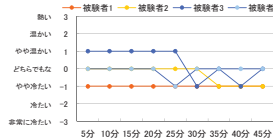
1.快適感



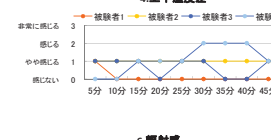
2.温冷感



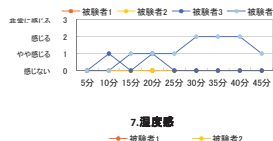
3.床温感



4.上下温度差



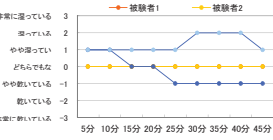
5.温度の時間変動



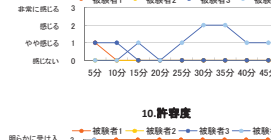
6.輻射感



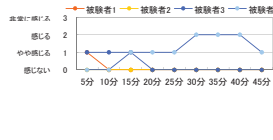
7.温度感



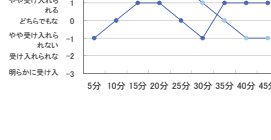
8.気流感



9.上下気流差



10.許容度



天井セ28℃A

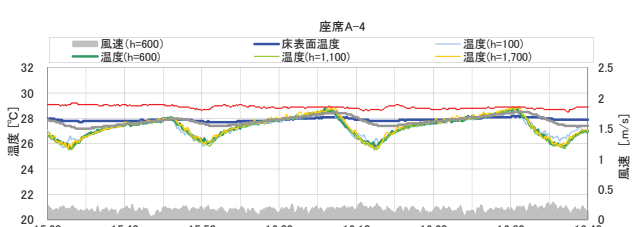
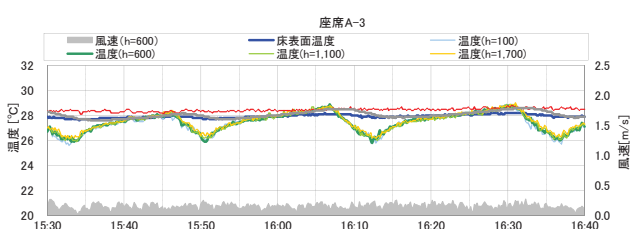
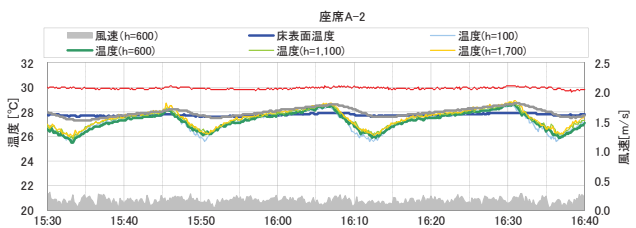
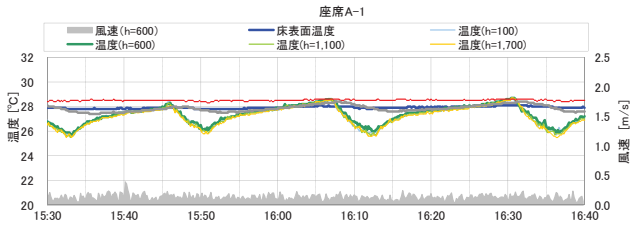
上下温度

実験日時

2010/9/7 15:46

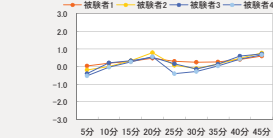
~

2010/9/7 16:31

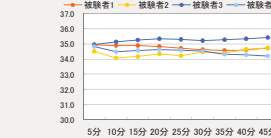


天井セ28℃A

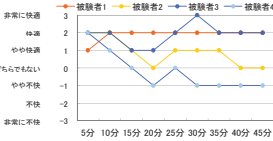
PMV



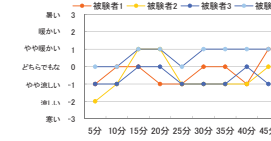
平均皮膚温



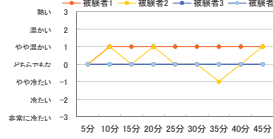
1.快適感



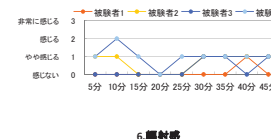
2.温冷感



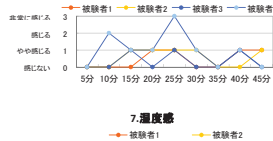
3.床温感



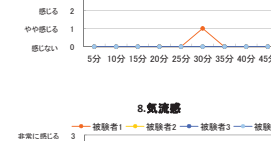
4.上下温度差



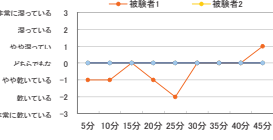
5.温度の時間変動



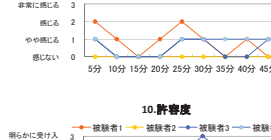
6.輻射感



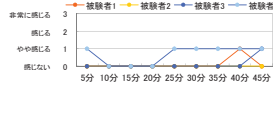
7.温度感



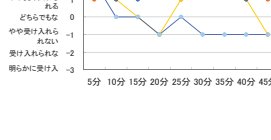
8.気流感



9.上下気流差



10.許容度



天カセ26°C

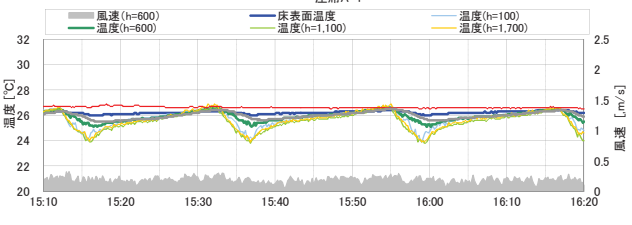
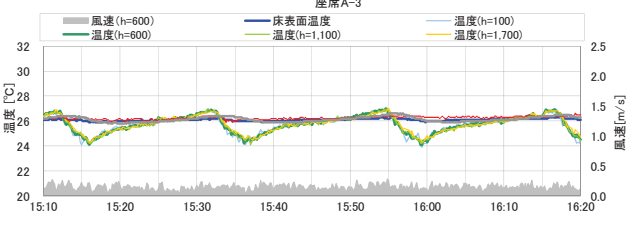
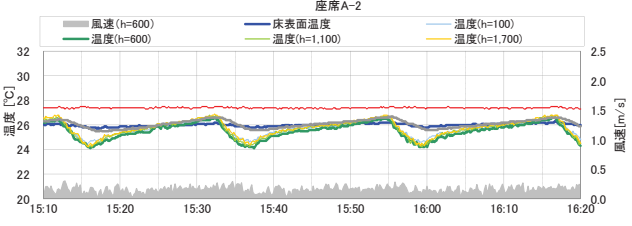
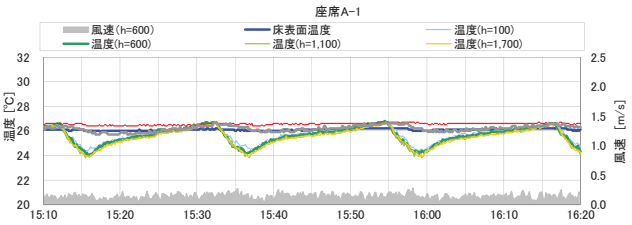
上下温度

実験日時

2010/9/14 15:25

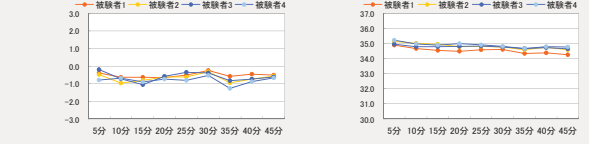
~

2010/9/14 16:10

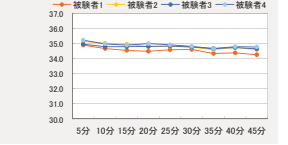


天カセ26°C

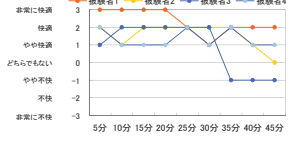
PMV



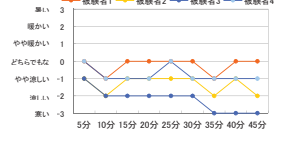
平均皮膚温



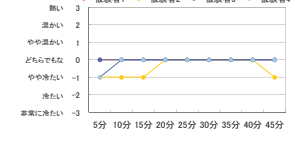
1.快適感



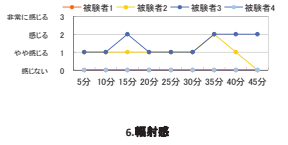
2.温冷感



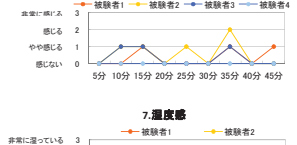
3.床温感



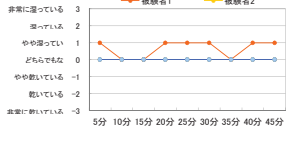
4.上下温度差



5.温度の時間変動



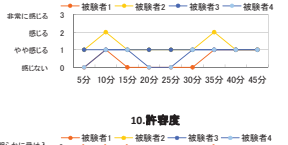
7.温度感



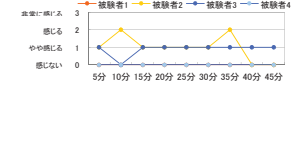
6.輻射感



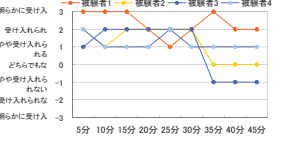
8.気流感



9.上下気流差



10.許容度



天カセ24°C

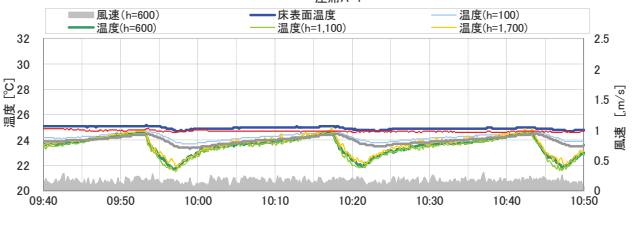
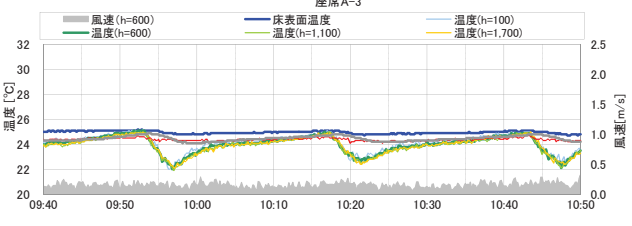
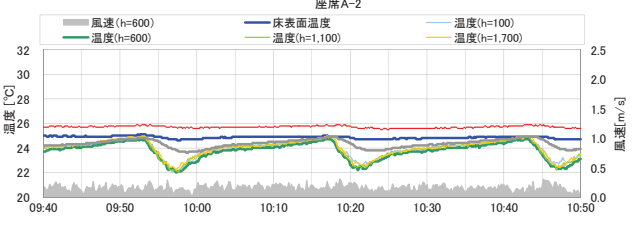
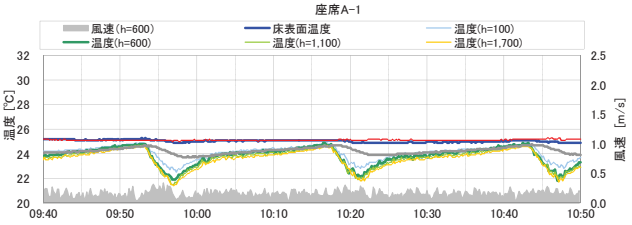
上下温度

実験日時

2010/9/16 10:01

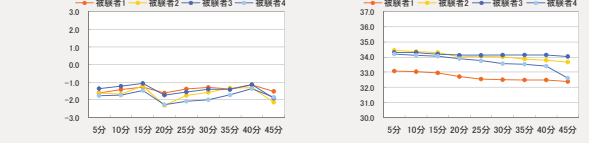
~

2010/9/16 10:46

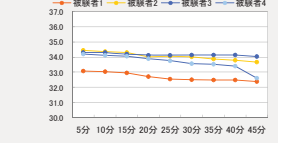


天カセ24°C

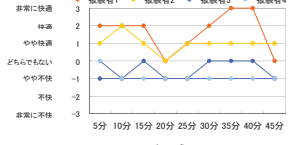
PMV



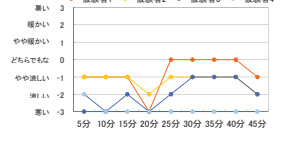
平均皮膚温



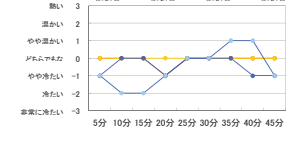
1.快適感



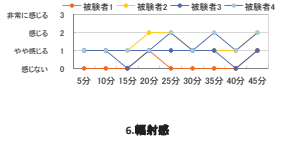
2.温冷感



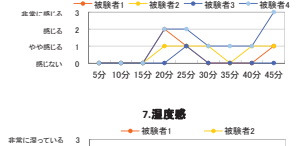
3.床温感



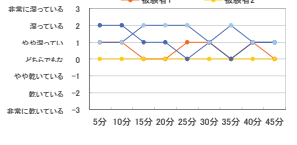
4.上下温度差



5.温度の時間変動



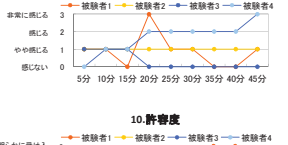
7.温度感



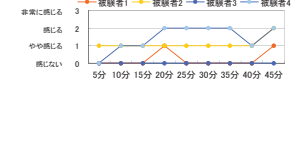
6.輻射感



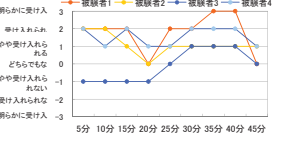
8.気流感



9.上下気流差



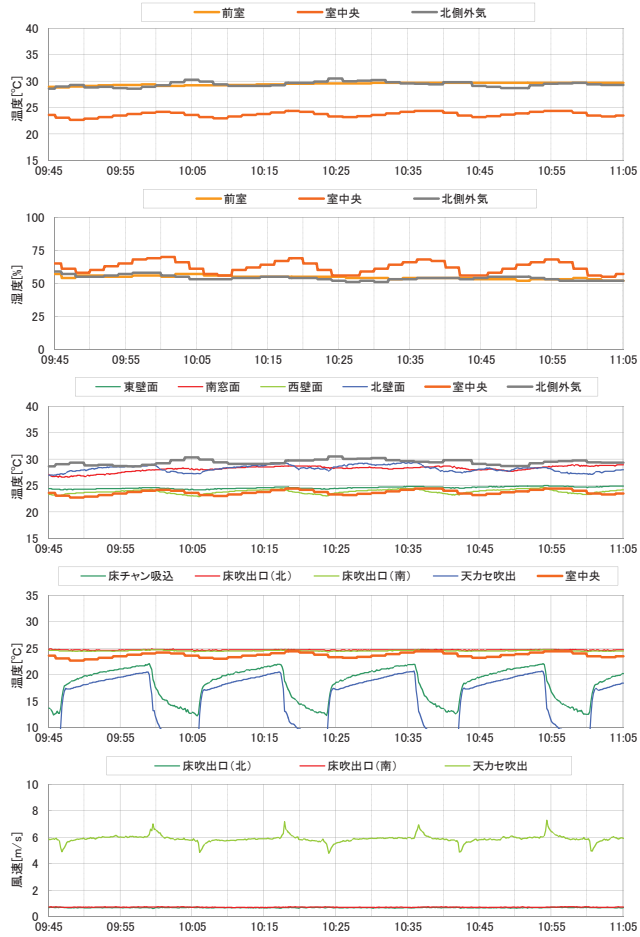
10.許容度



床チャン28°C

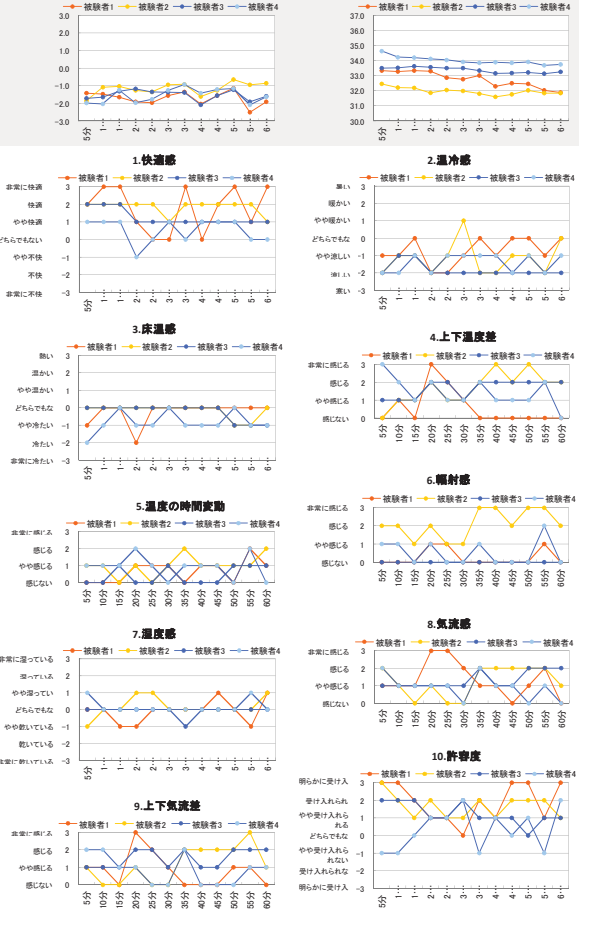
外気・吹出

実験日時 2010/9/6 10:05 ~ 2010/9/6 11:05



床チャン28°C

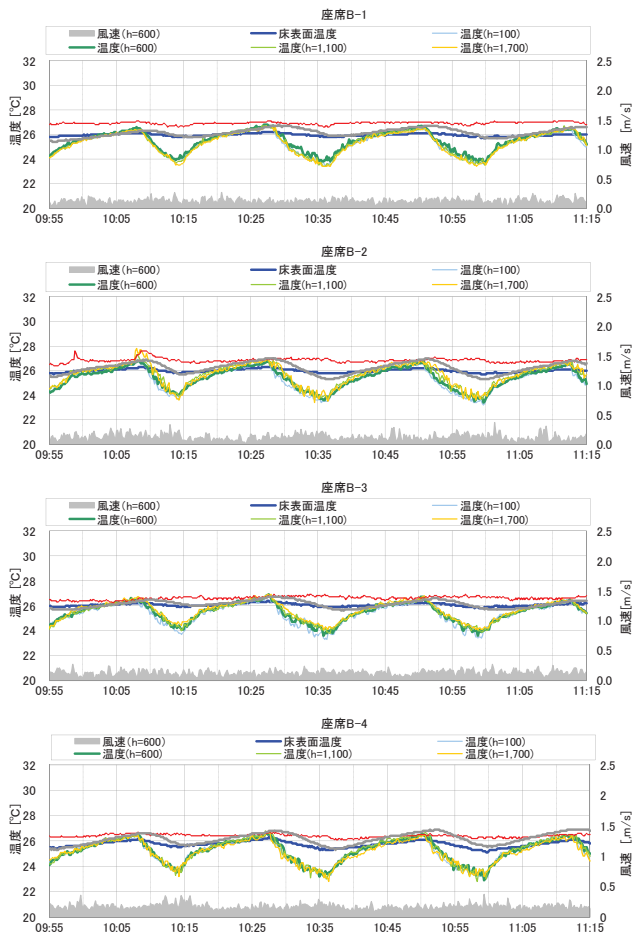
PMV



床チャン26°C

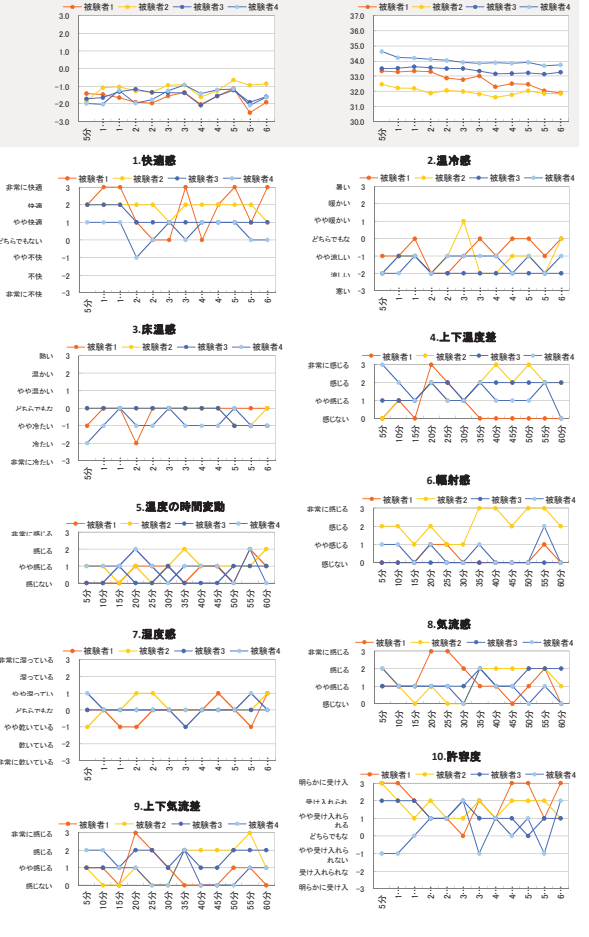
上下温度

実験日時 2010/9/13 13:39 ~ 2010/9/13 14:39



床チャン26°C

PMV





床チャン24°CB

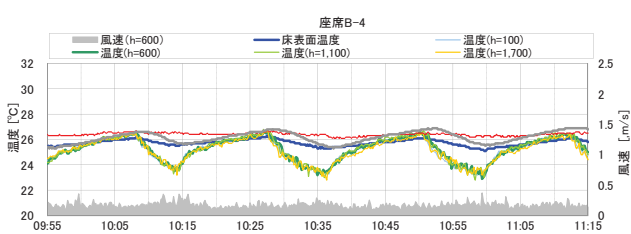
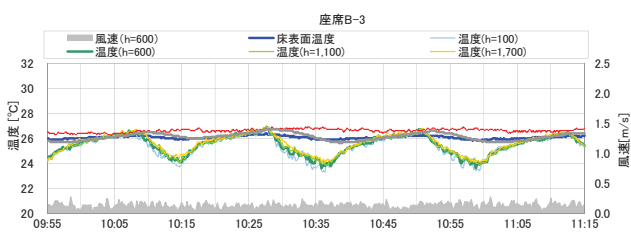
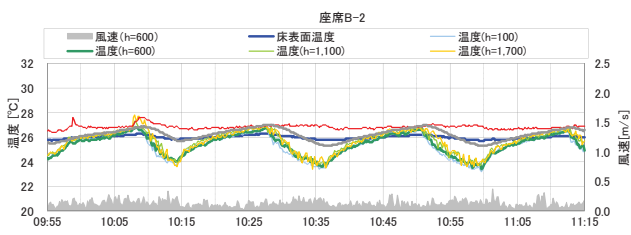
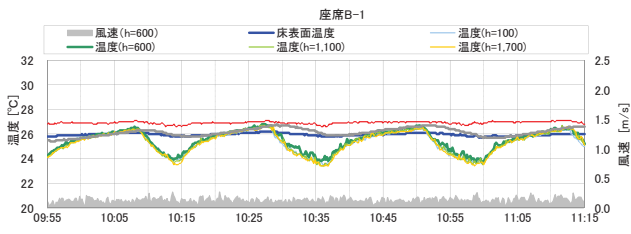
上下温度

実験日時

2010/9/13 10:09

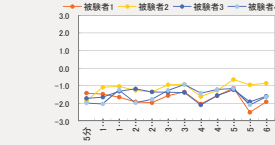
~

2010/9/13 11:09

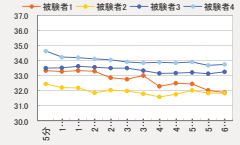


床チャン24°CB

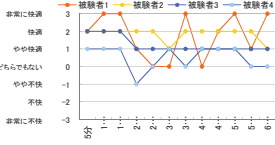
PMV



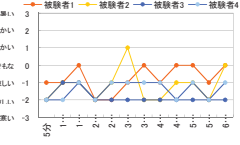
平均皮膚温



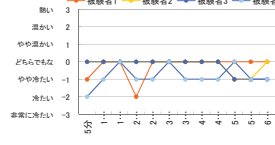
1. 快適感



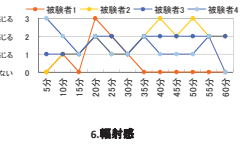
2. 冷冷感



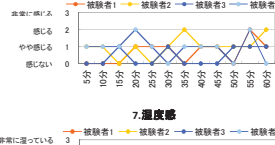
3. 床温感



4. 上下温度差



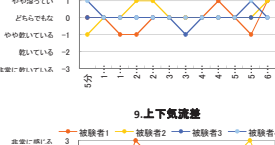
5. 温度の時間変動



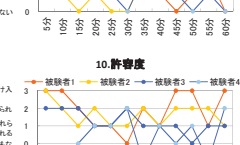
6. 輻射感



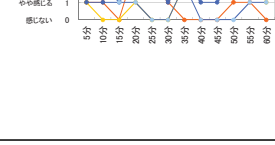
7. 温度感



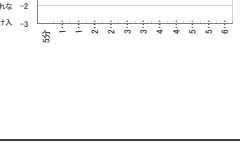
8. 気流感



9. 上下気流差



10. 許容度



天力セ28°CB

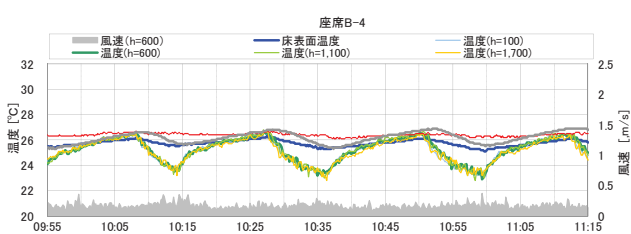
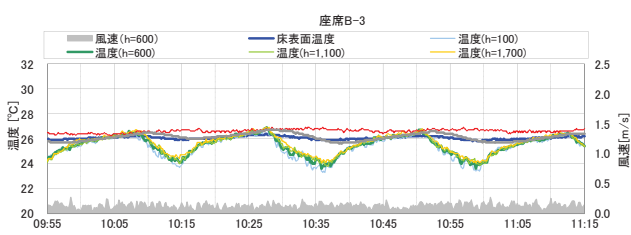
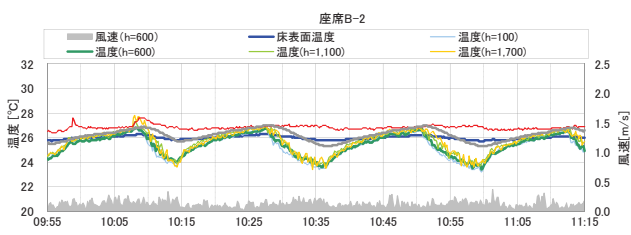
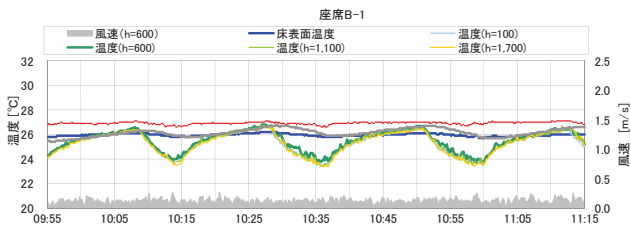
上下温度

実験日時

2010/9/7 13:35

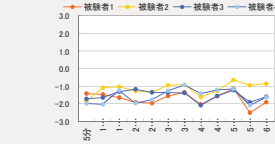
~

2010/9/7 14:35

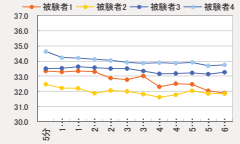


天力セ28°CB

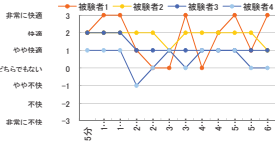
PMV



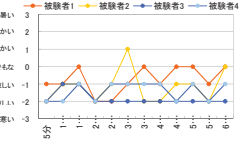
平均皮膚温



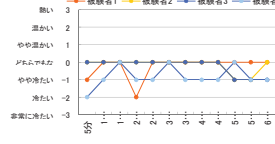
1. 快適感



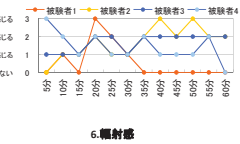
2. 冷冷感



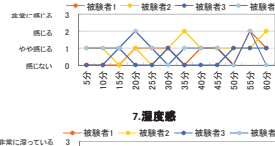
3. 床温感



4. 上下温度差



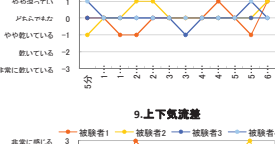
5. 温度の時間変動



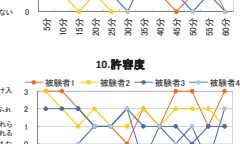
6. 輻射感



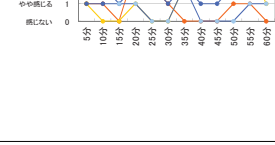
7. 温度感



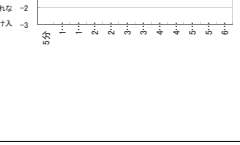
8. 気流感

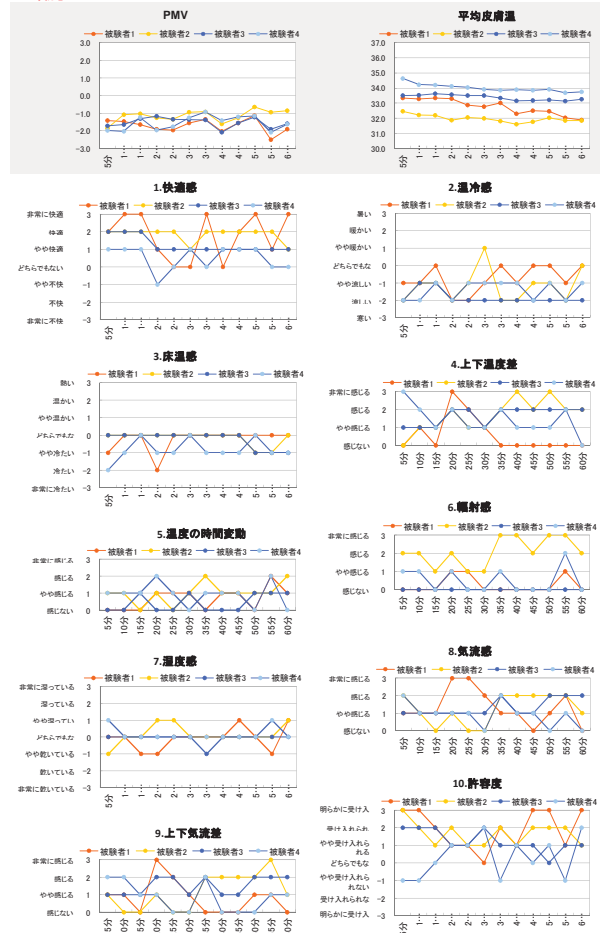
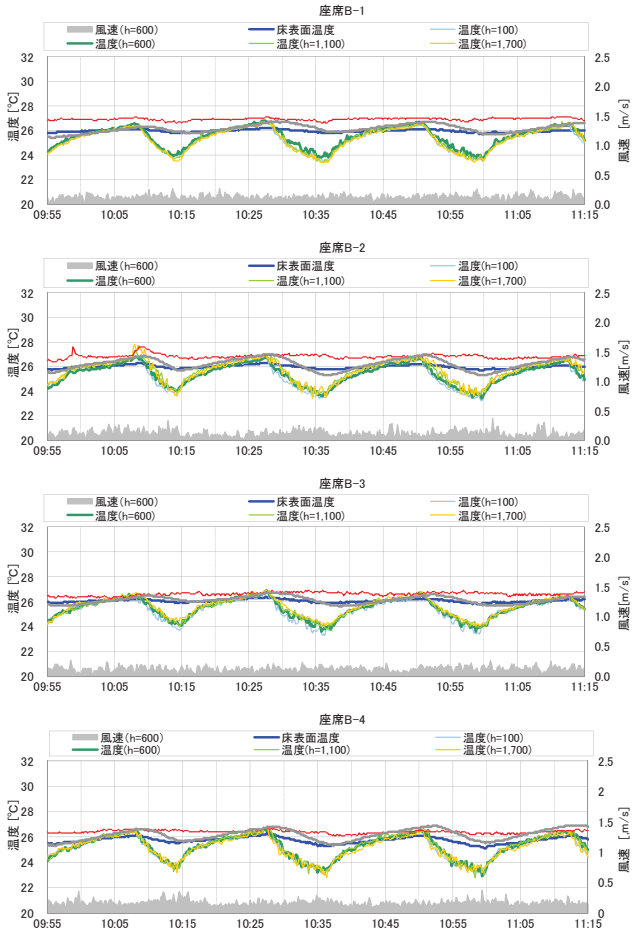
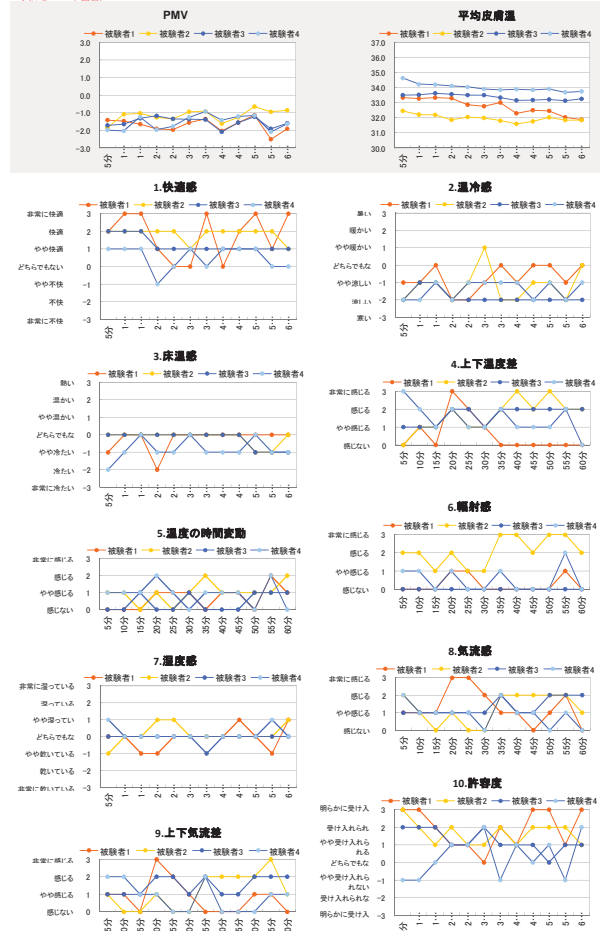
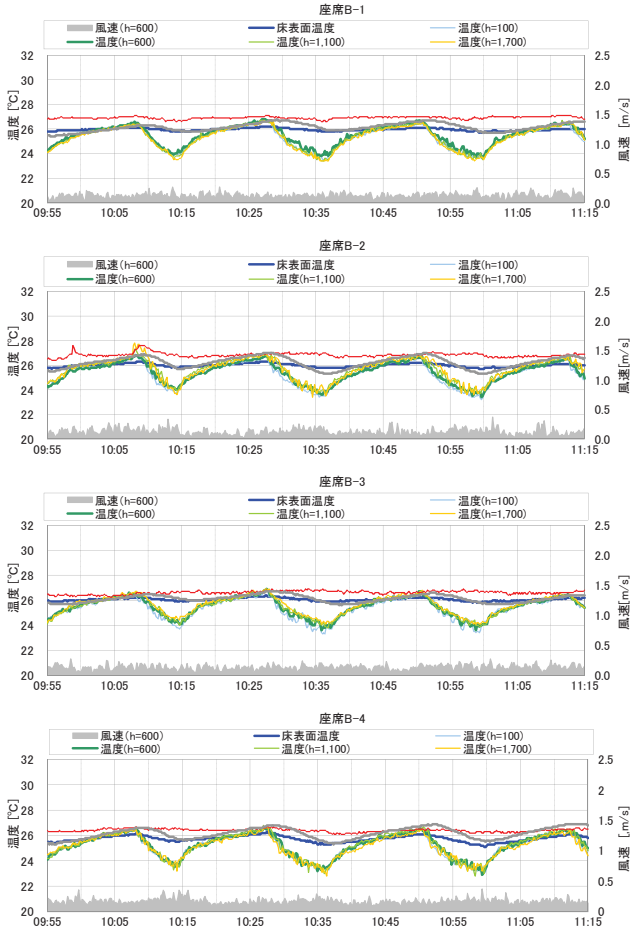


9. 上下気流差



10. 許容度





床チャン18°C(1回目)

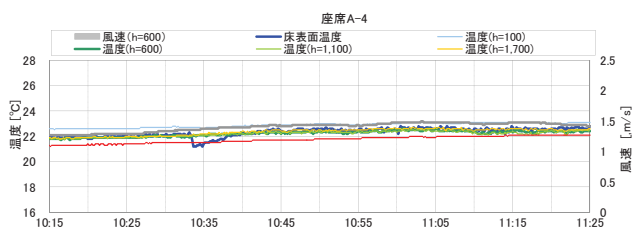
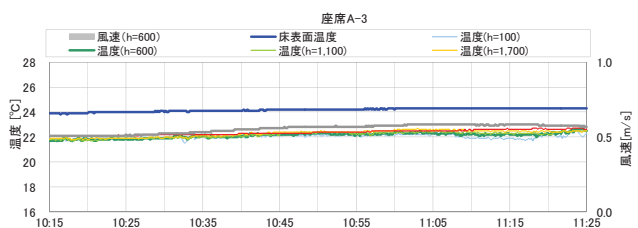
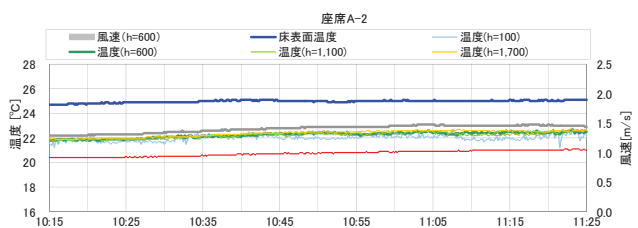
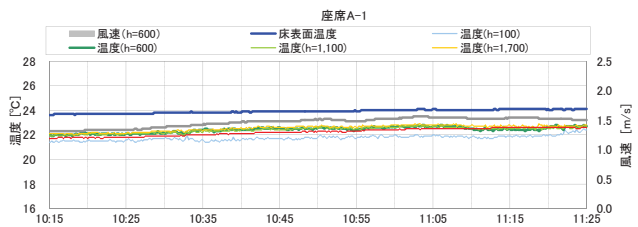
上下温度

実験日時

2011/2/28 14:20

~

2011/2/28 15:05



床チャン18°C(1回目)

PMV

被験者1

被験者2

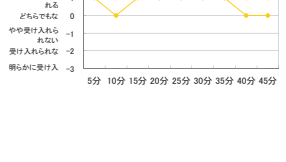
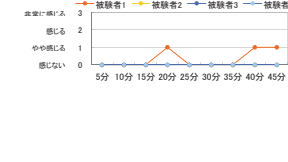
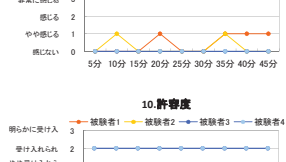
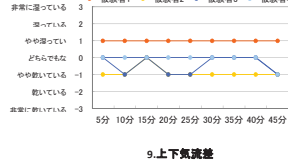
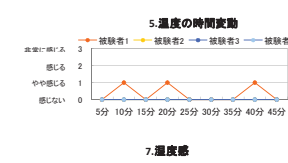
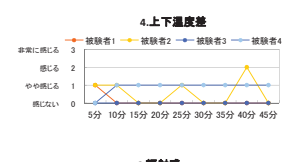
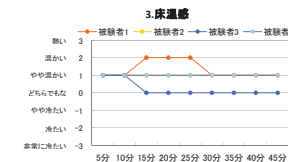
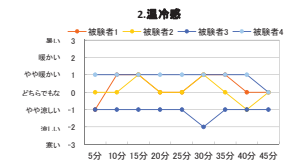
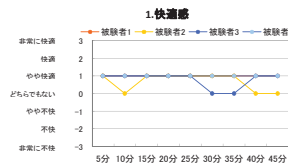
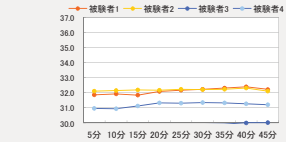
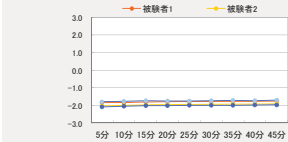
平均皮膚温

被験者1

被験者2

被験者3

被験者4



床チャン20°C(1回目)

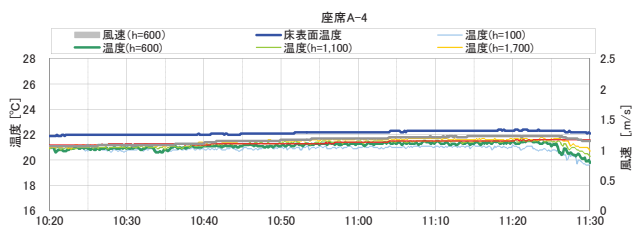
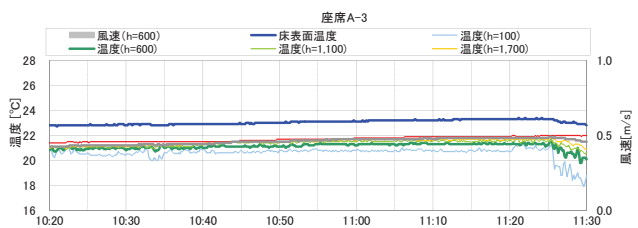
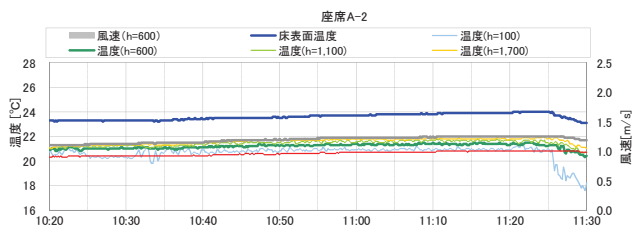
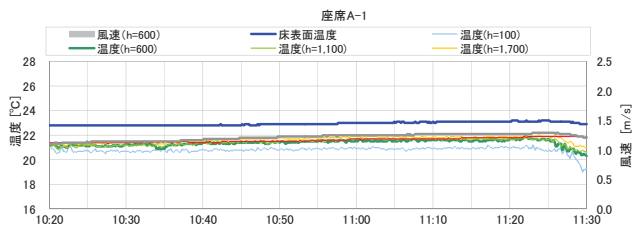
上下温度

実験日時

2011/2/28 10:36

~

2011/2/28 11:21



床チャン20°C(1回目)

PMV

被験者1

被験者2

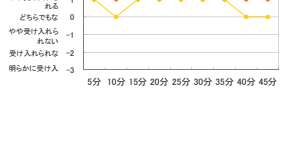
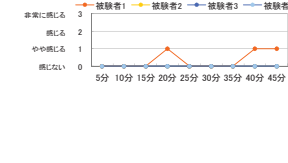
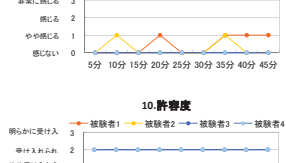
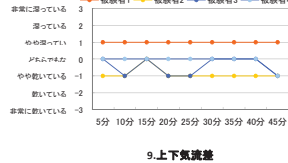
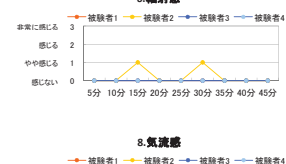
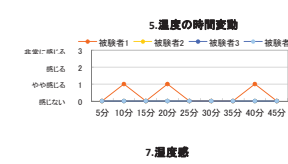
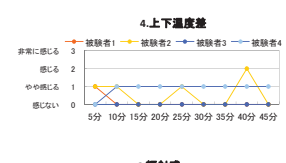
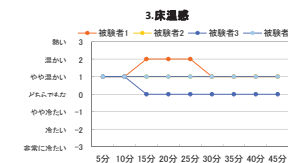
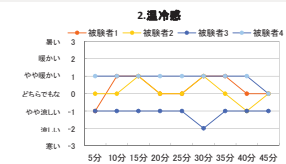
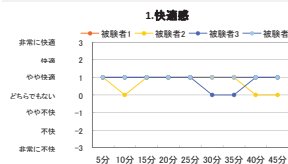
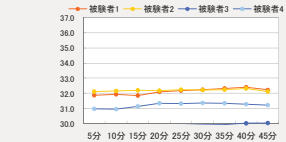
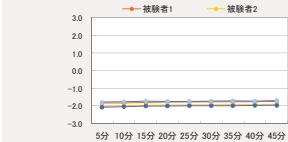
平均皮膚温

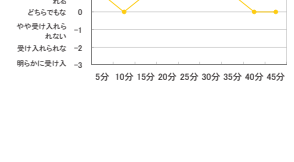
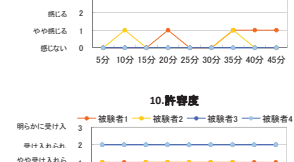
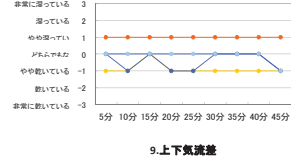
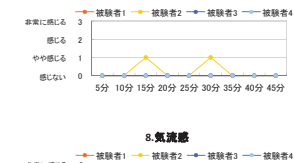
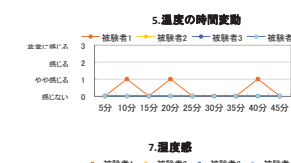
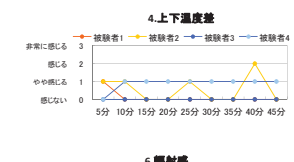
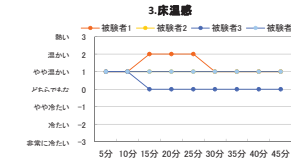
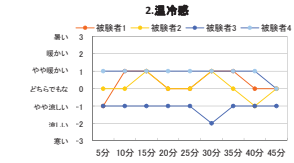
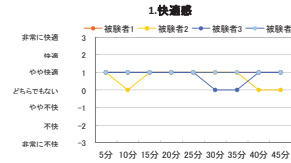
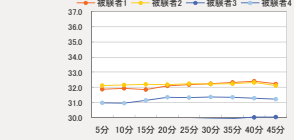
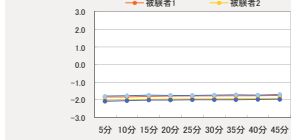
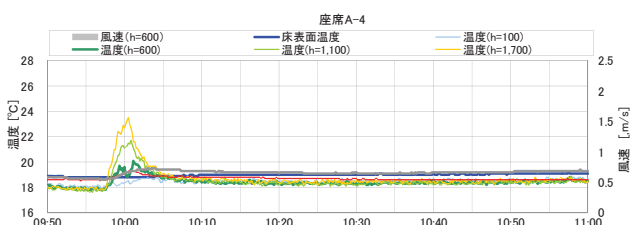
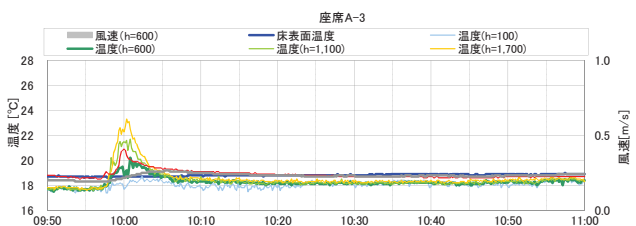
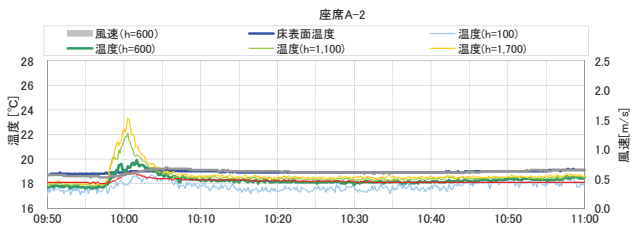
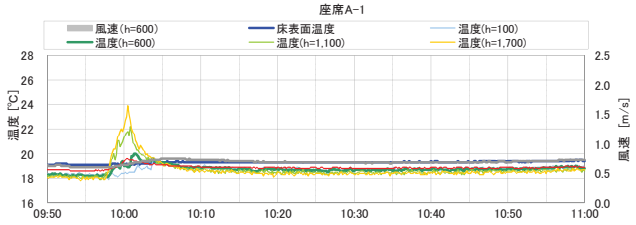
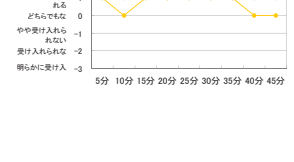
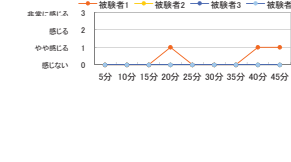
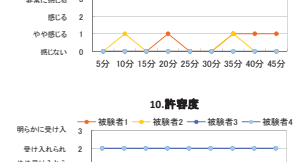
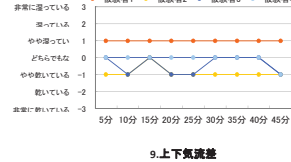
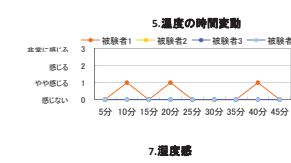
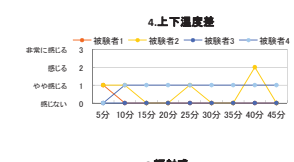
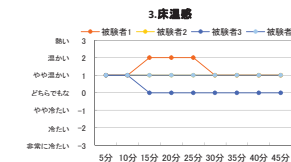
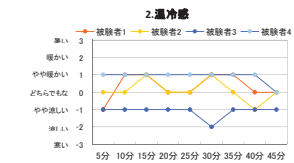
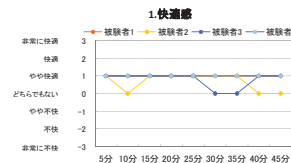
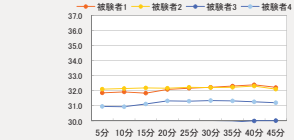
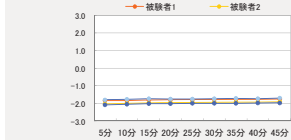
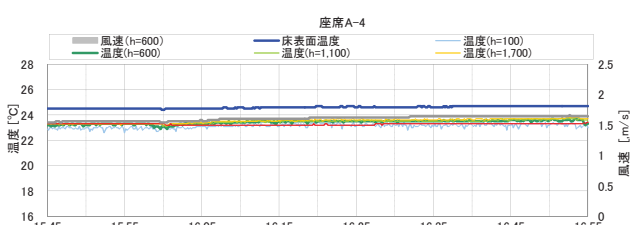
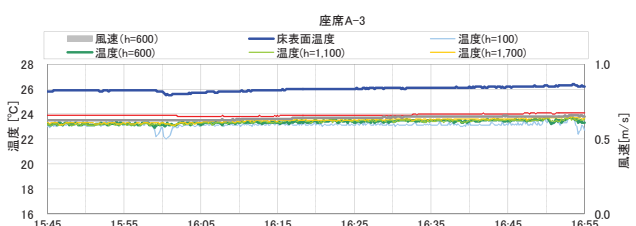
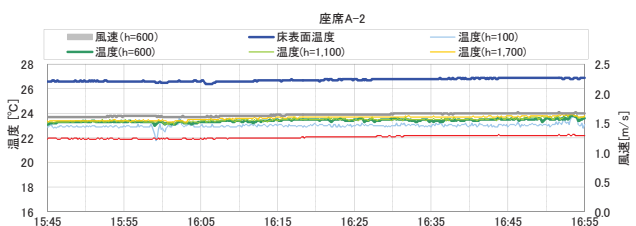
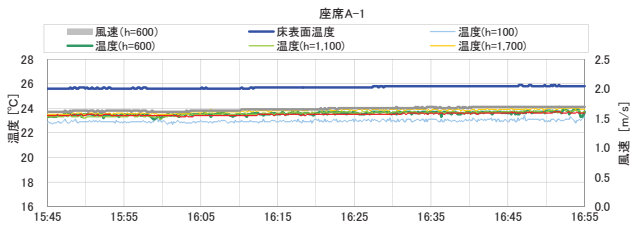
被験者1

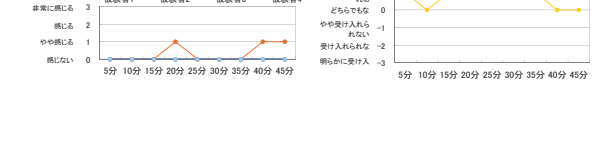
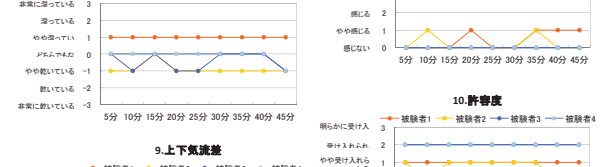
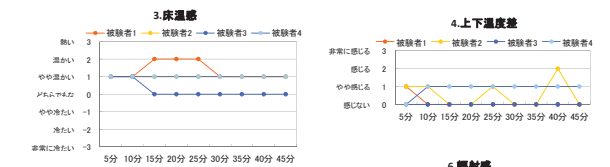
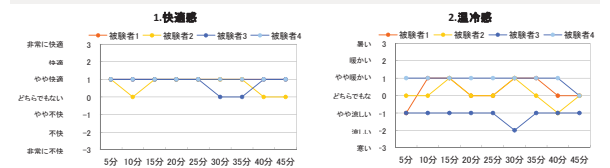
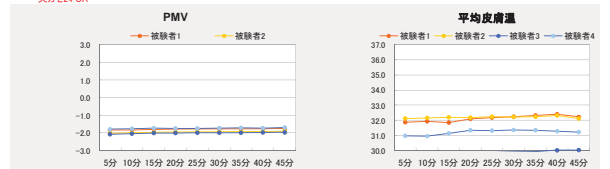
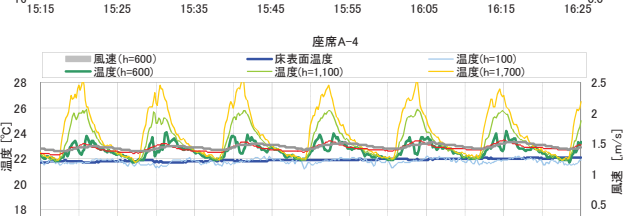
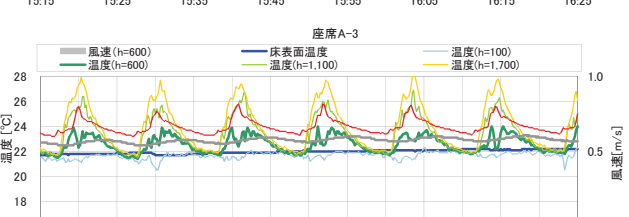
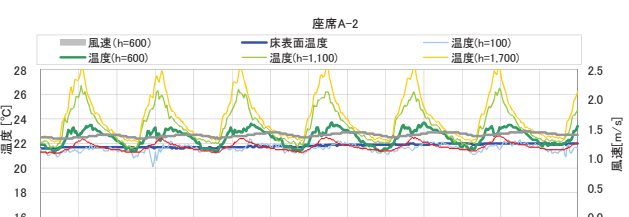
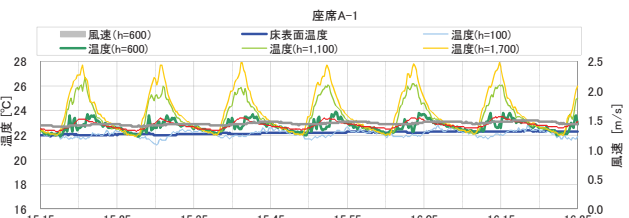
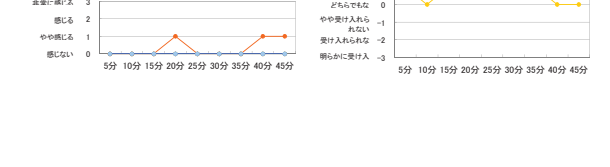
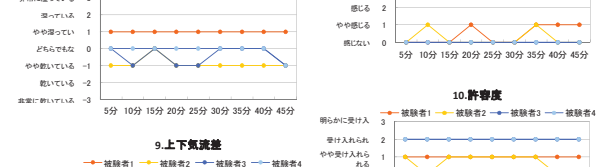
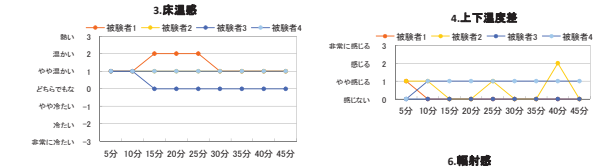
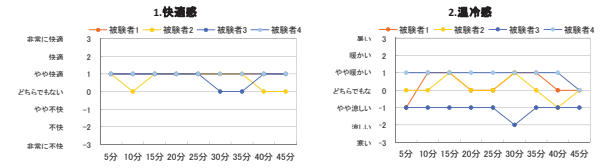
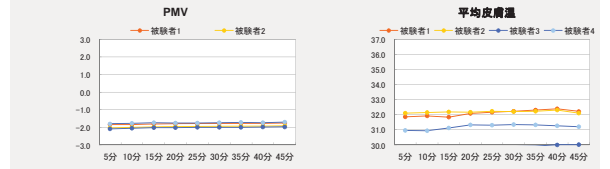
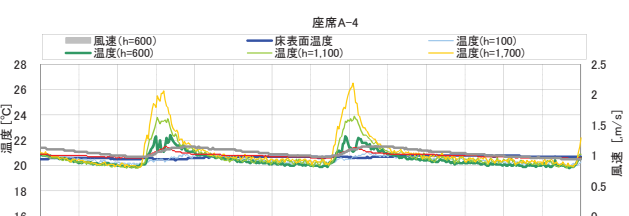
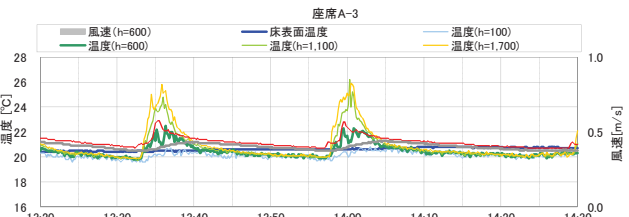
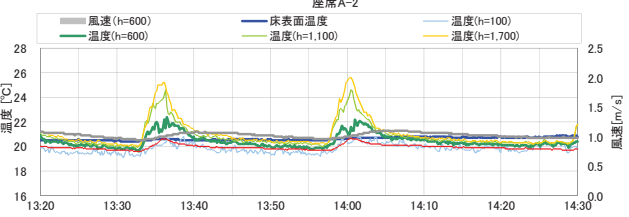
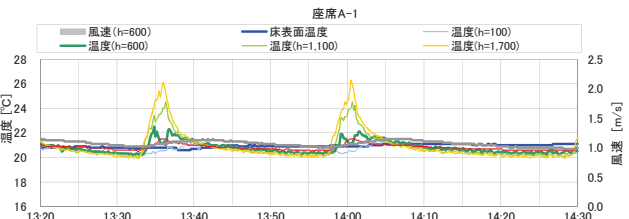
被験者2

被験者3

被験者4



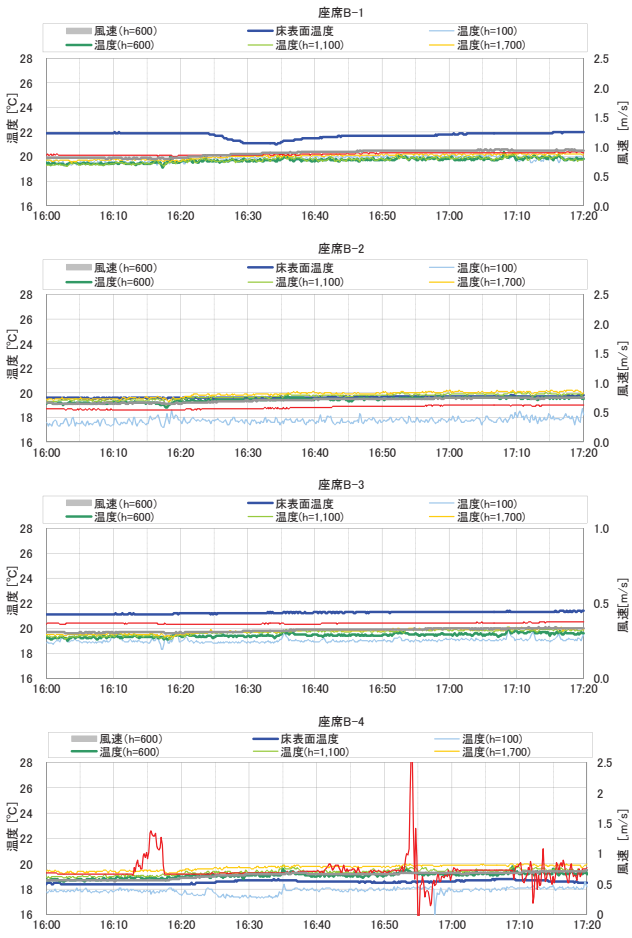




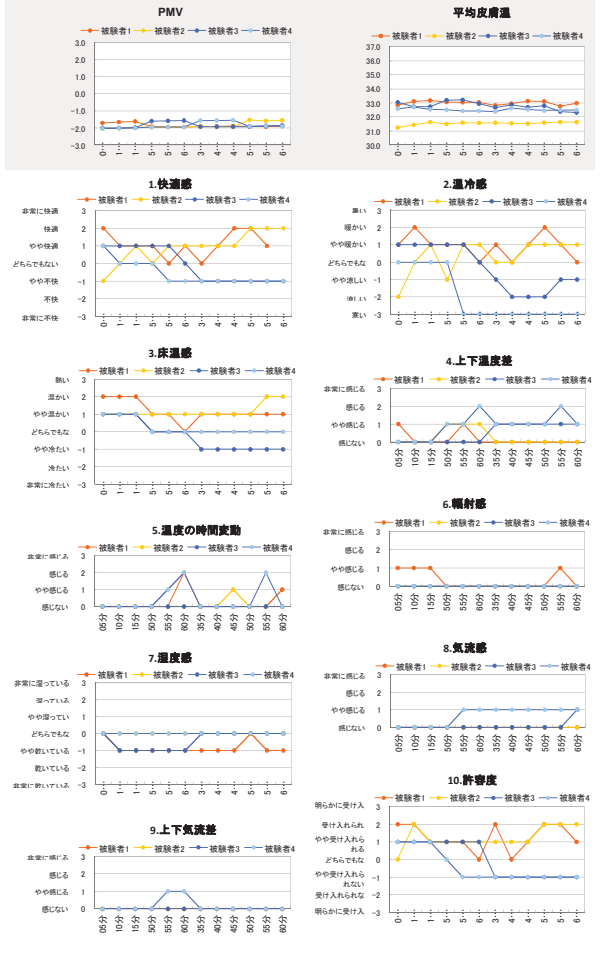
床チャン18°CB(1回目)

上下温度

実験日時 2011/2/28 16:18 ~ 2011/2/28 17:18



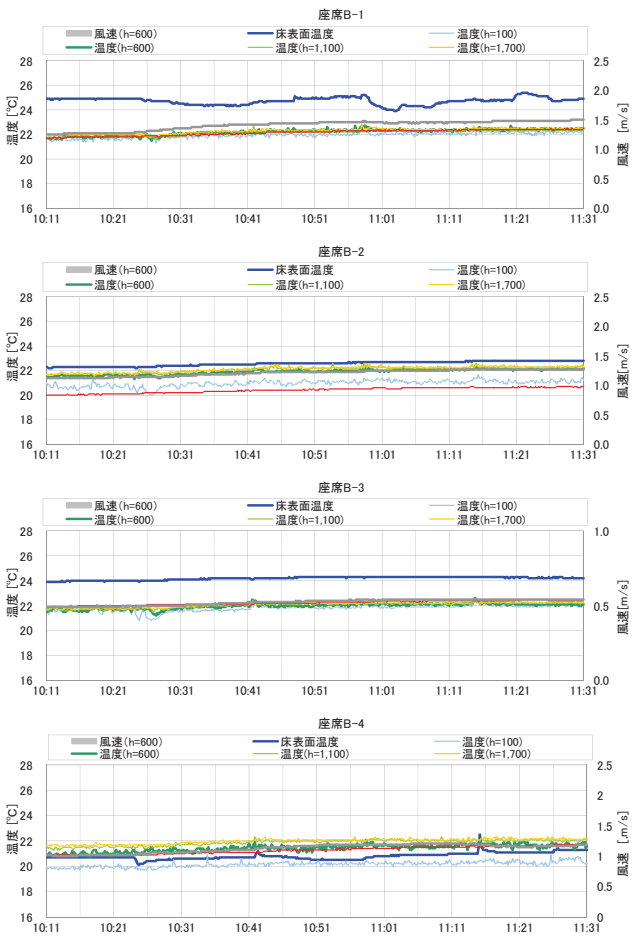
床チャン18°CB(1回目)



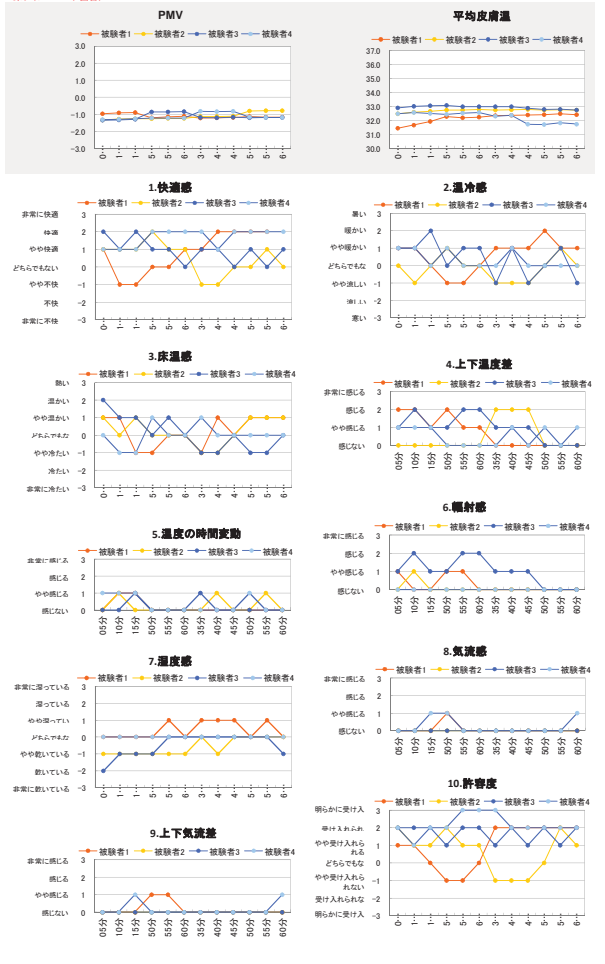
床チャン20°CB(1回目)

上下温度

実験日時 2011/3/1 10:26 ~ 2011/3/1 11:26

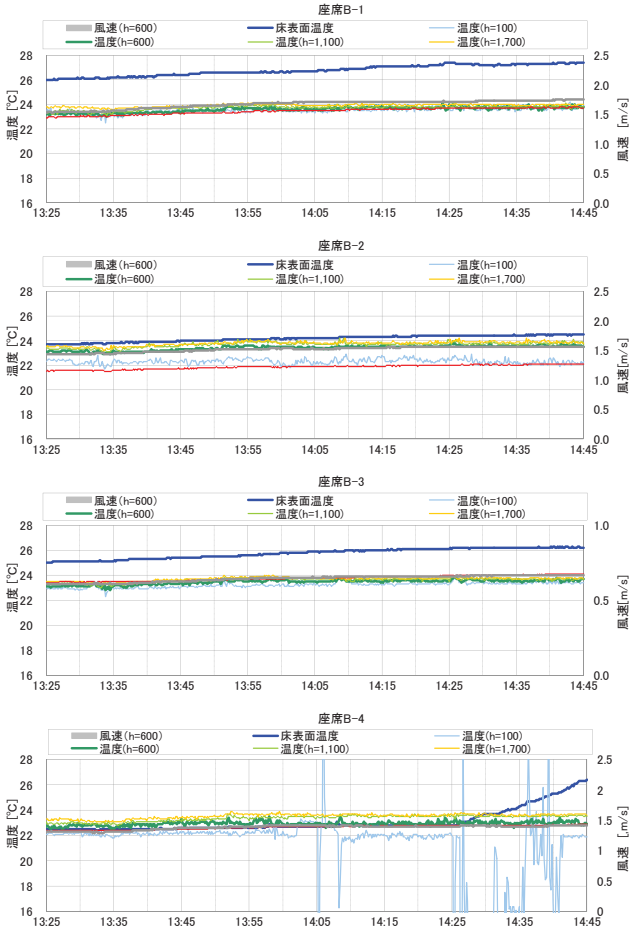


床チャン20°CB(1回目)



床チャン22°CB(1回目)

上下温度 実験日時 2011/3/1 13:40 ~ 2011/3/1 14:40



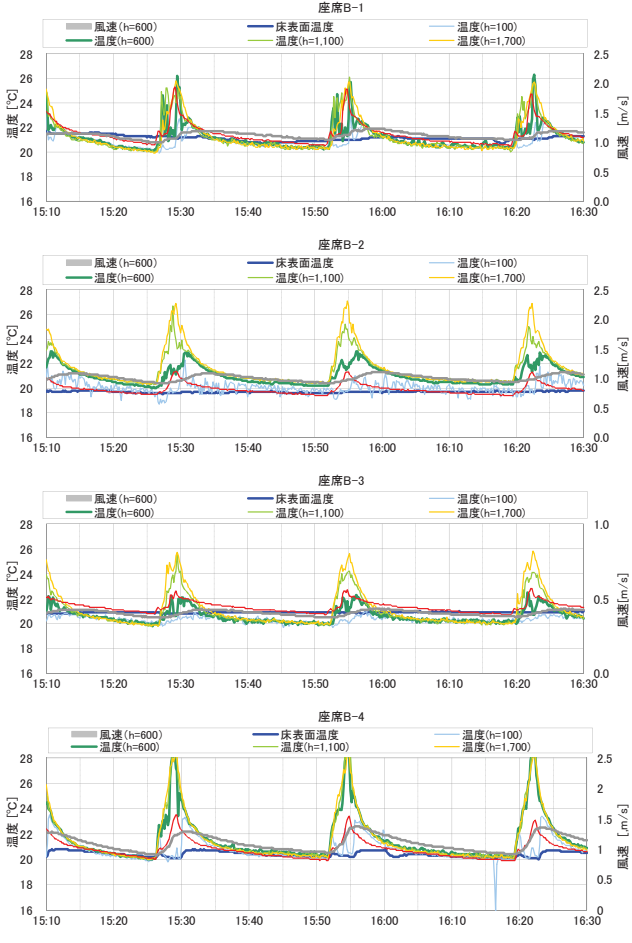
床チャン22°CB(1回目)

PMV 平均皮膚温



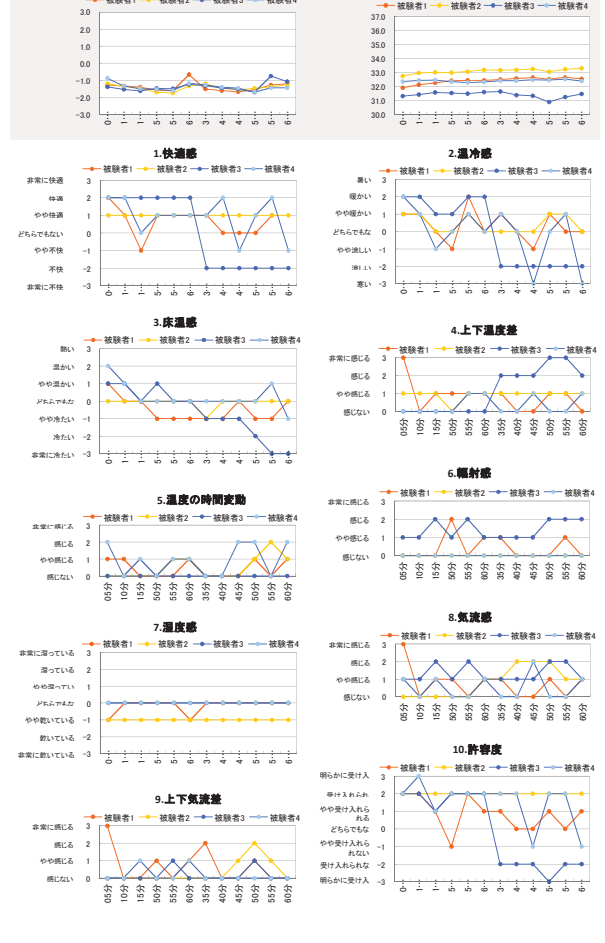
天カセ22°CB(1回目)

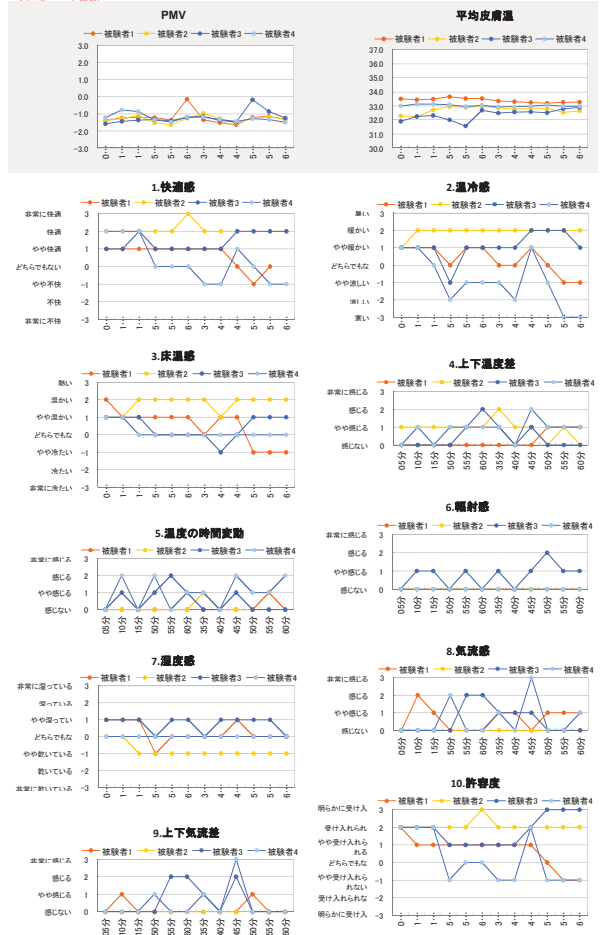
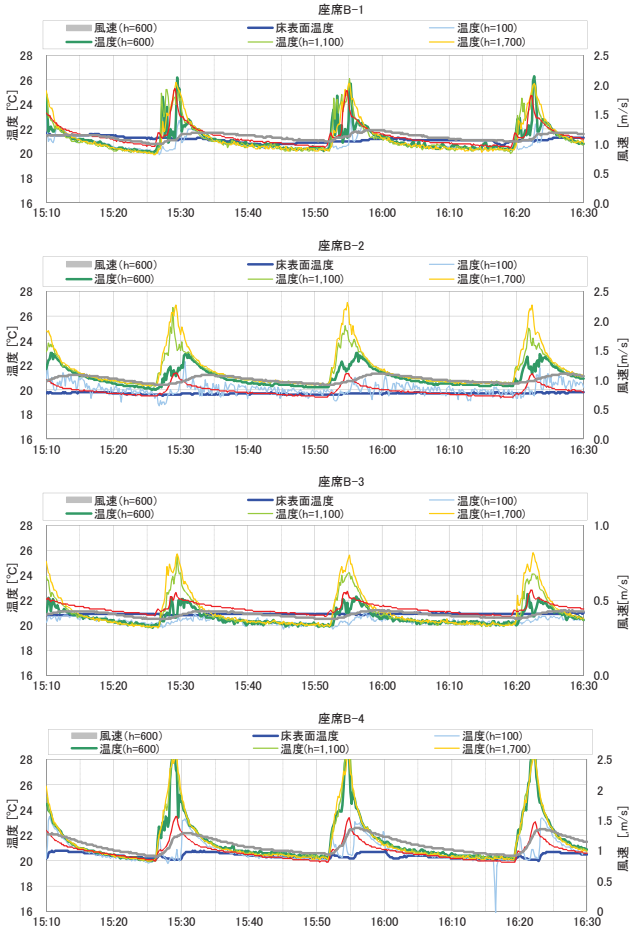
上下温度 実験日時 2011/3/3 15:27 ~ 2011/3/3 16:27



天カセ22°CB(1回目)

PMV 平均皮膚温

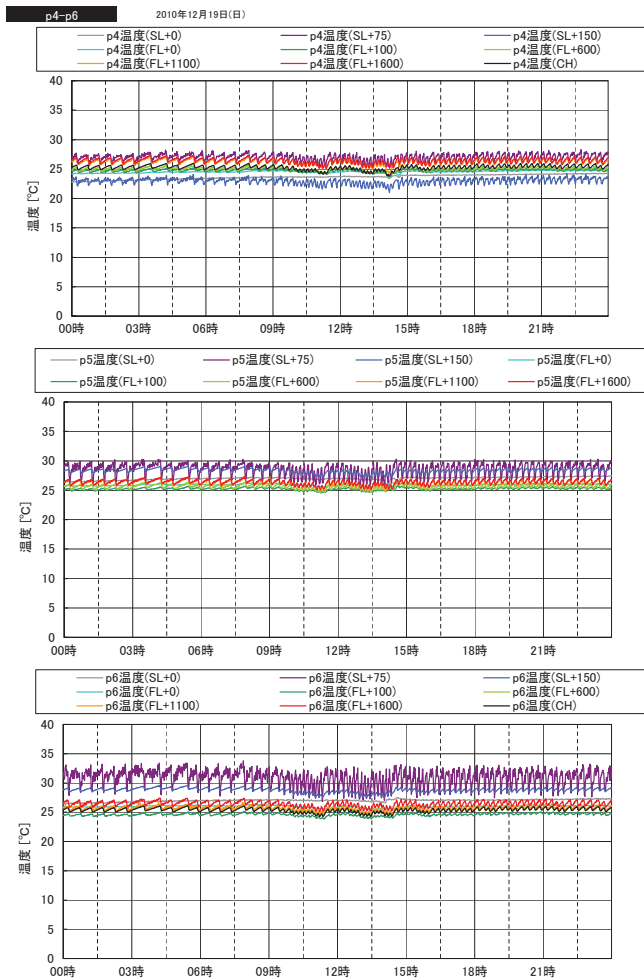
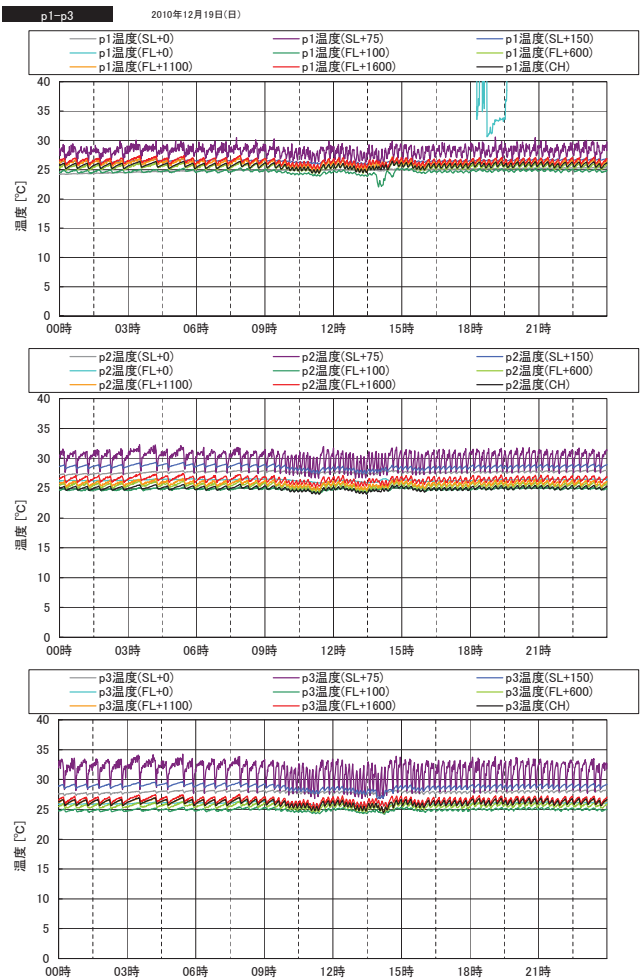
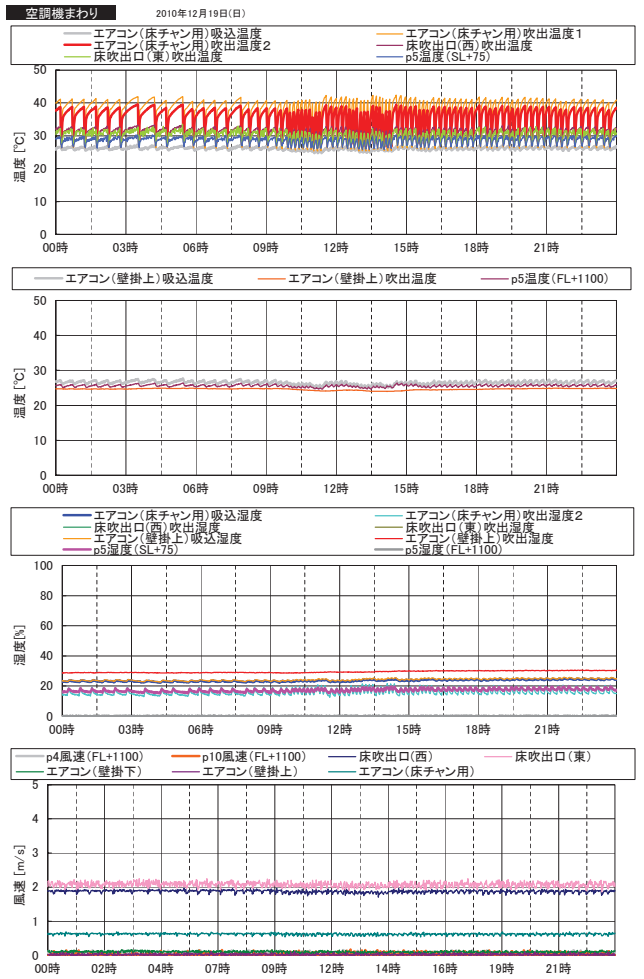
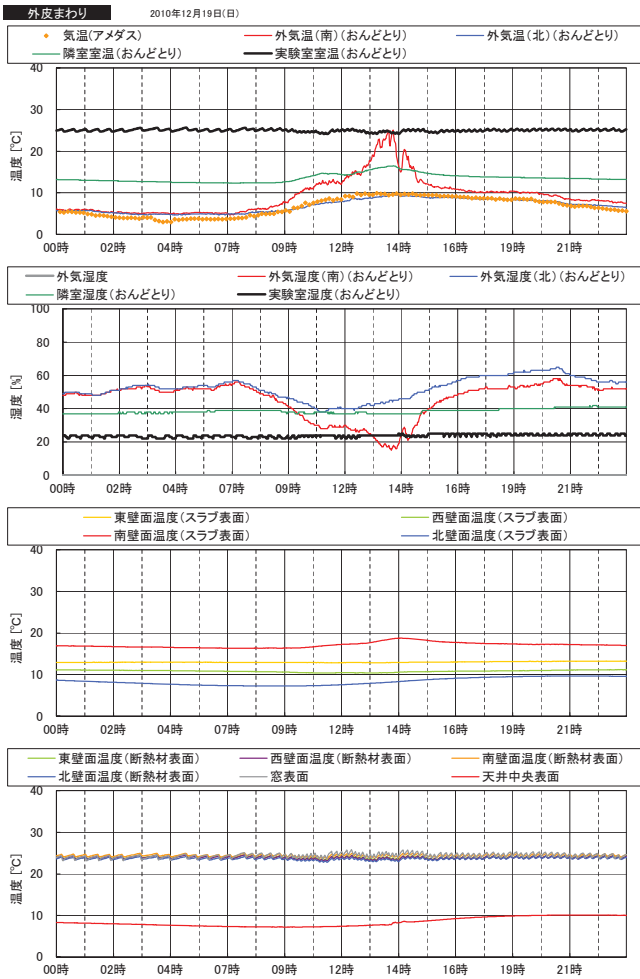




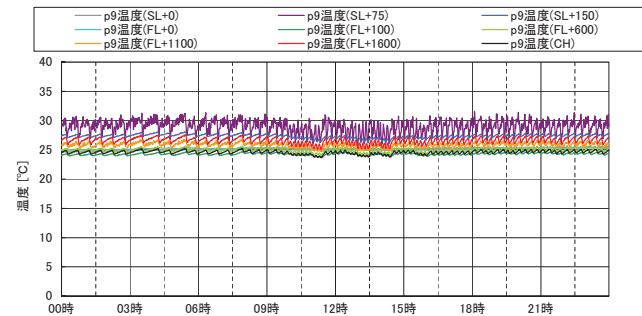
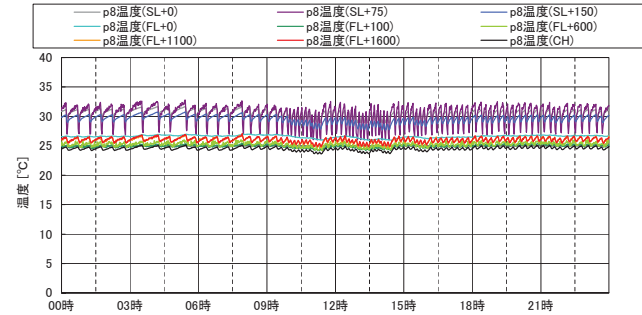
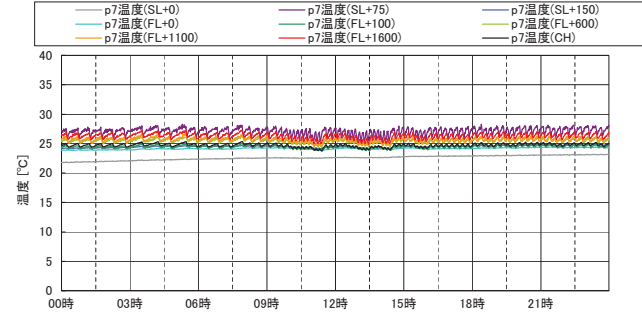


## 実大実験室における温熱環境の実測

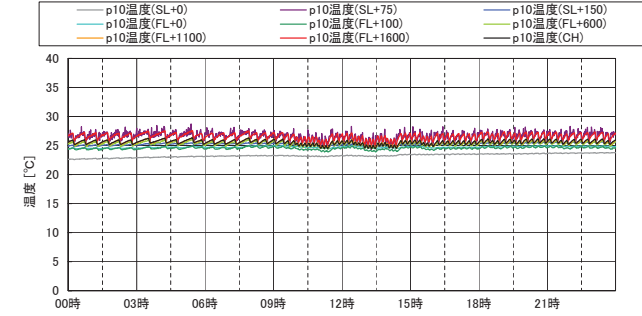




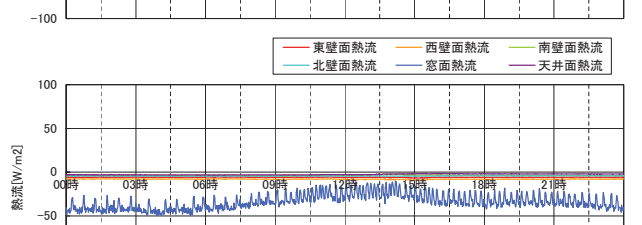
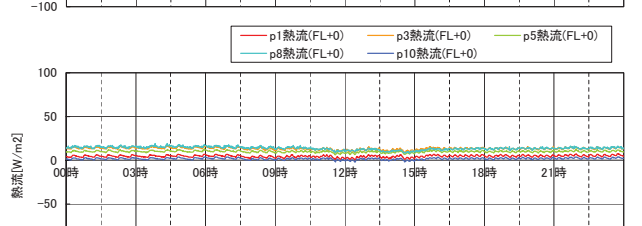
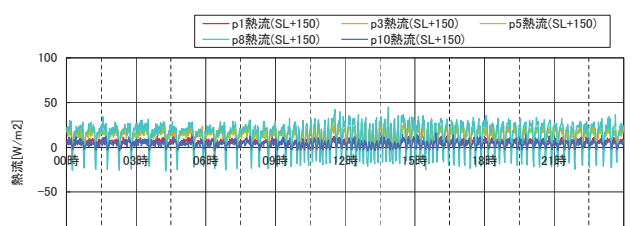
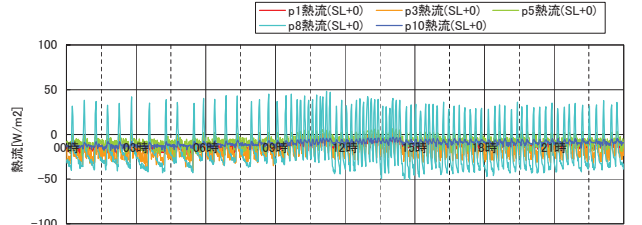
p7-p9 2010年12月19日(日)



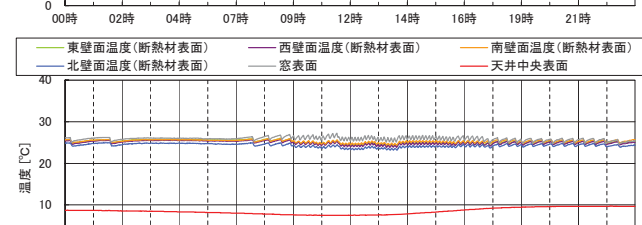
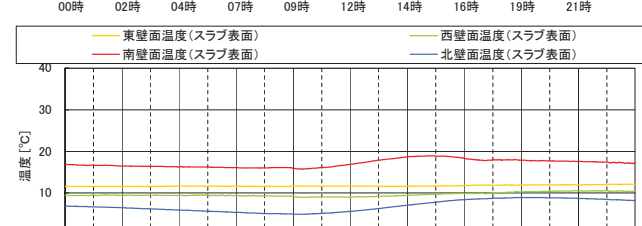
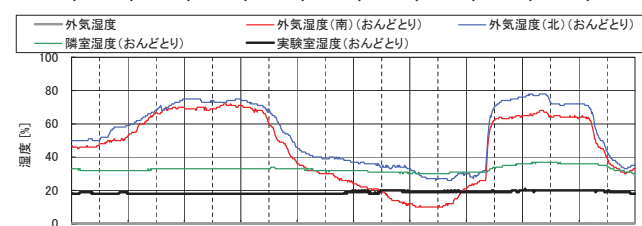
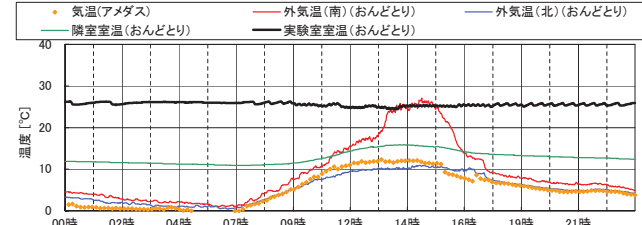
p10 2010年12月19日(日)



熱流 2010年12月19日(日)

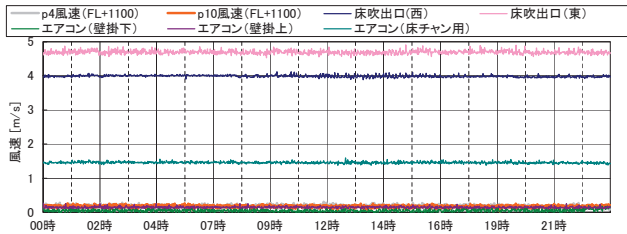
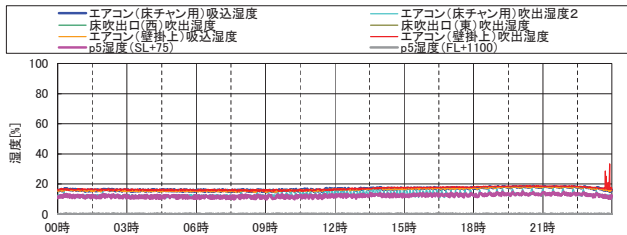
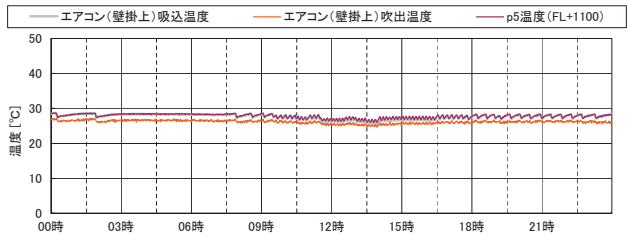
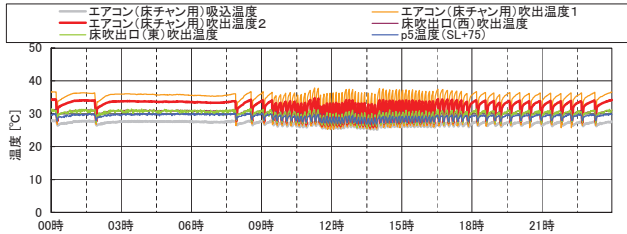


外皮まわり 2010年12月19日(日)



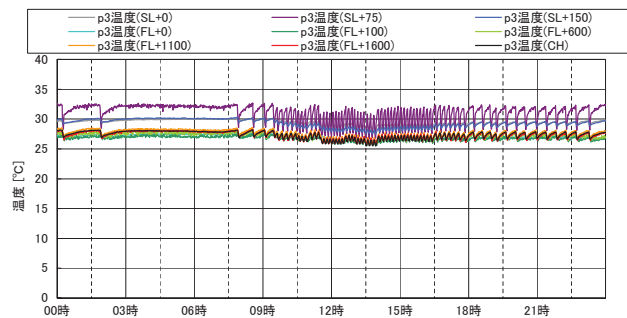
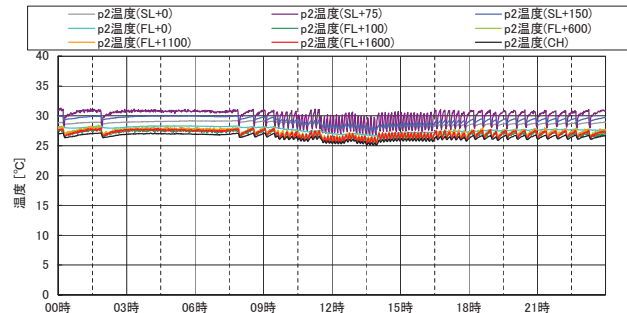
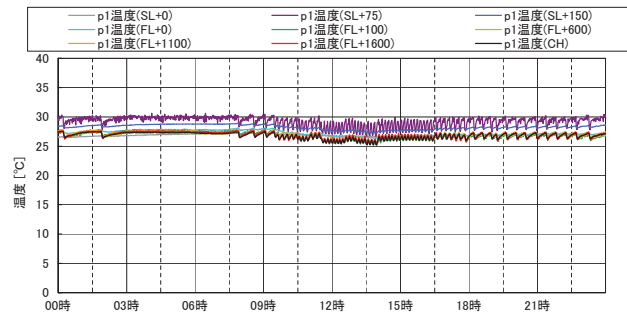
空調機まわり

2011年1月9日(日)



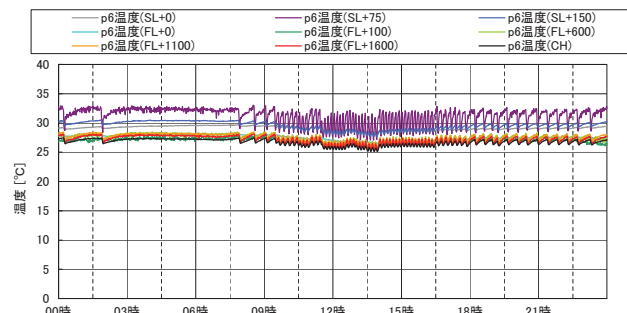
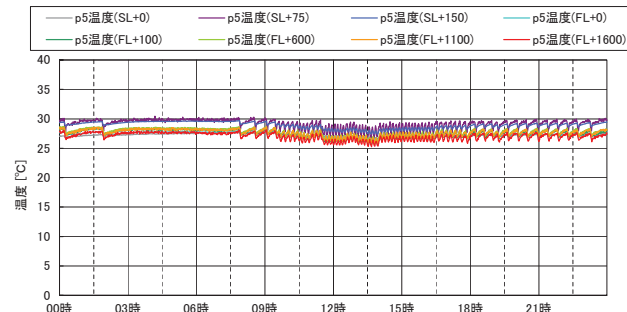
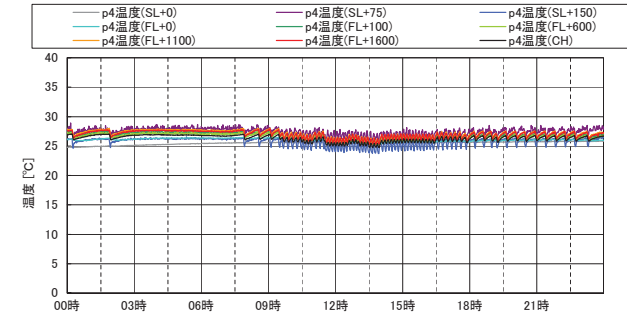
p1-p3

2011年1月9日(日)



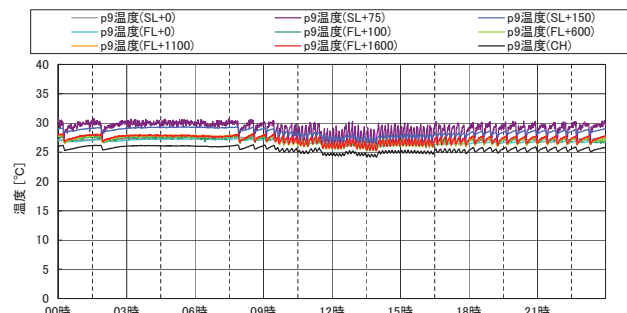
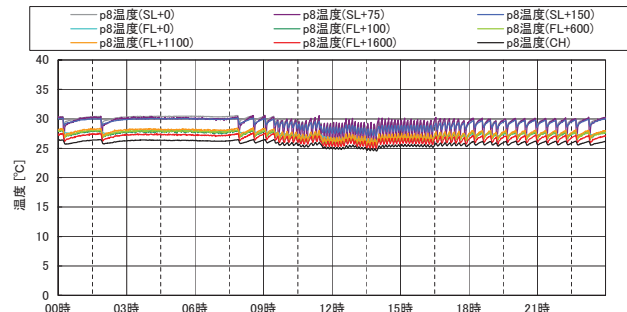
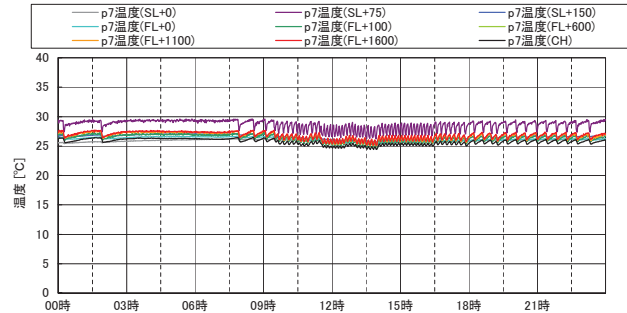
p4-p6

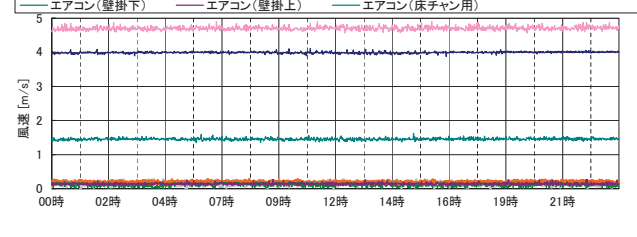
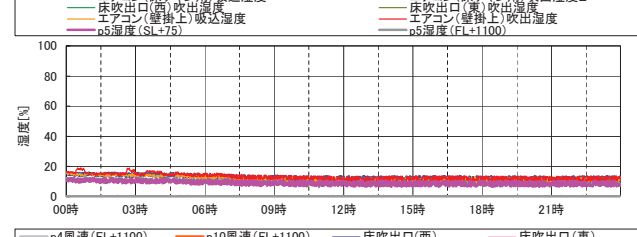
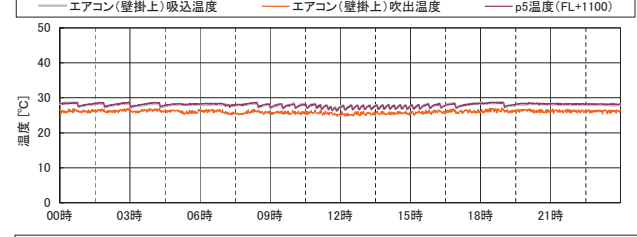
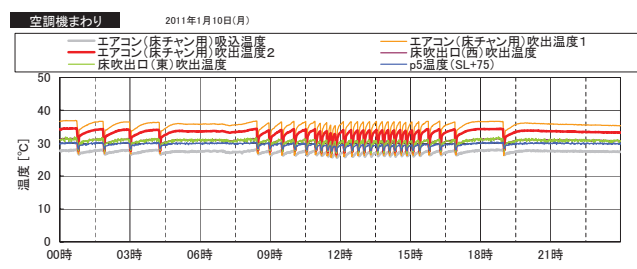
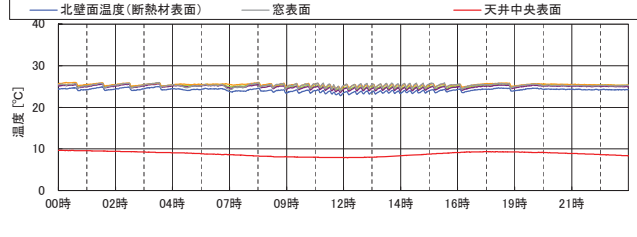
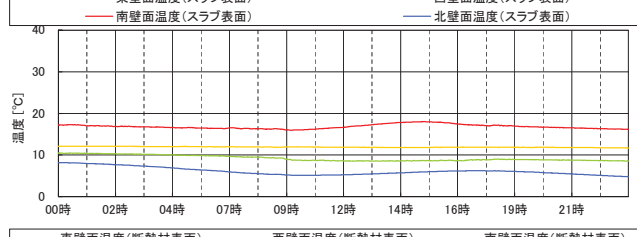
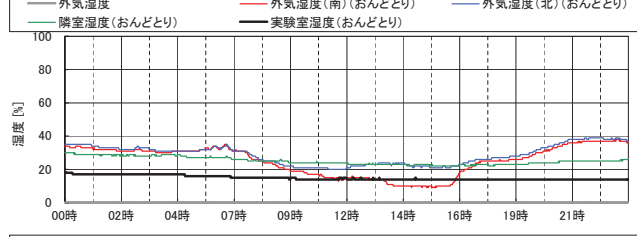
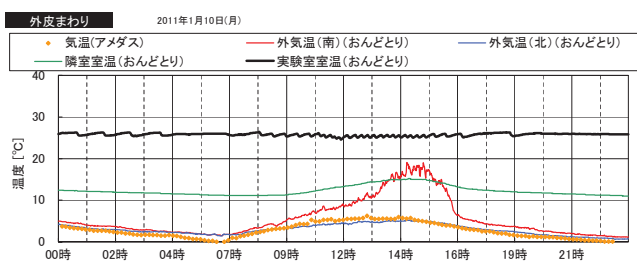
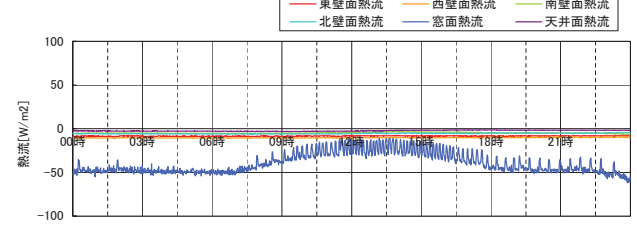
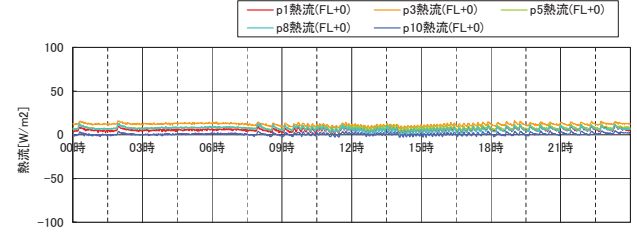
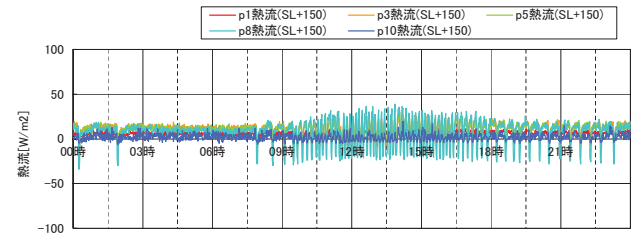
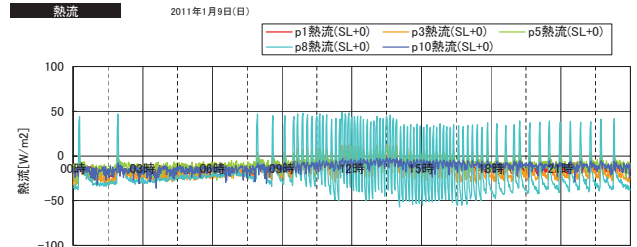
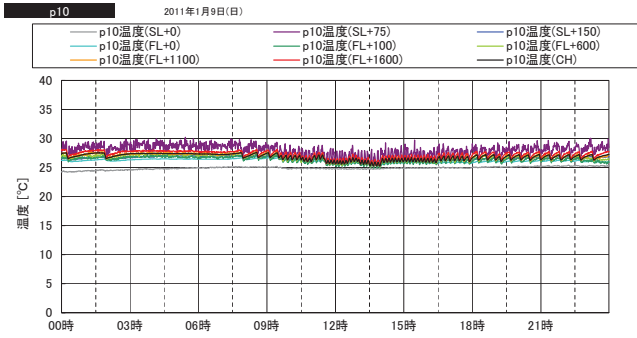
2011年1月9日(日)



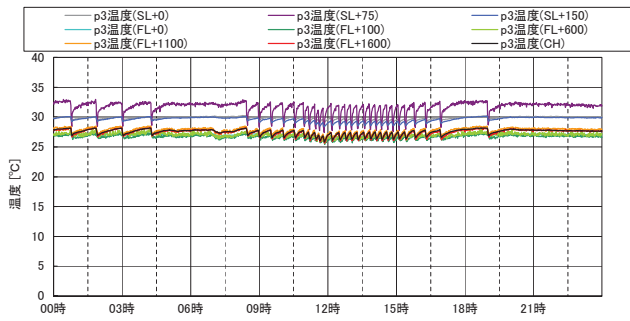
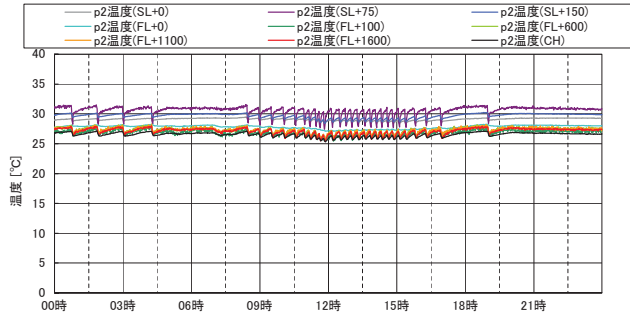
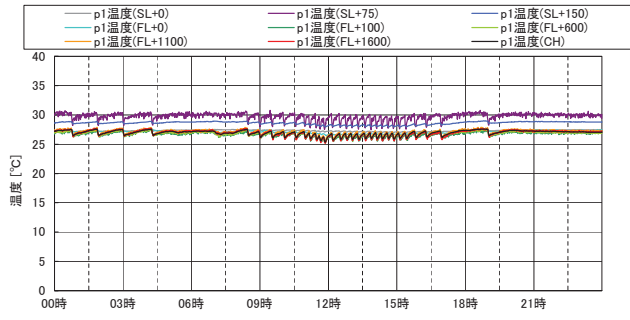
p7-p9

2011年1月9日(日)

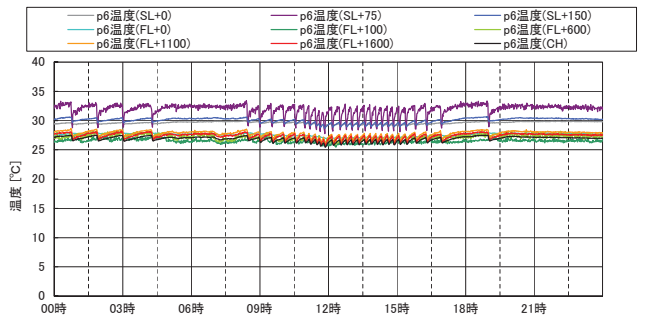
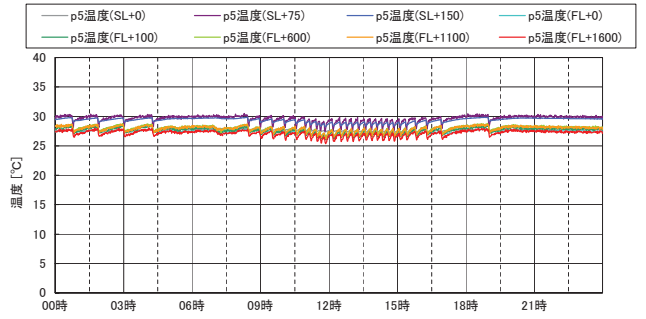
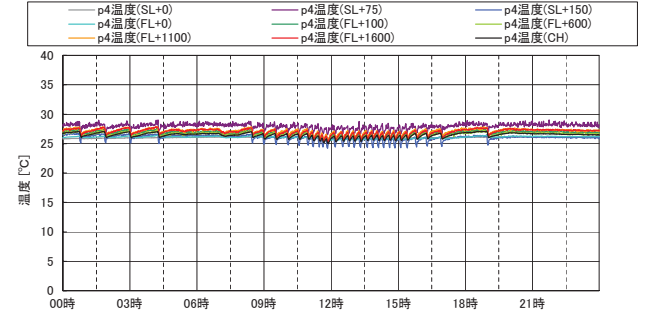




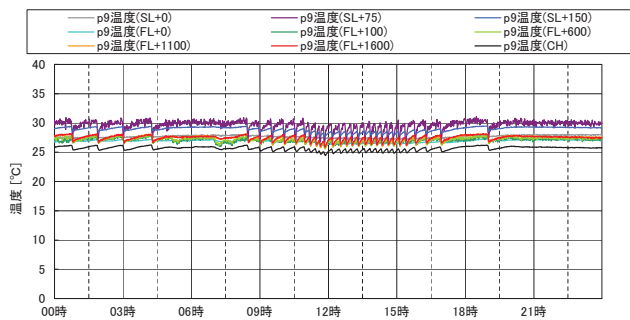
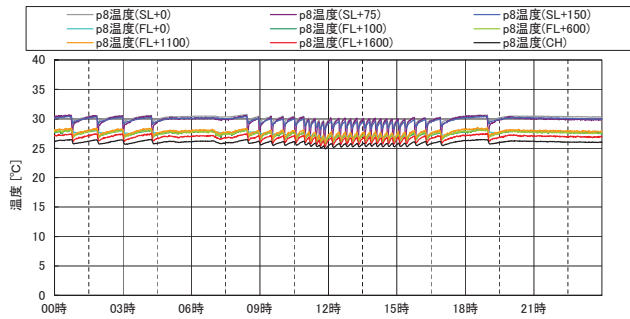
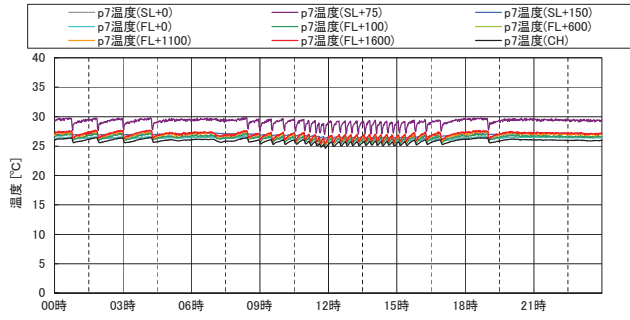
p1-p3 2011年1月10日(月)



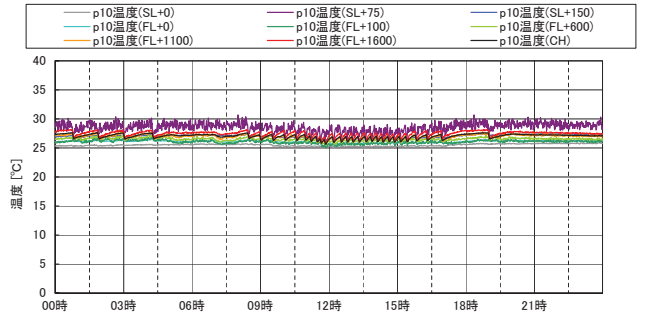
p4-p6 2011年1月10日(月)

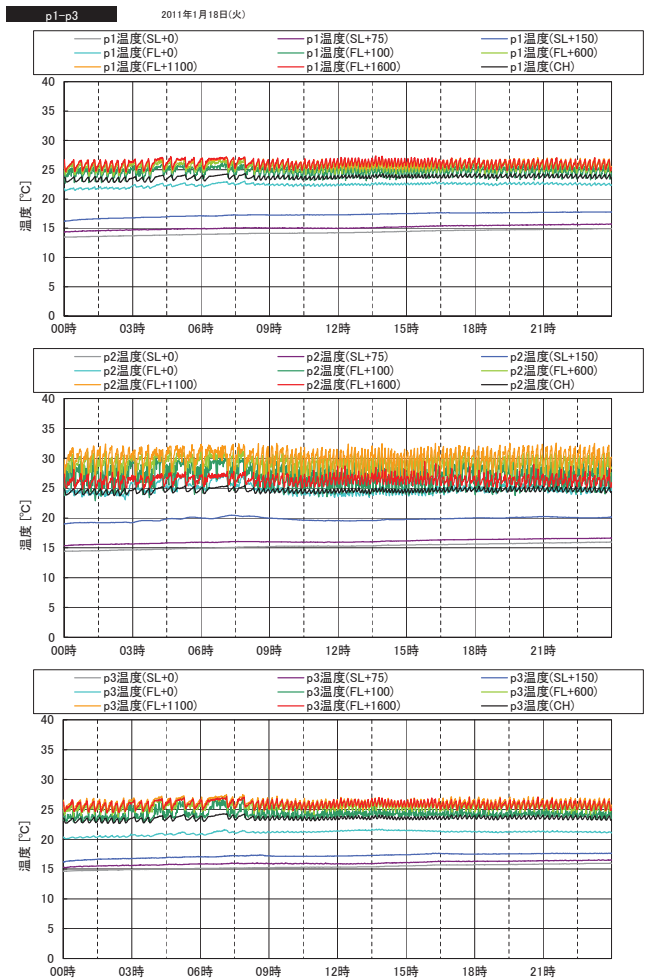
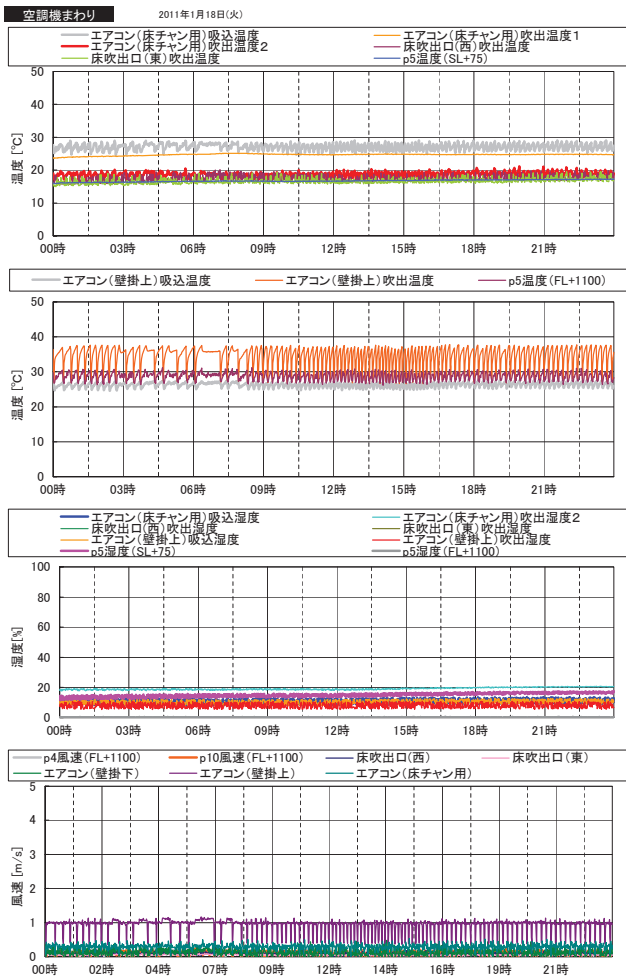
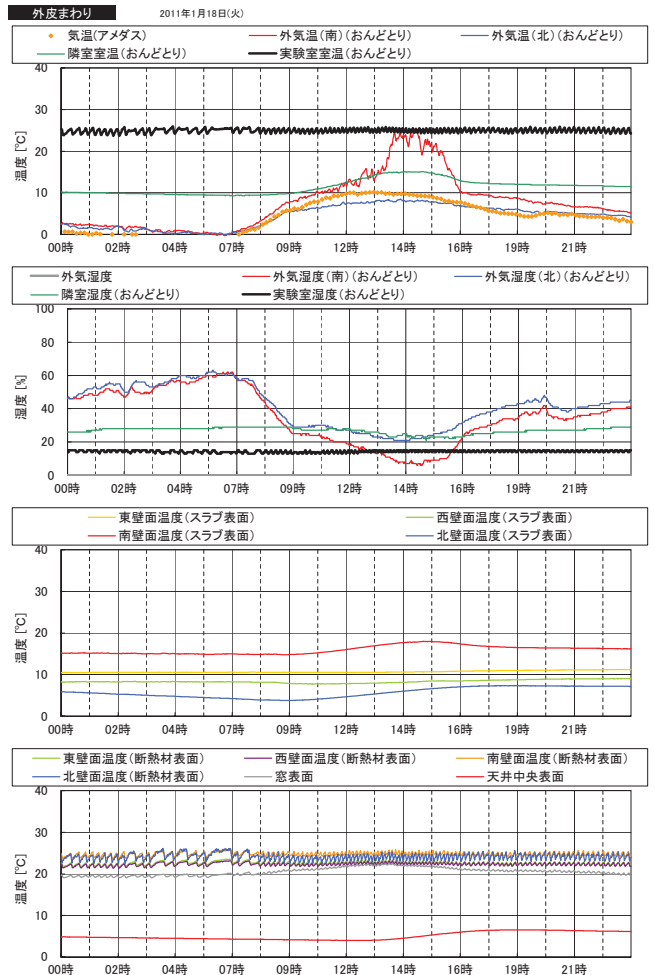
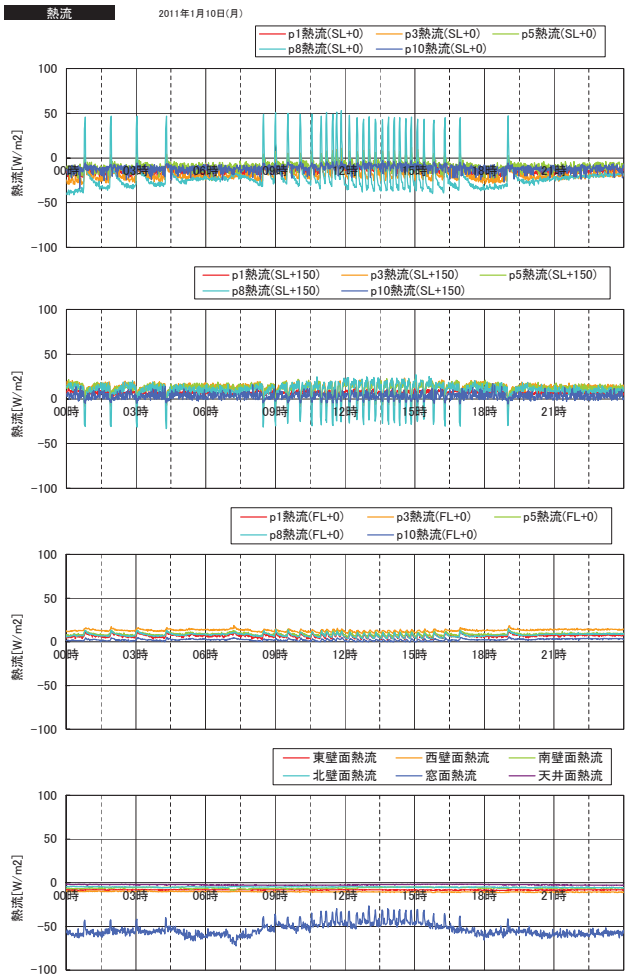


p7-p9 2011年1月10日(月)



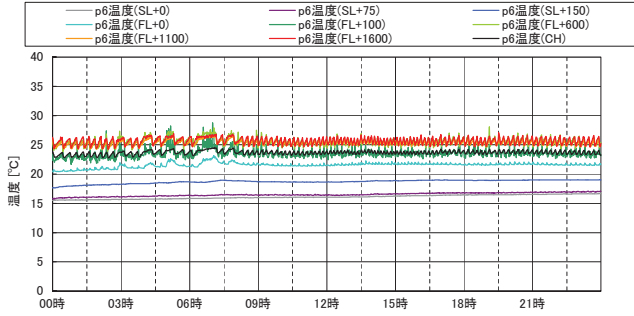
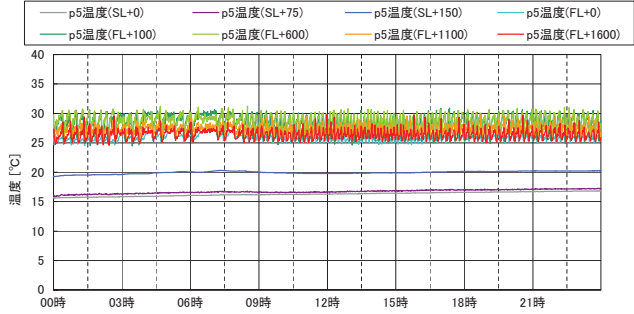
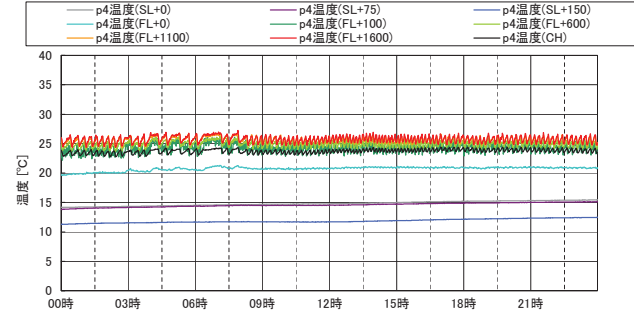
p10 2011年1月10日(月)



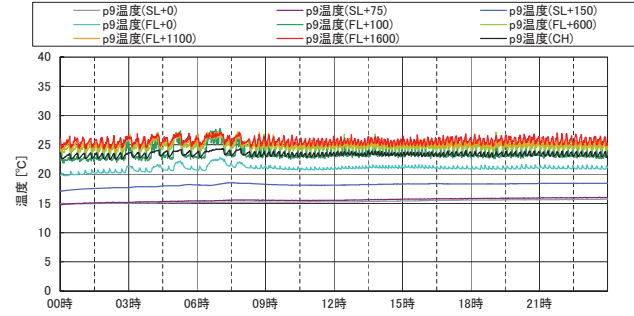
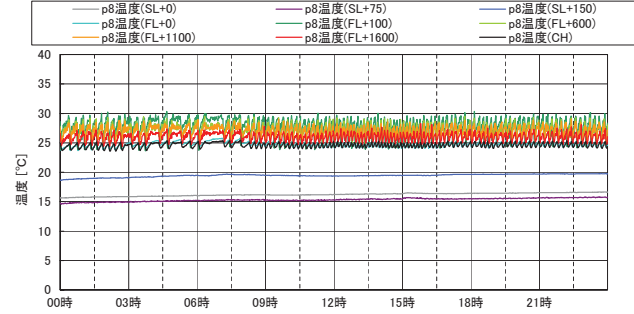
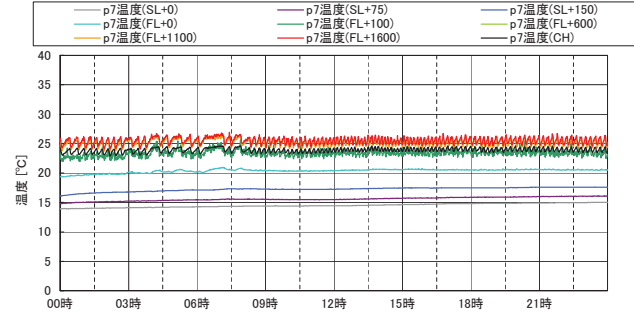




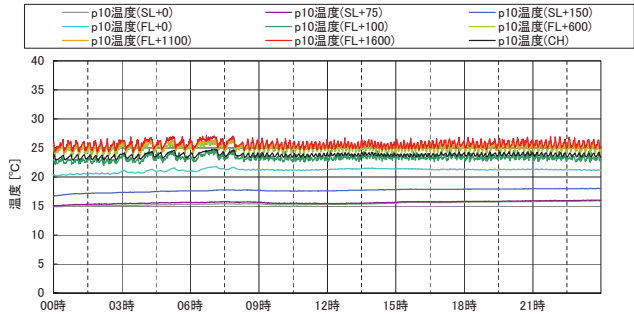
p4-p6 2011年1月18日(火)



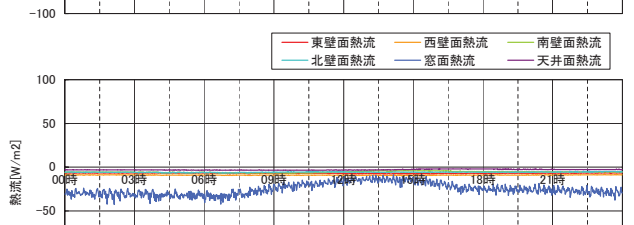
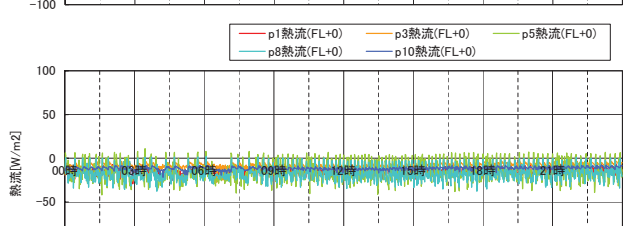
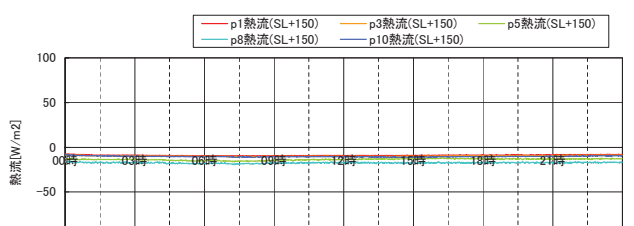
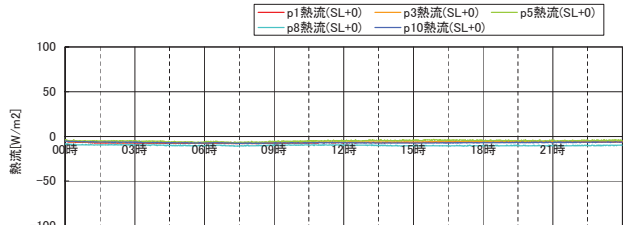
p7-p9 2011年1月18日(火)



p10 2011年1月18日(火)

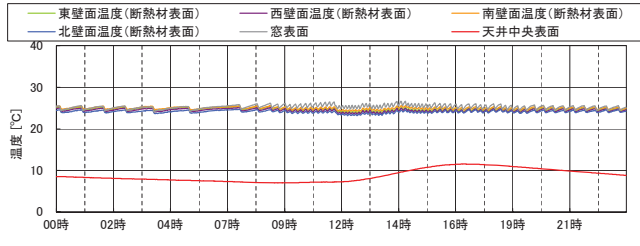
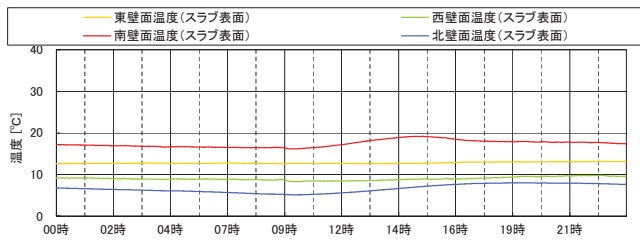
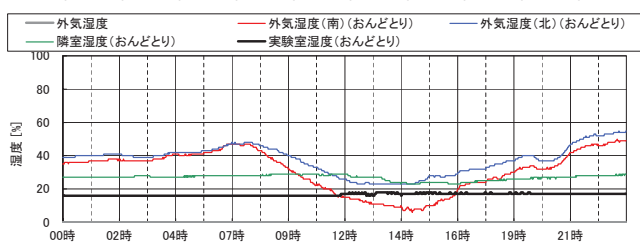
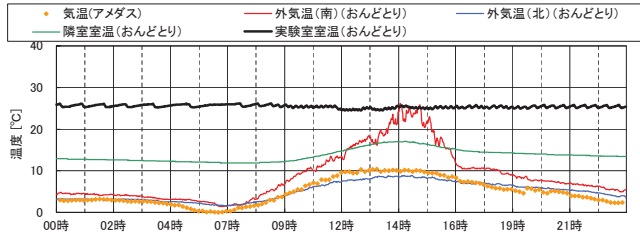


熱流 2011年1月18日(火)



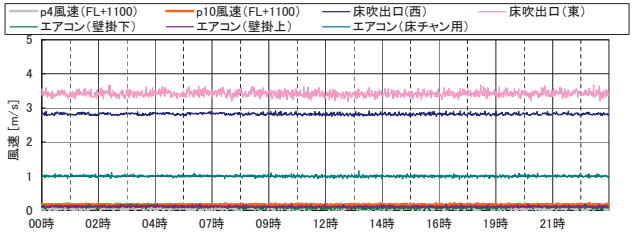
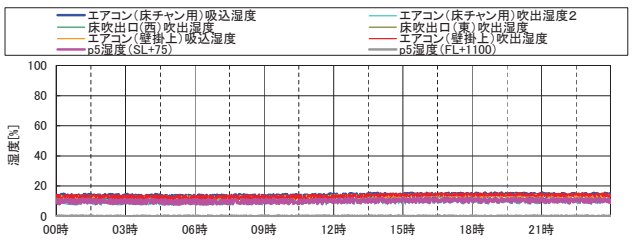
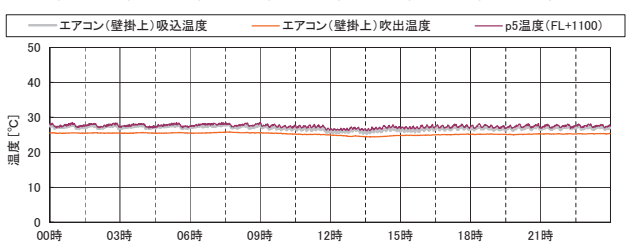
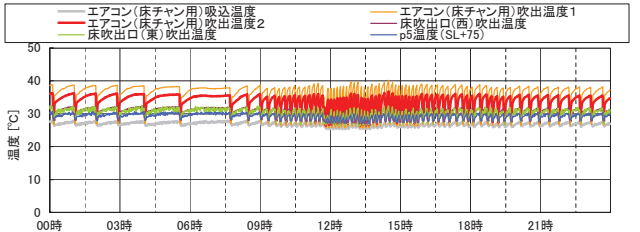
外皮まわり

2011年1月22日(土)



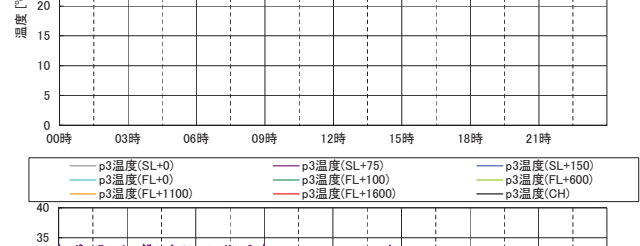
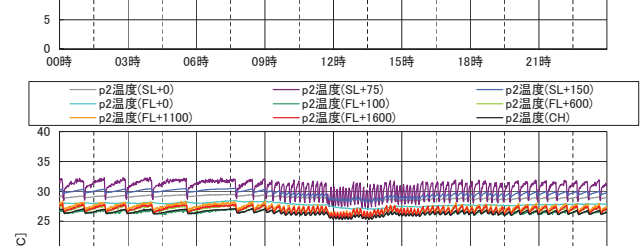
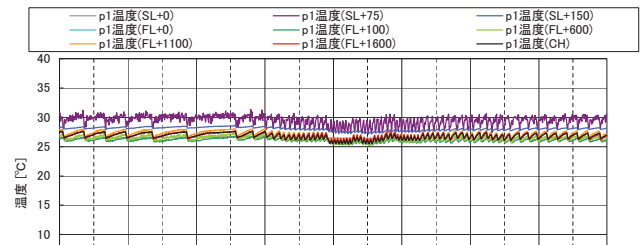
空調機まわり

2011年1月22日(土)



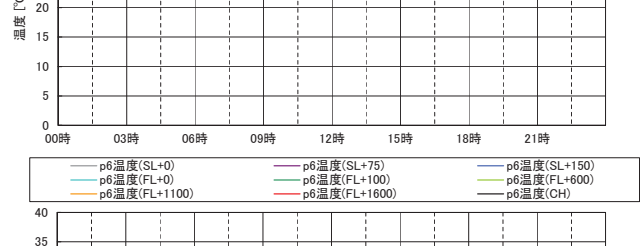
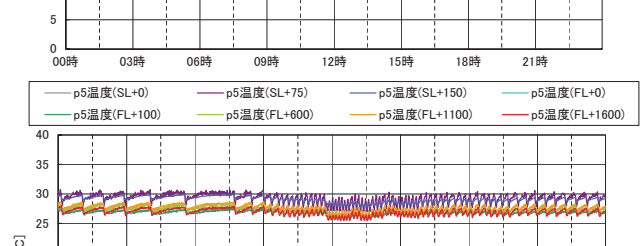
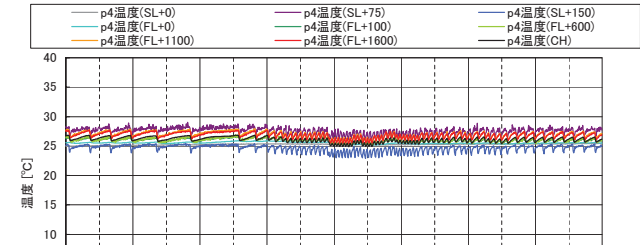
p1-p3

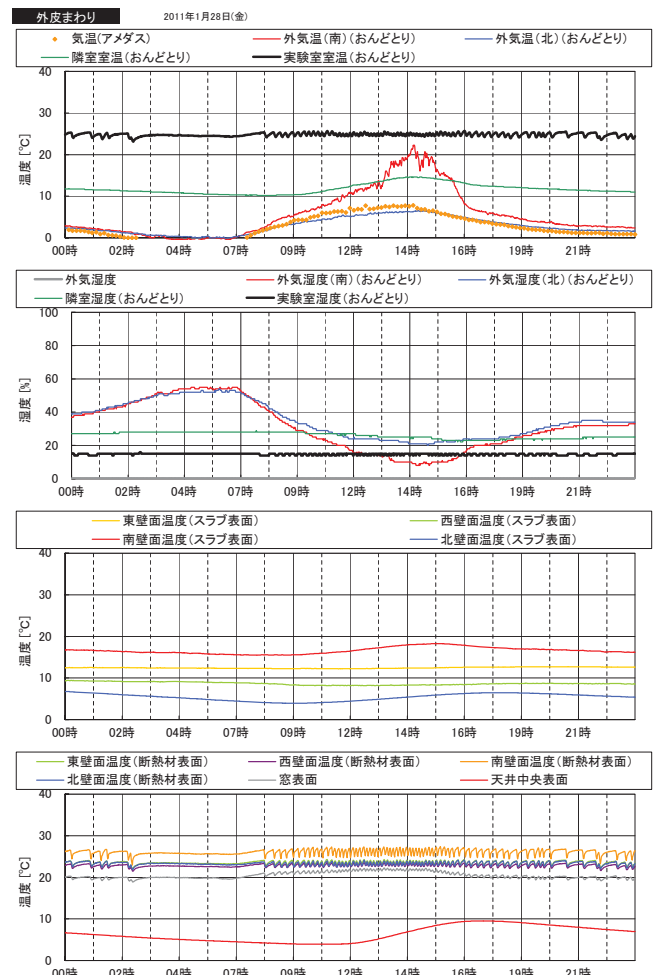
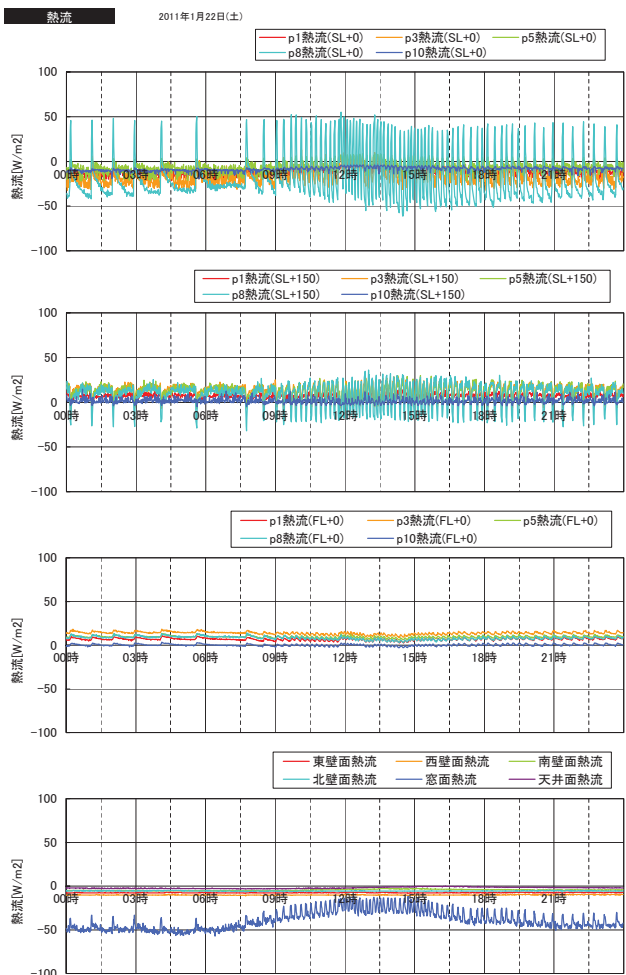
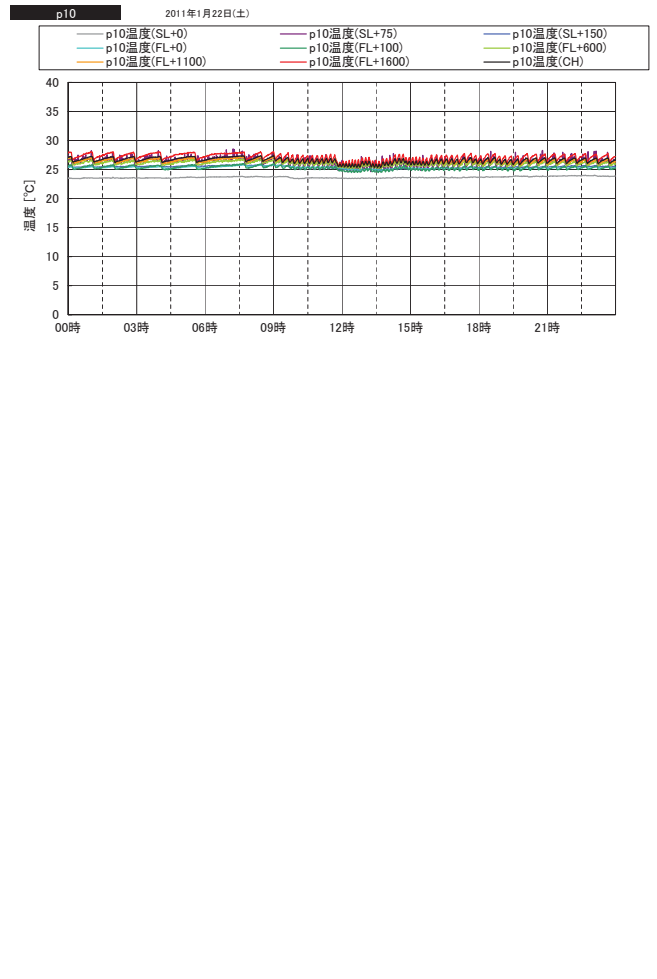
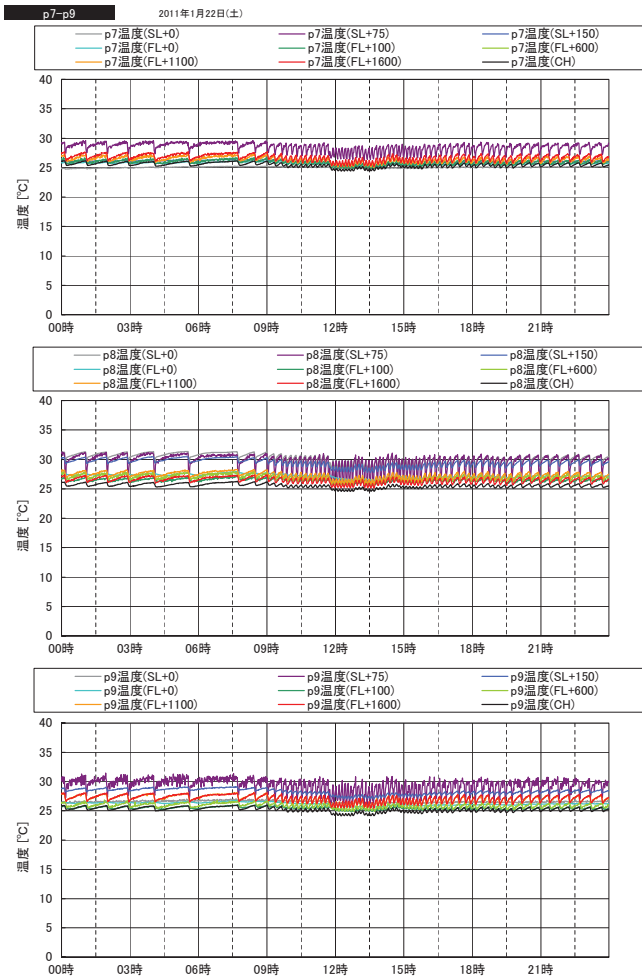
2011年1月22日(土)



p4-p6

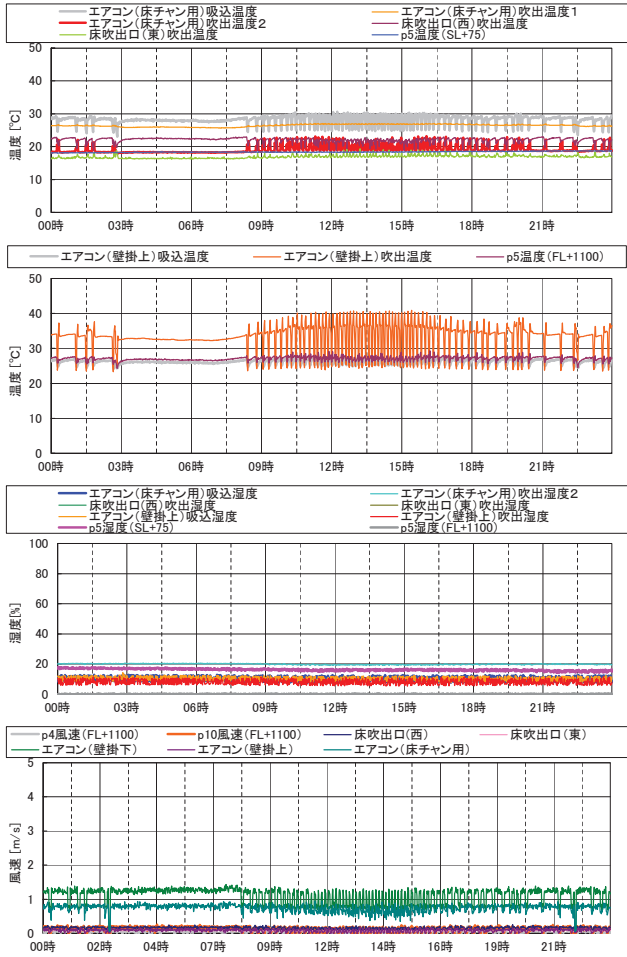
2011年1月22日(土)





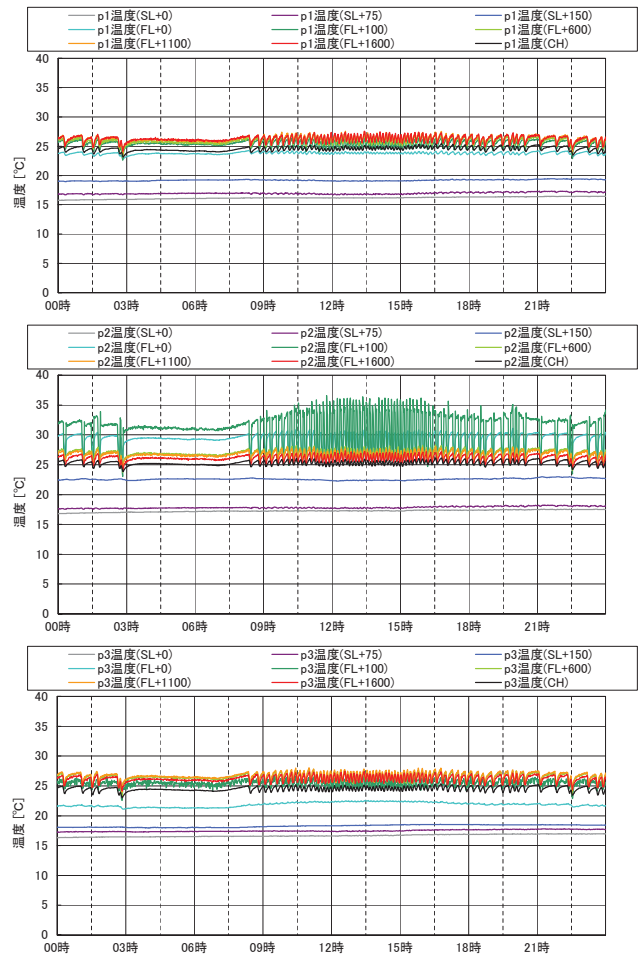
空調機まわり

2011年1月28日(金)



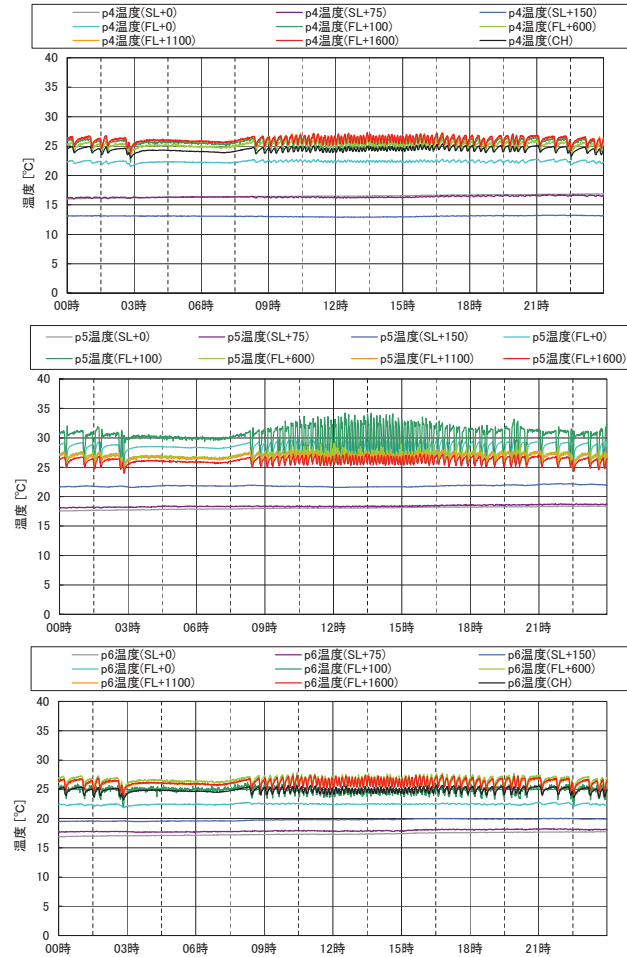
p1-p3

2011年1月28日(金)



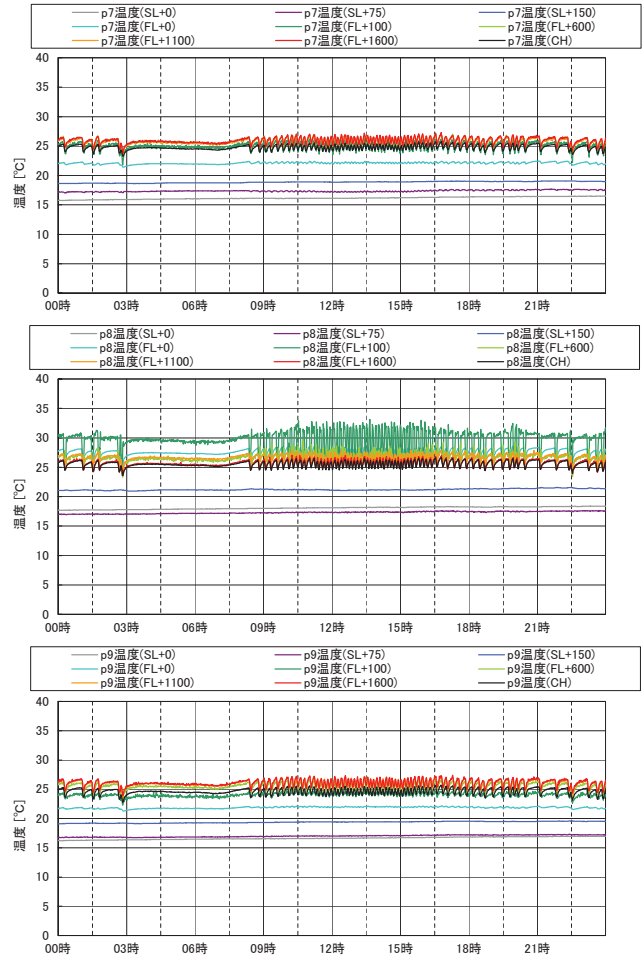
p4-p6

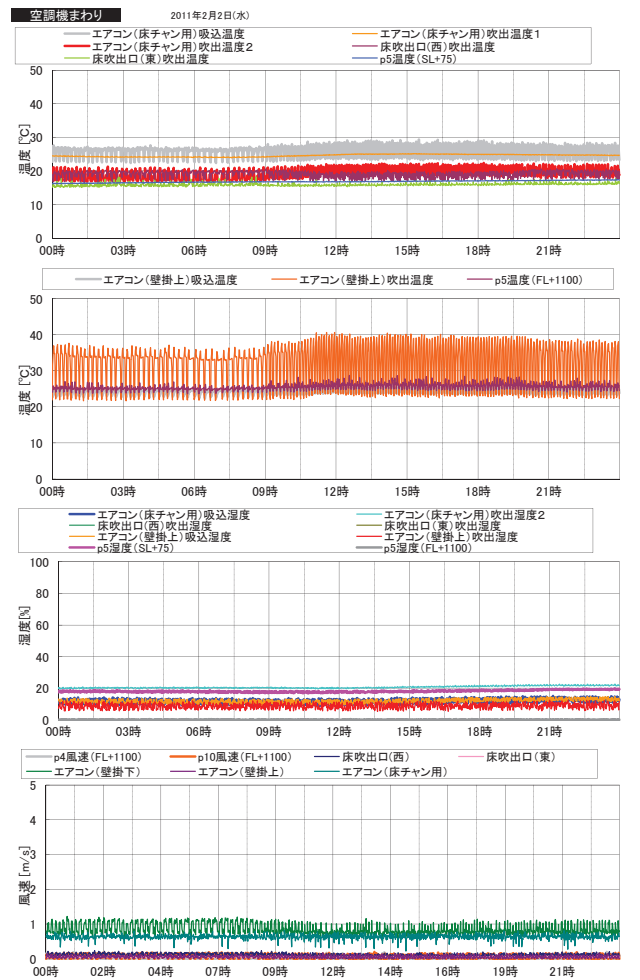
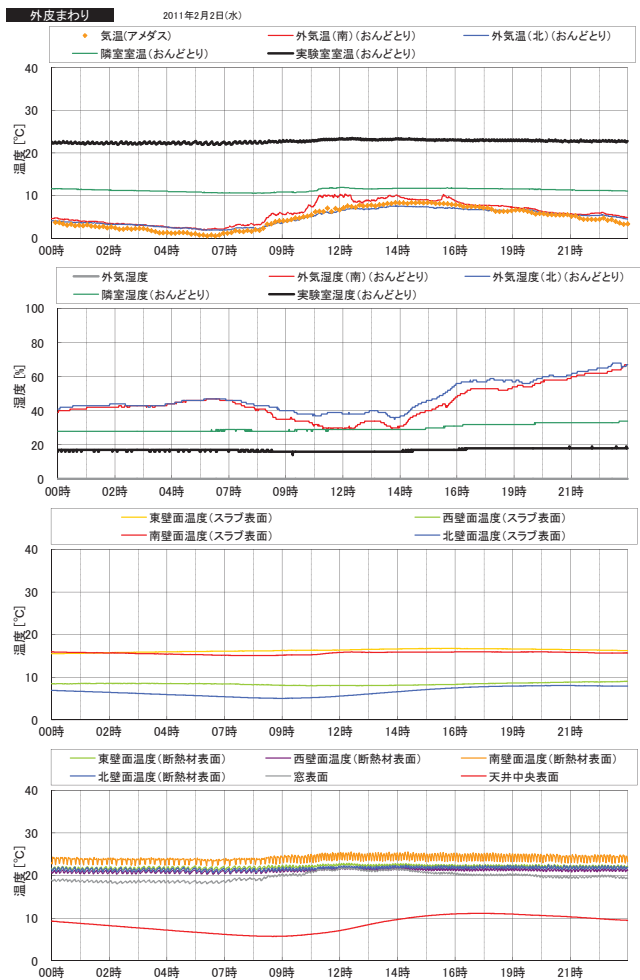
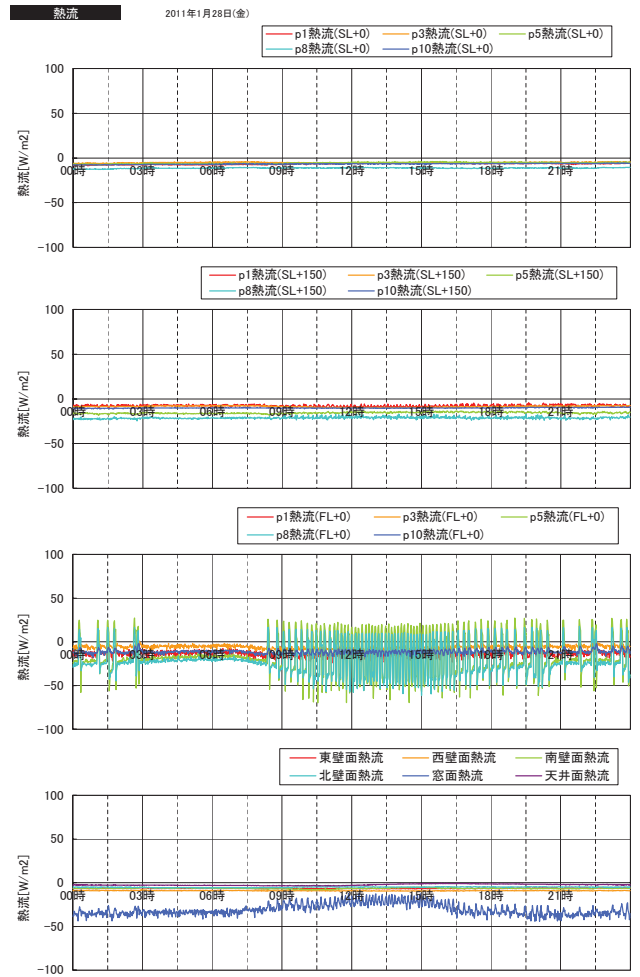
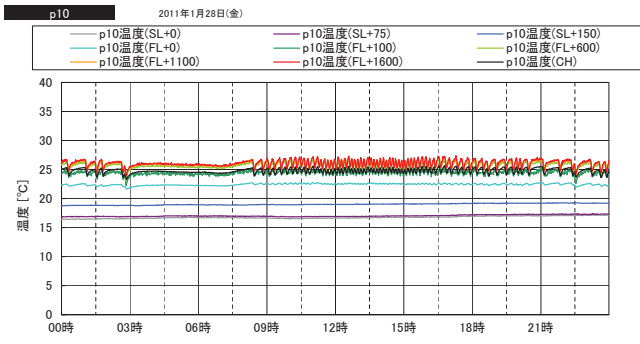
2011年1月28日(金)

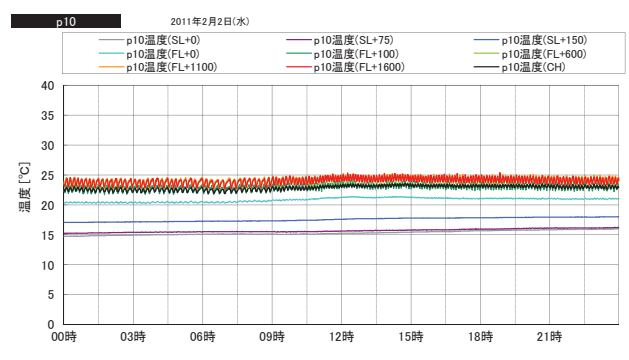
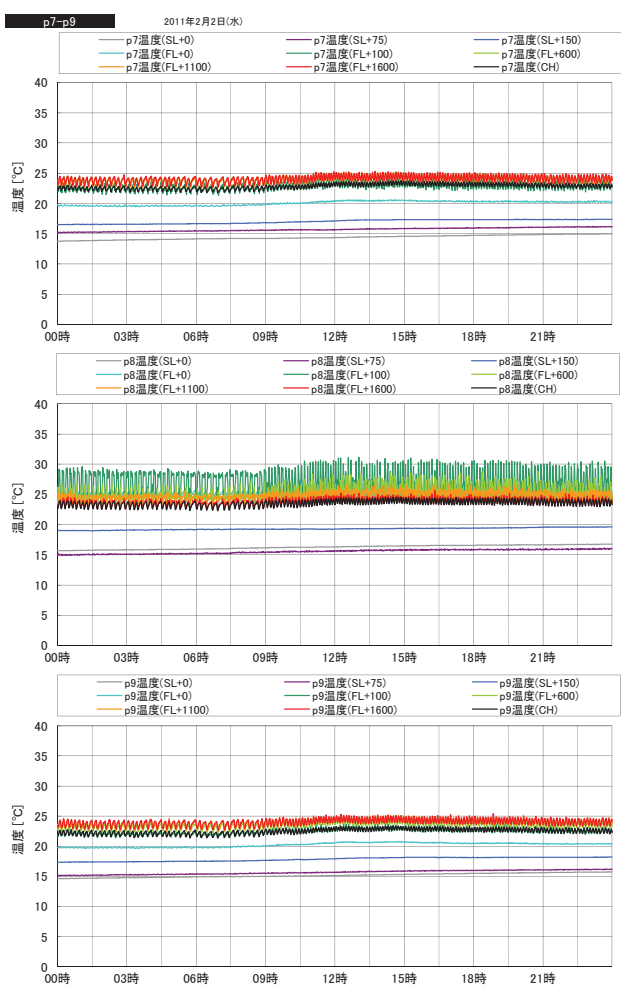
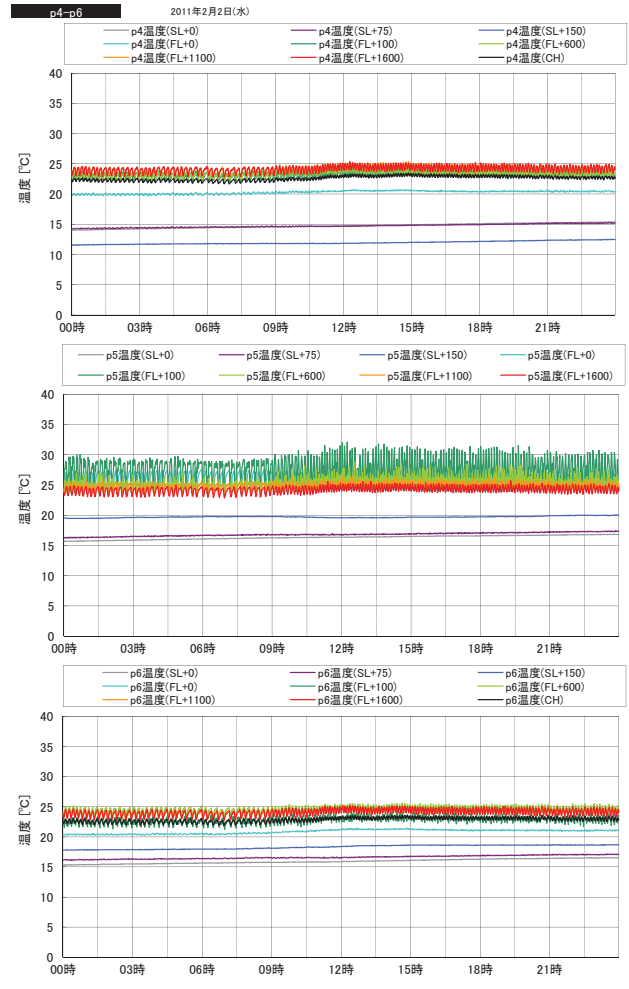
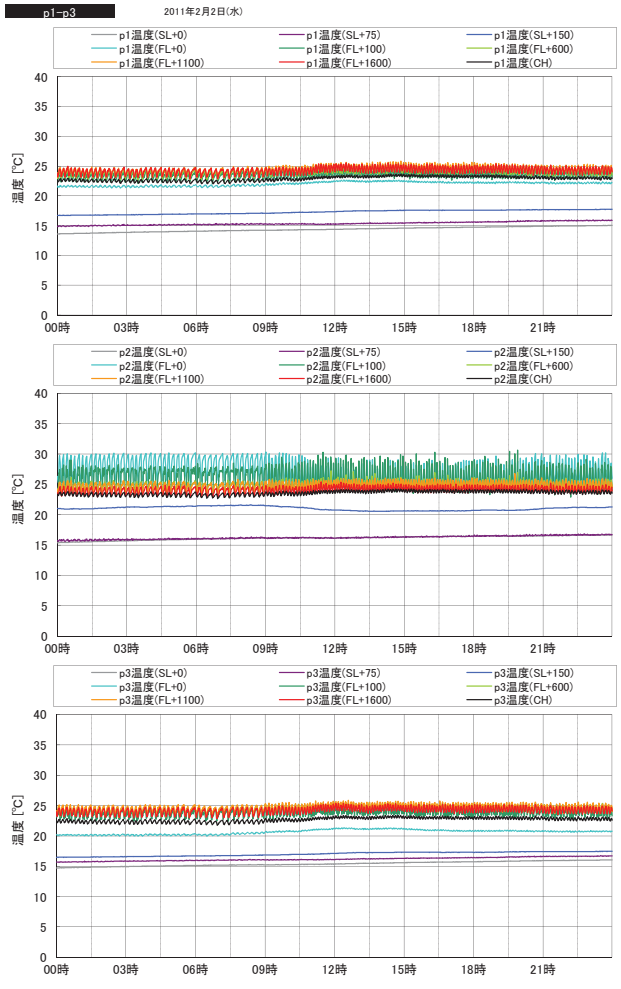


p7-p9

2011年1月28日(金)

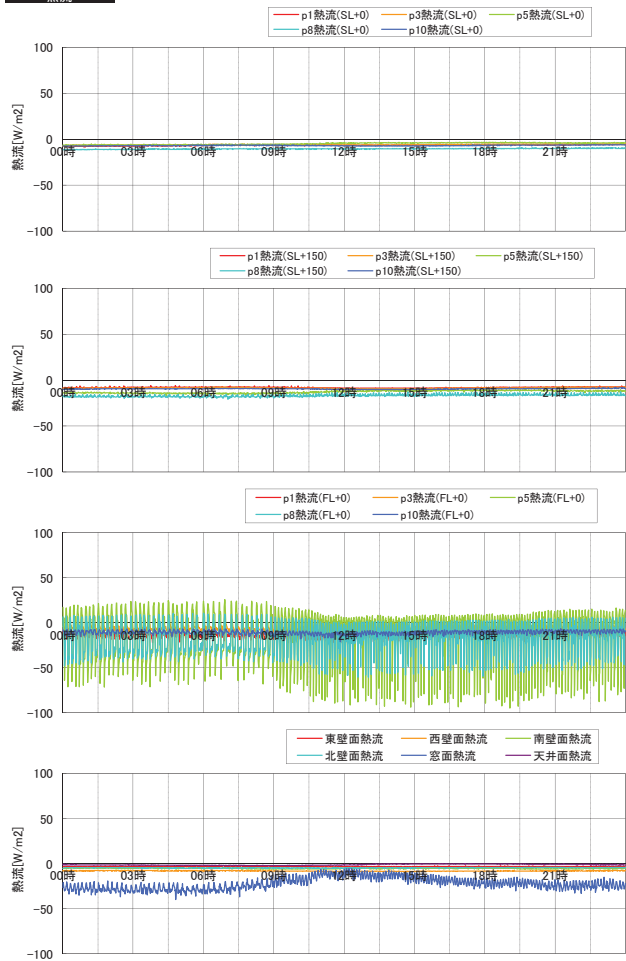






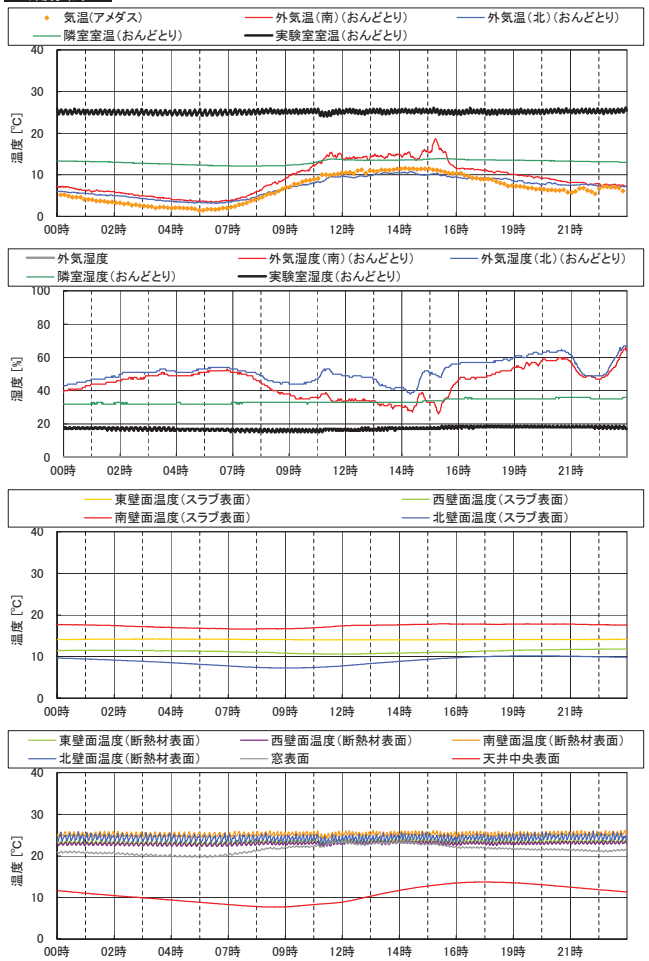
熱流

2011年2月2日(水)



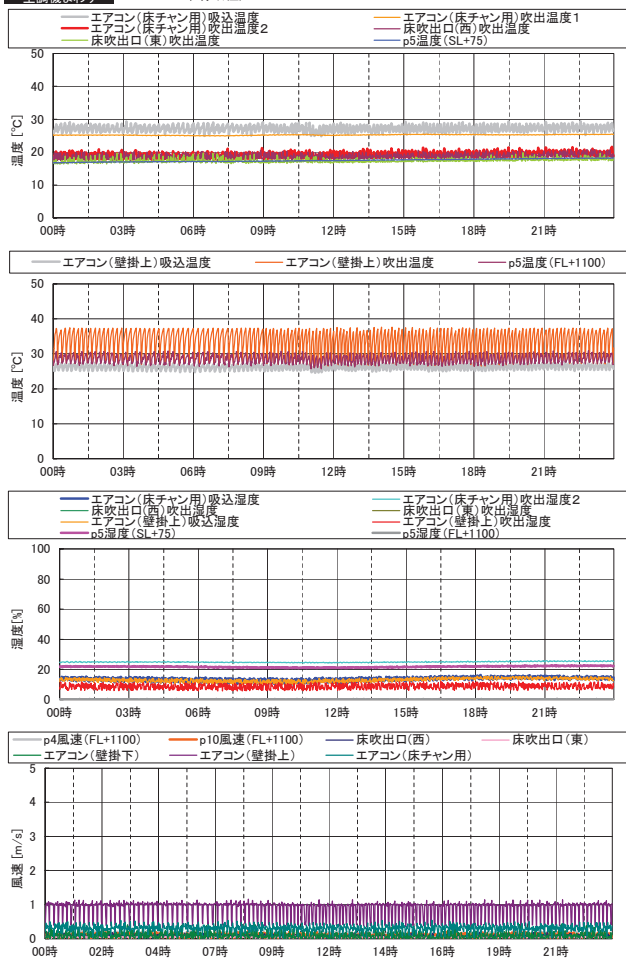
外皮まわり

2011年2月5日(土)



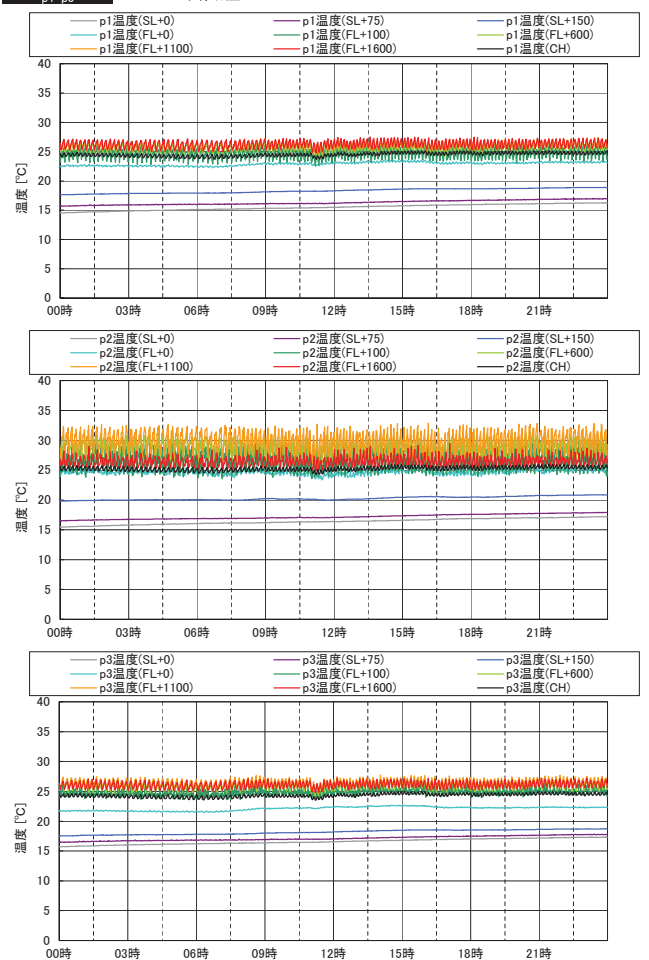
空調機まわり

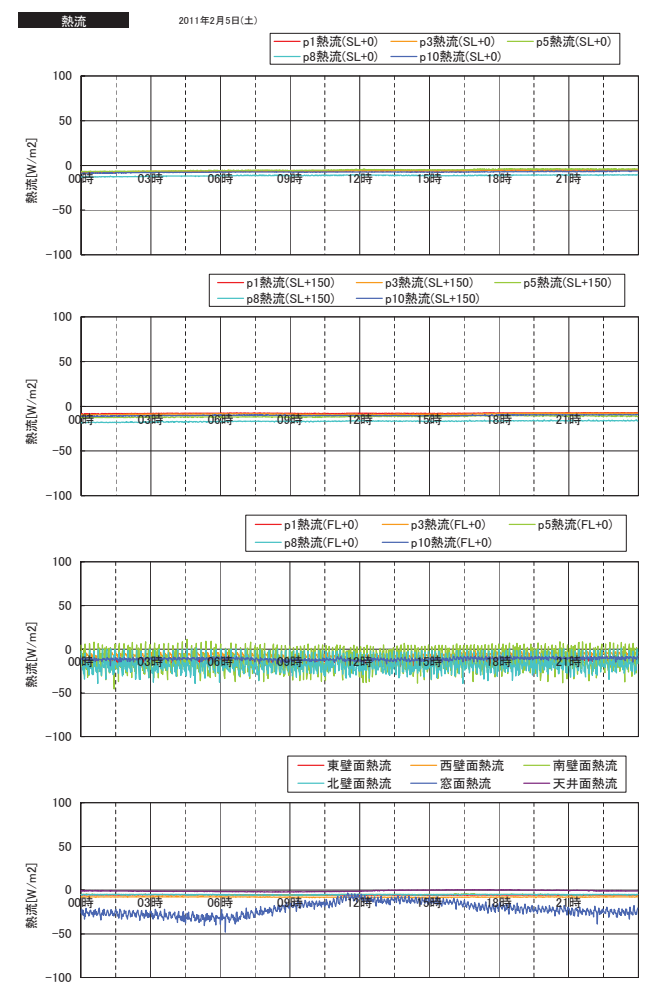
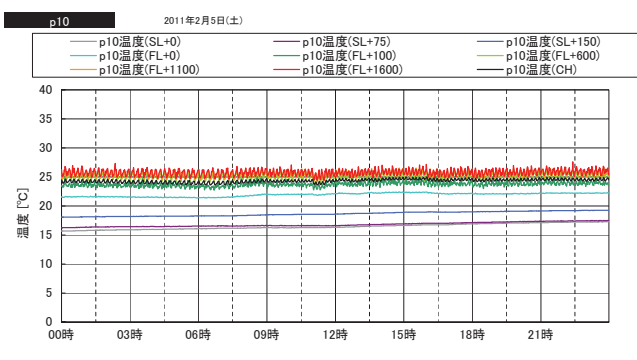
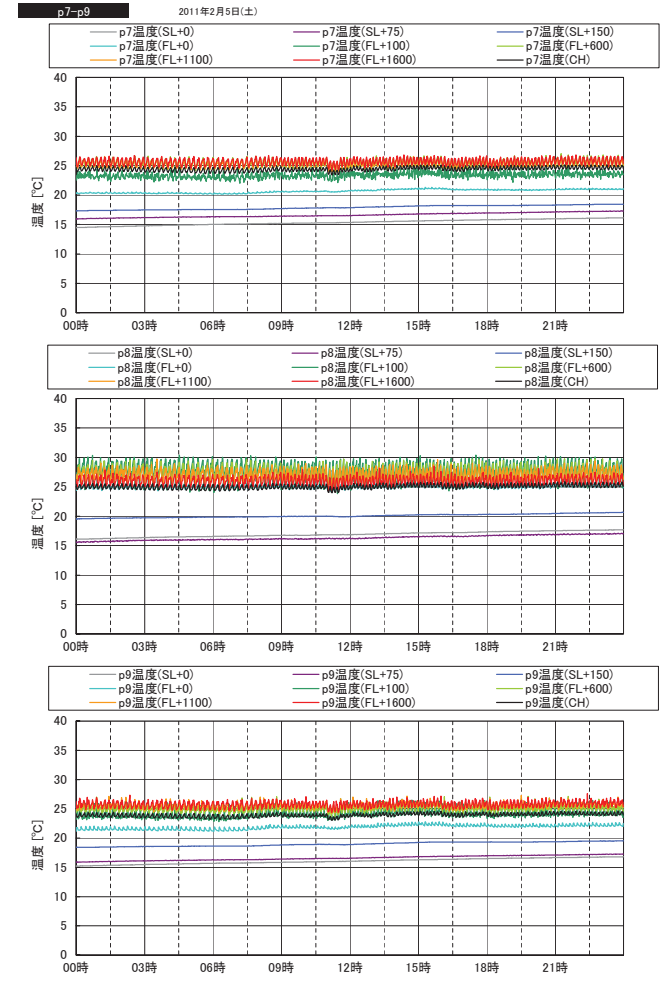
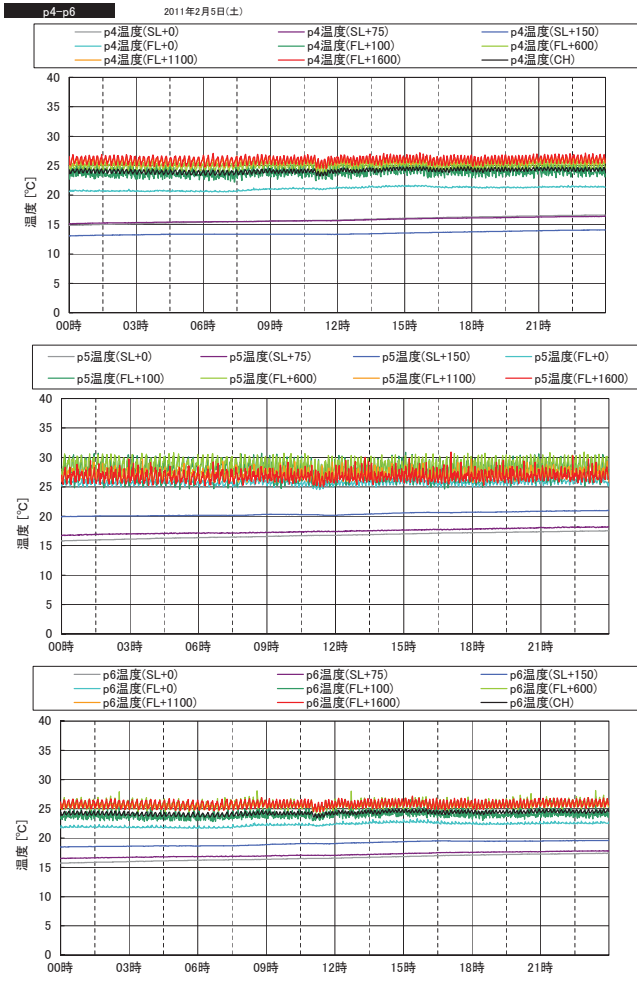
2011年2月5日(土)



p1-p3

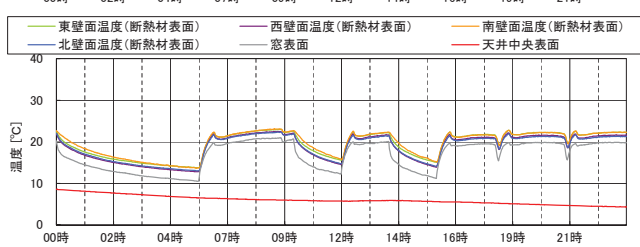
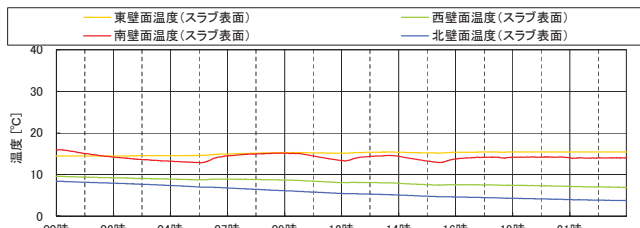
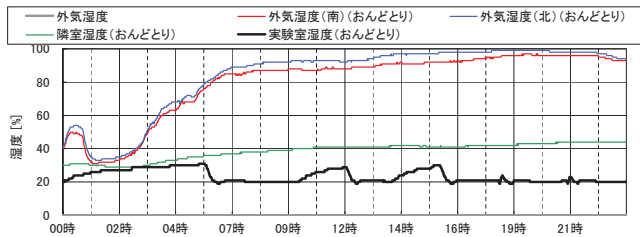
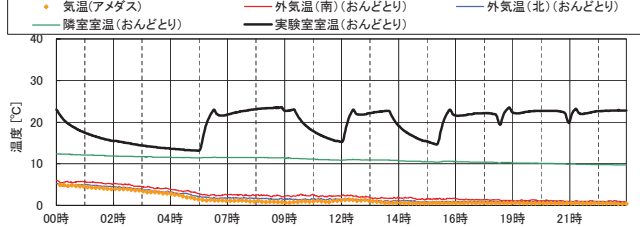
2011年2月5日(土)



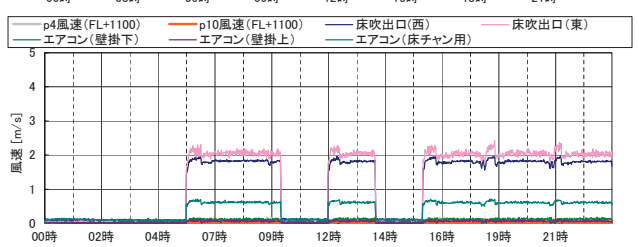
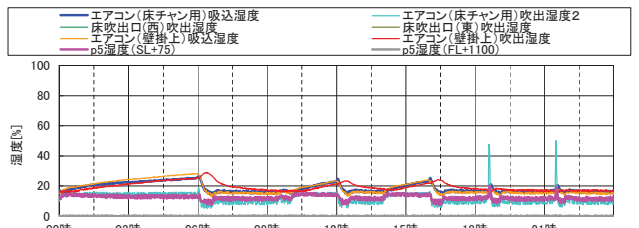
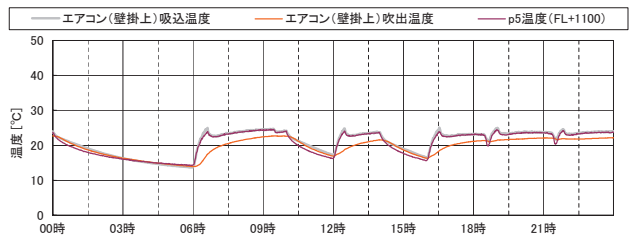
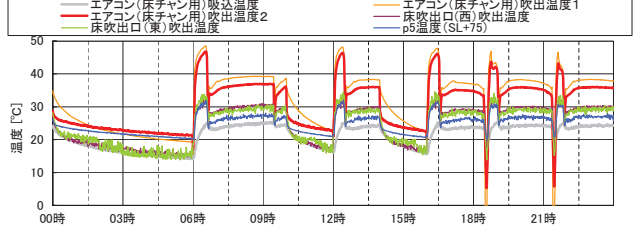




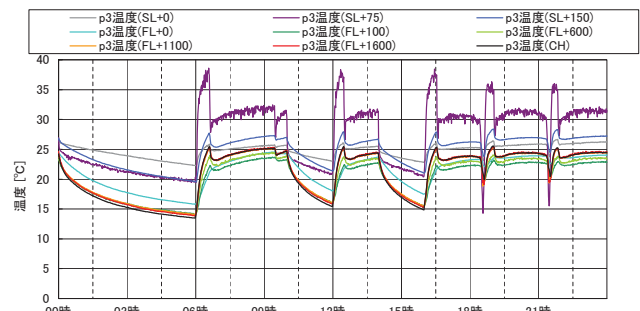
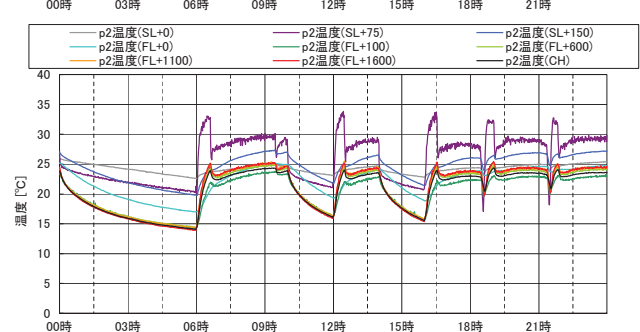
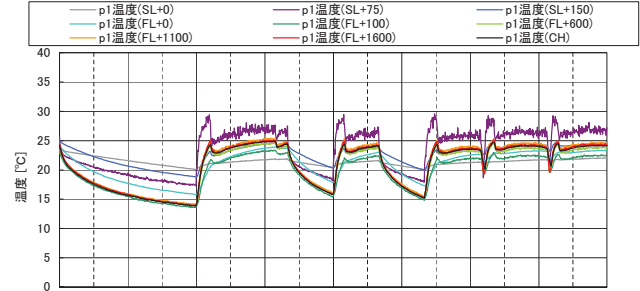
**外皮まわり** 2011年2月11日(金)



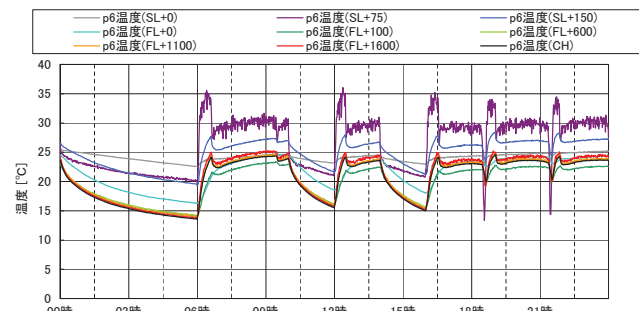
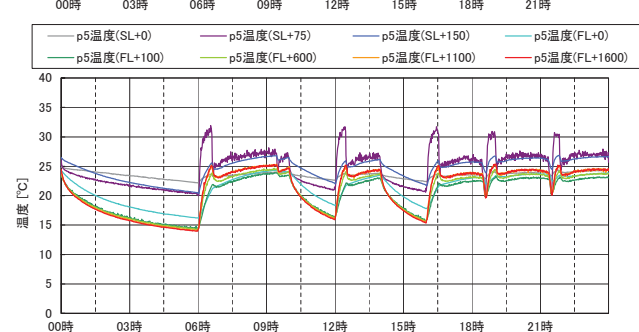
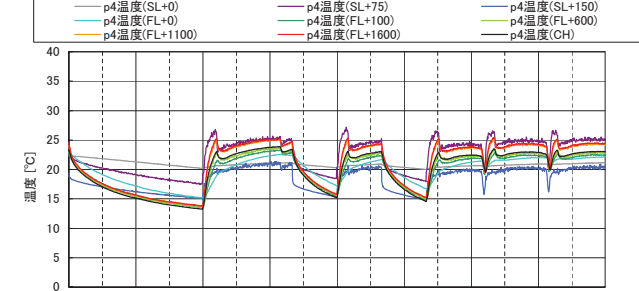
**空調機まわり** 2011年2月11日(金)



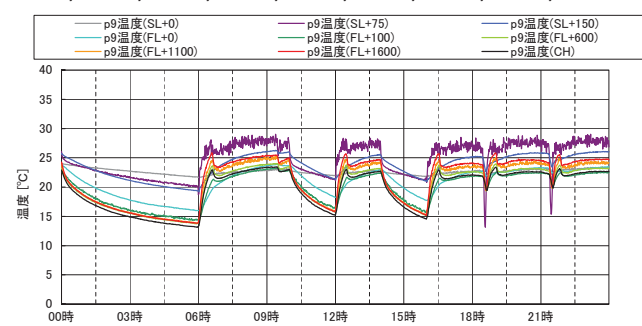
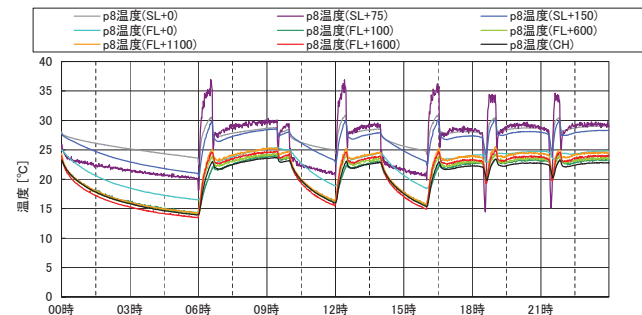
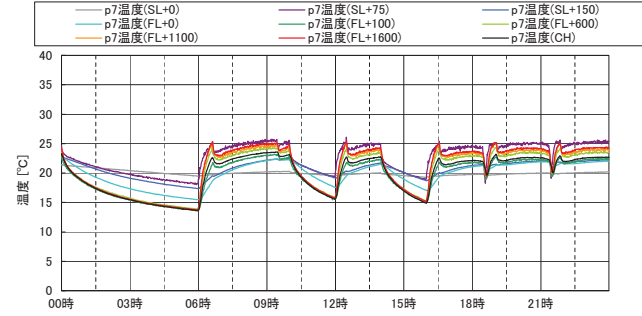
**p1-p3** 2011年2月11日(金)



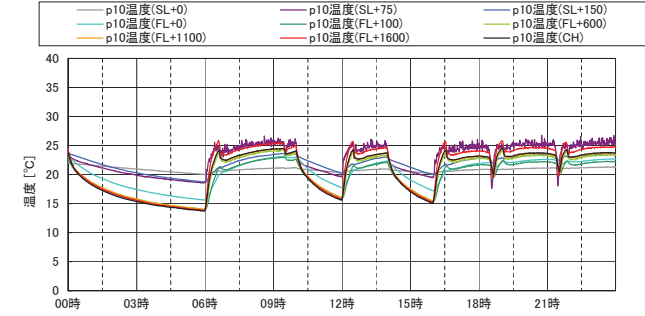
**p4-p6** 2011年2月11日(金)



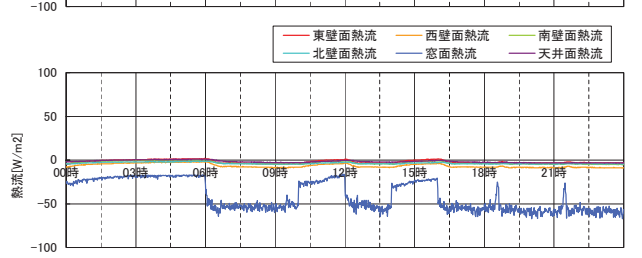
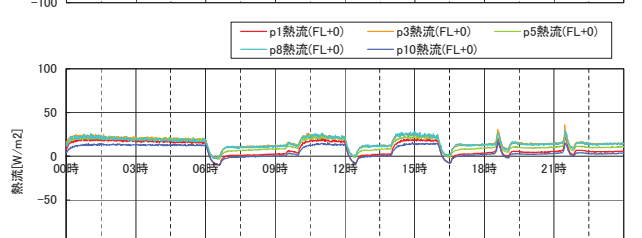
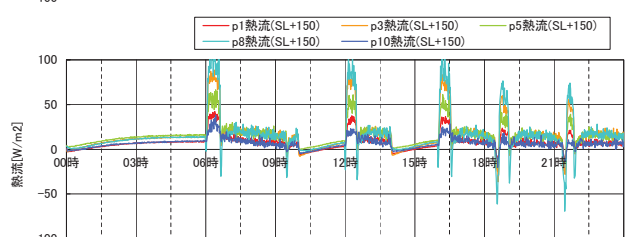
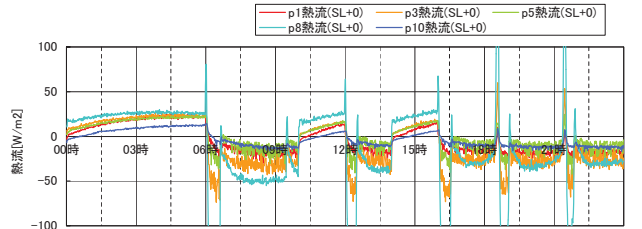
p7-p9 2011年2月11日(金)



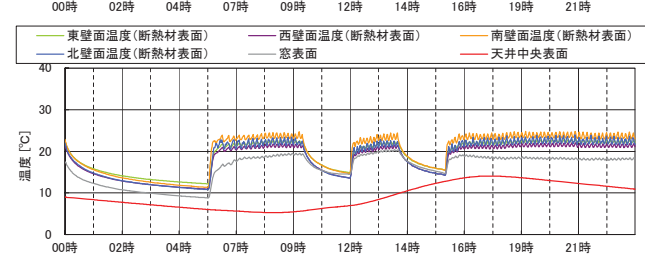
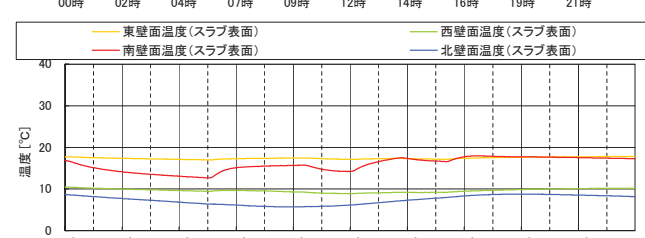
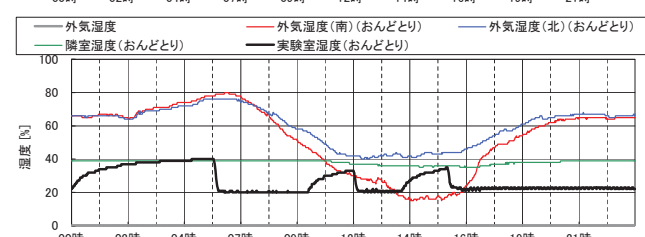
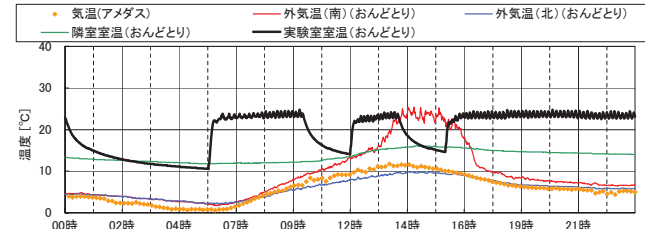
p10 2011年2月11日(金)

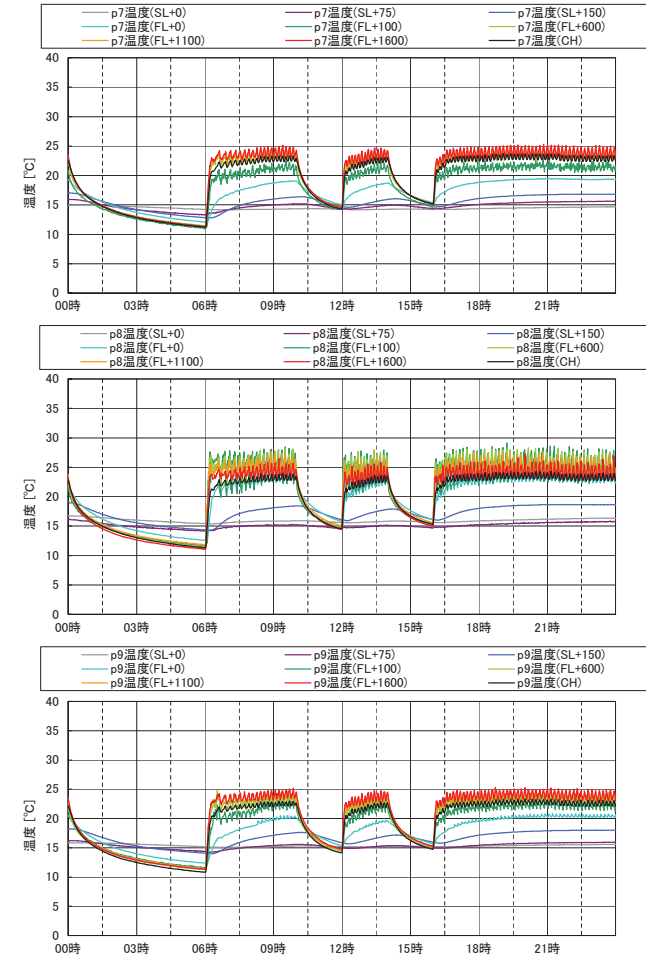
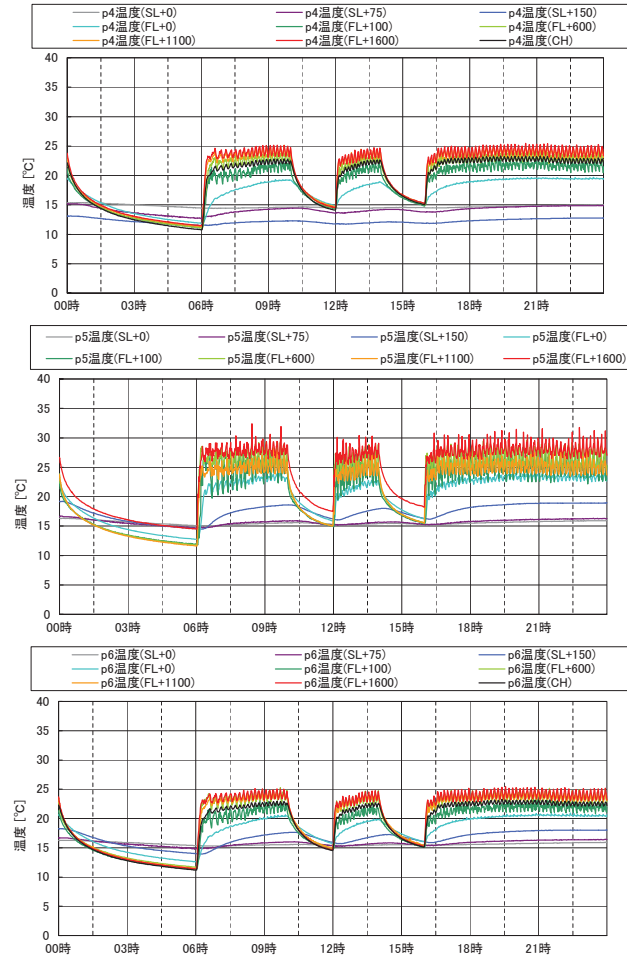
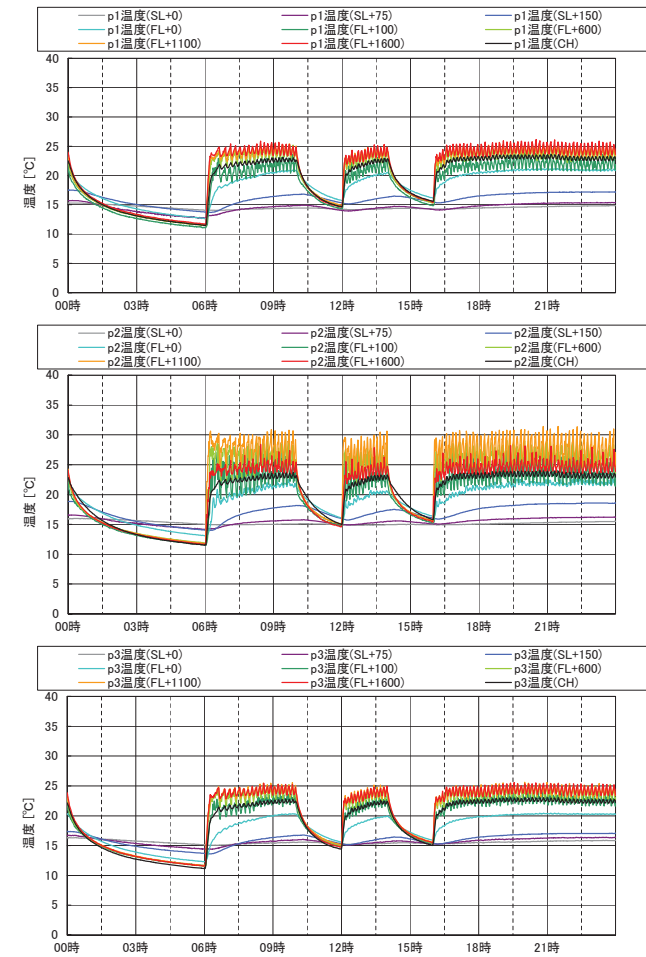
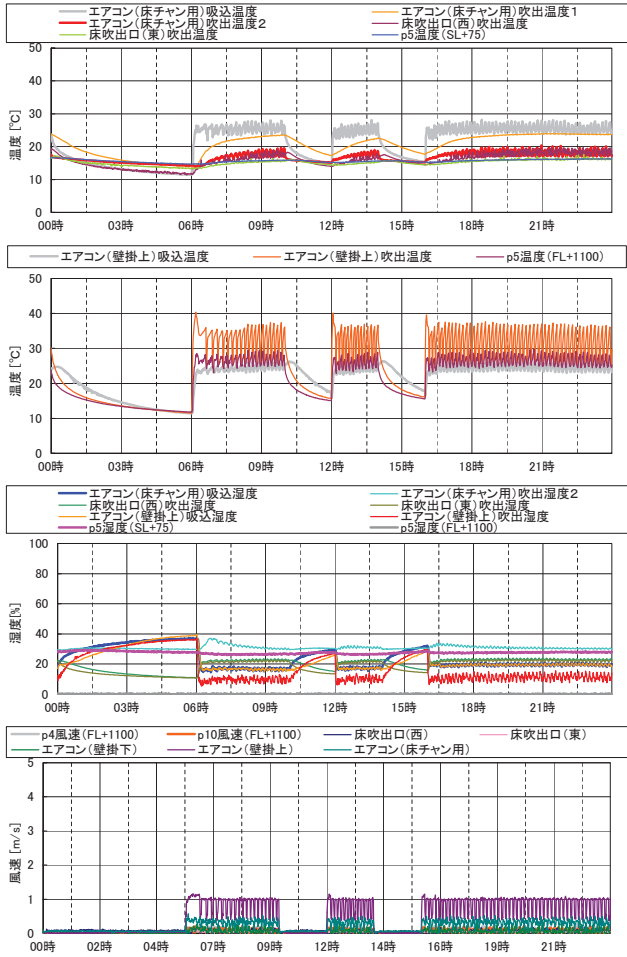


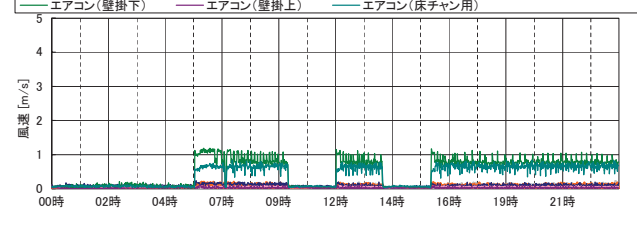
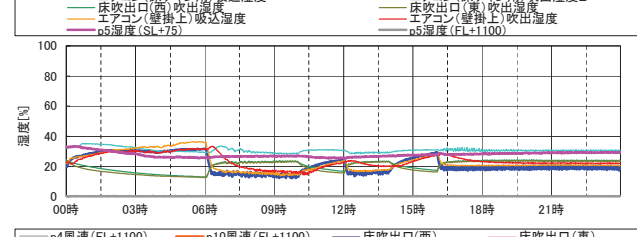
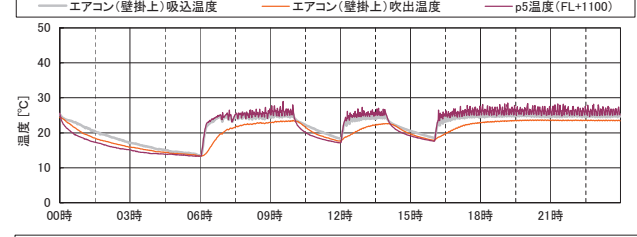
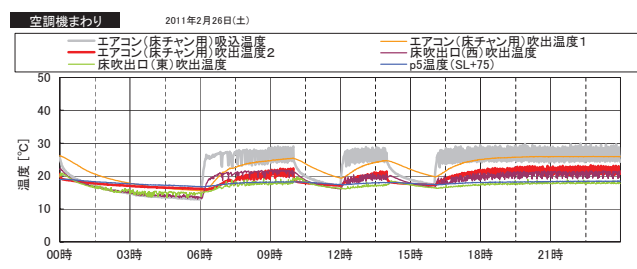
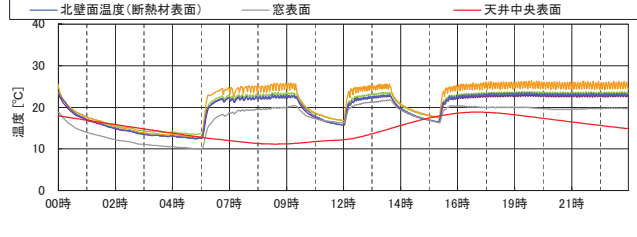
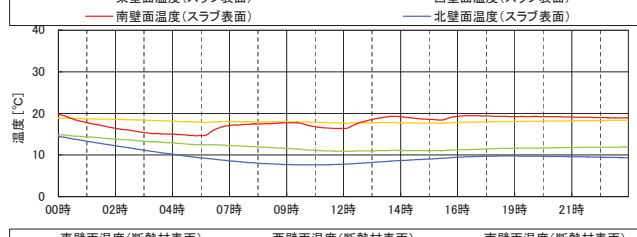
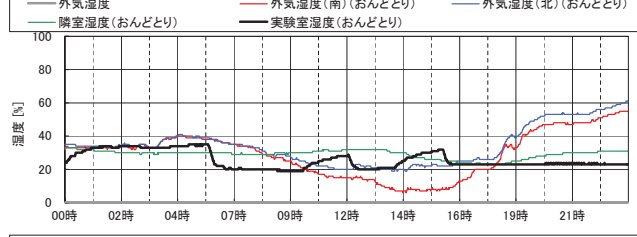
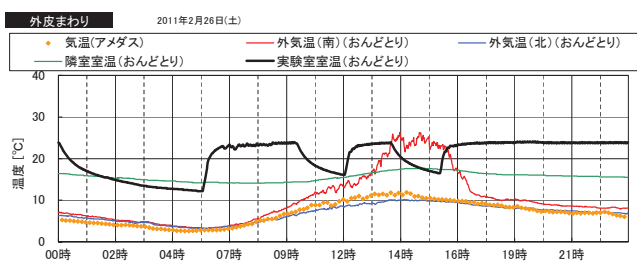
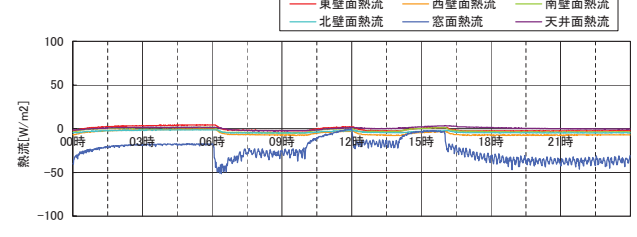
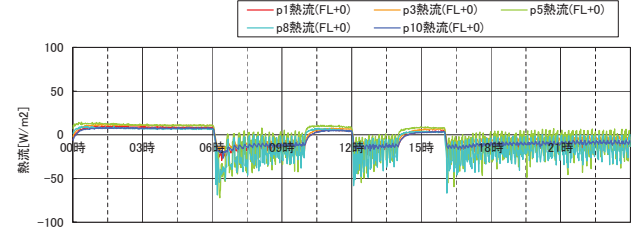
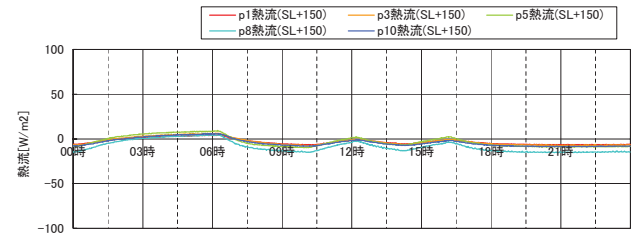
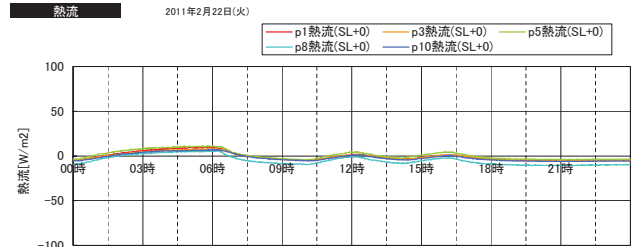
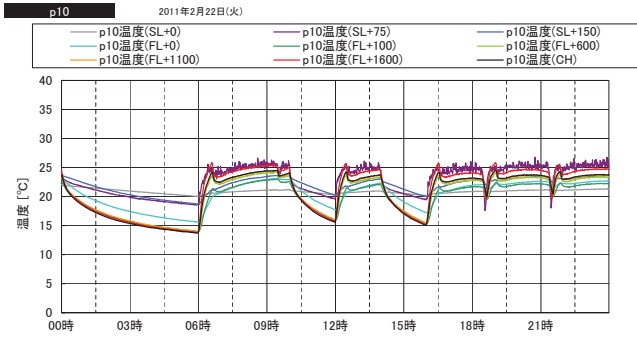
熱流 2011年2月11日(金)



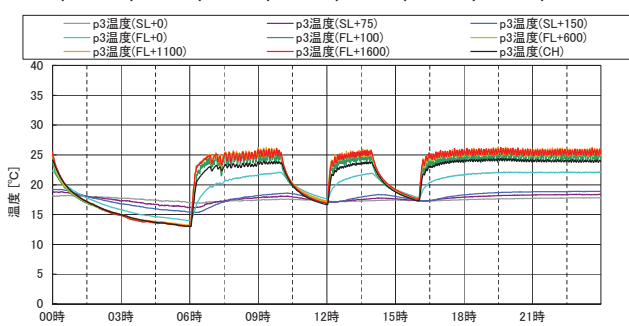
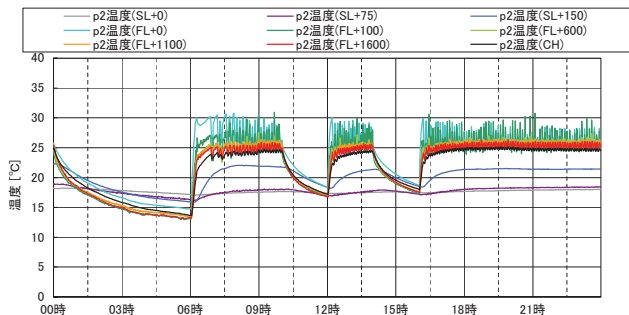
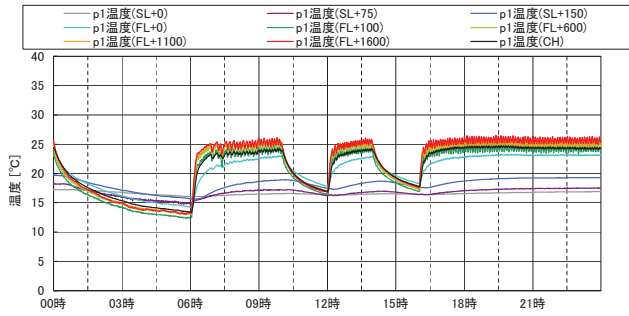
外皮まわり 2011年2月22日(火)



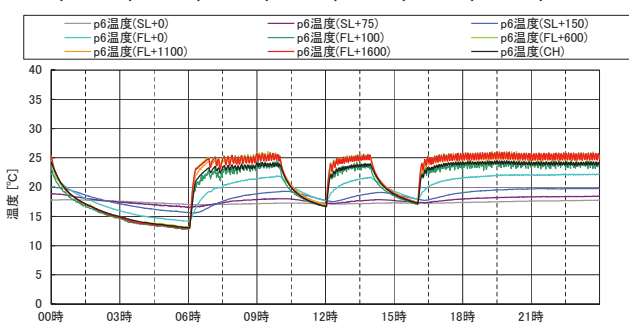
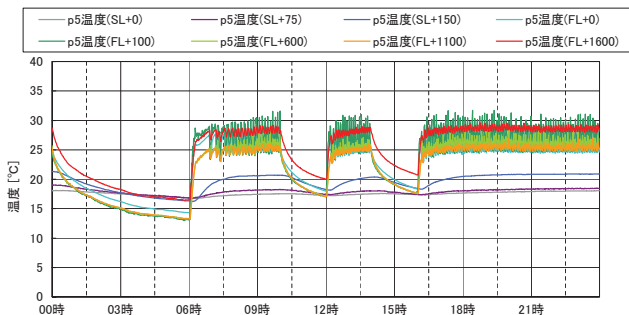
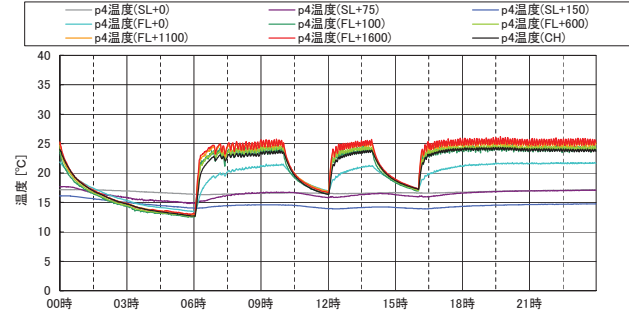




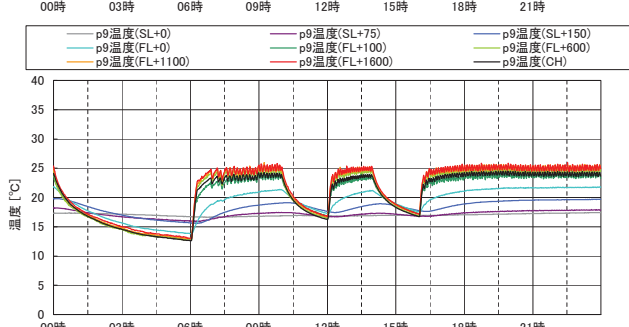
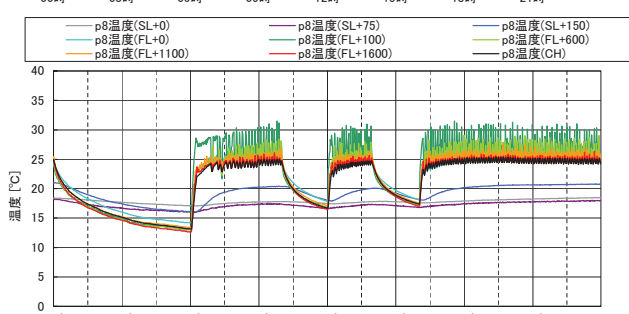
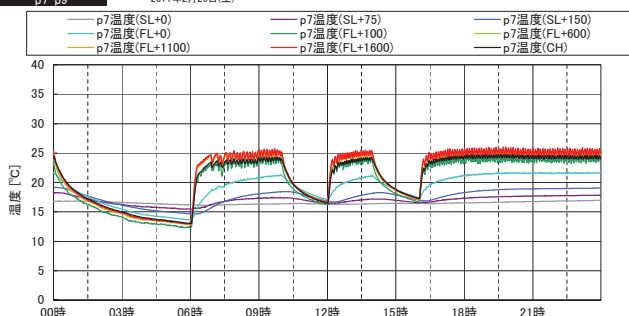
p1-p3 2011年2月26日(土)



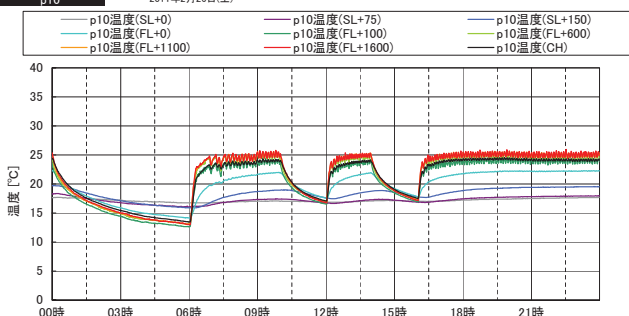
p4-p6 2011年2月26日(土)



p7-p9 2011年2月26日(土)

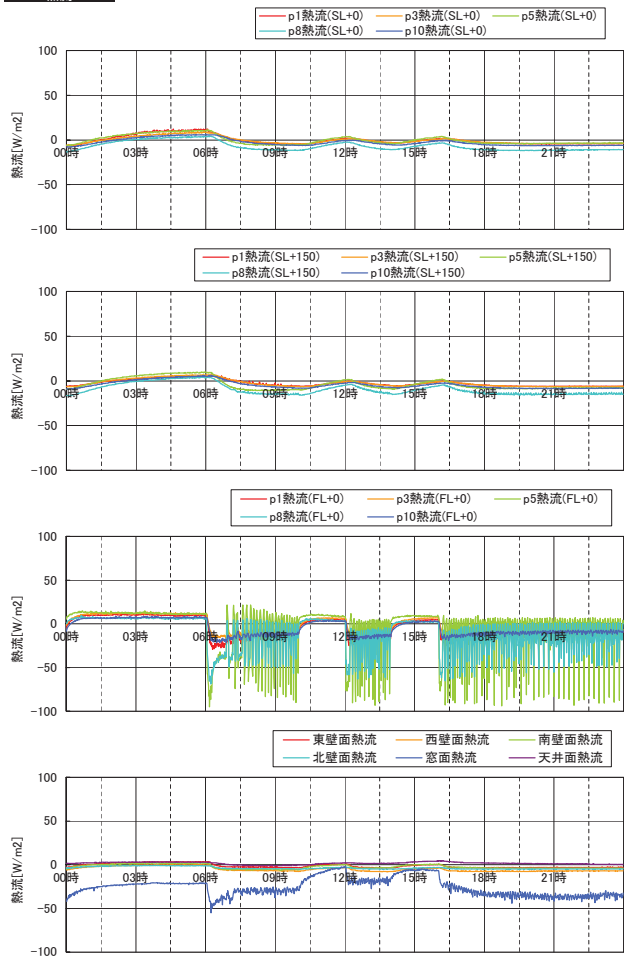


p10 2011年2月26日(土)



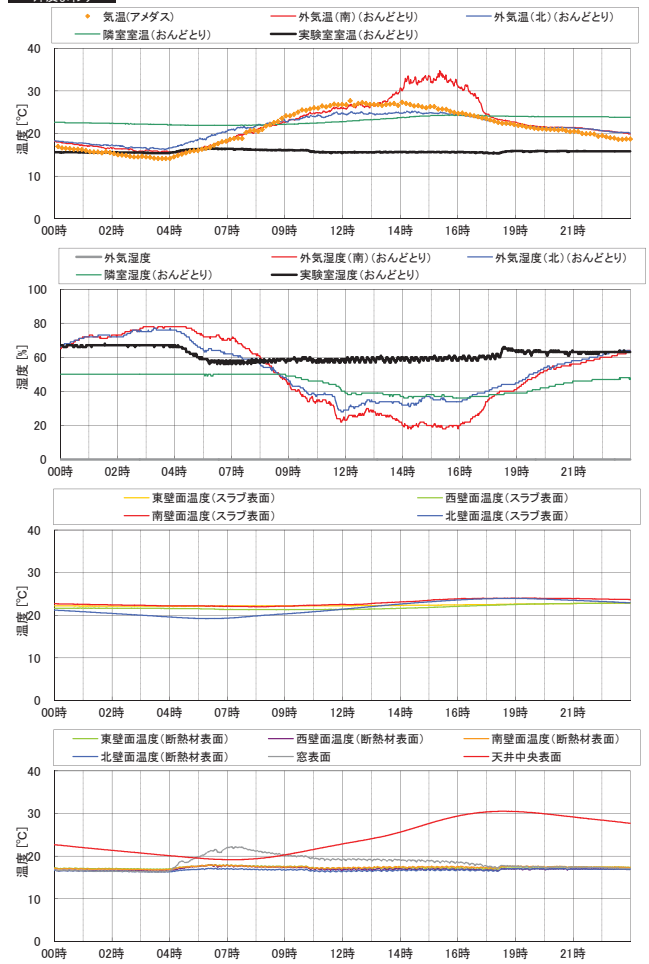
熱流

2011年2月26日(土)



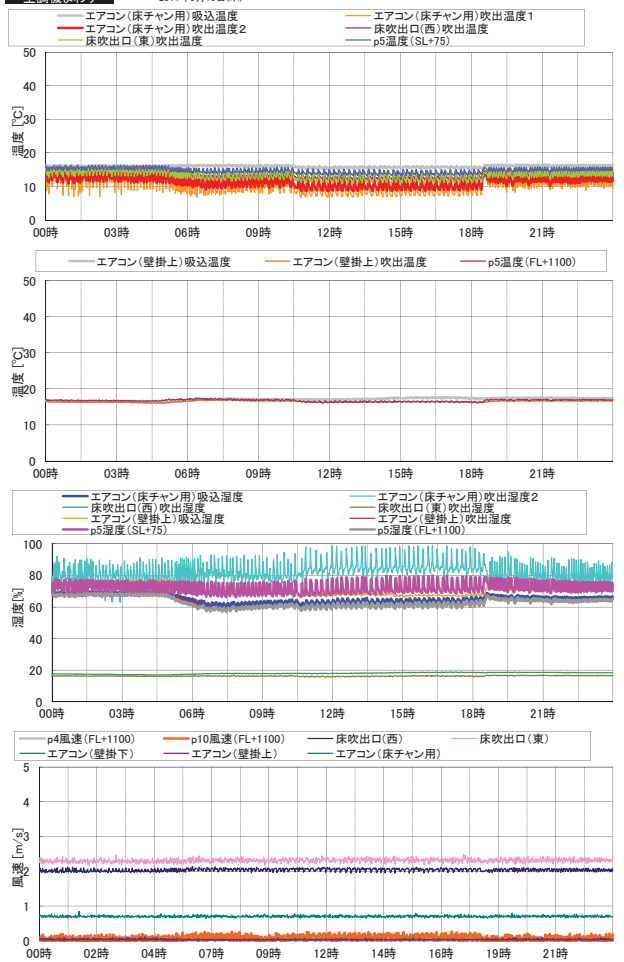
外皮まわり

2011年5月19日(木)



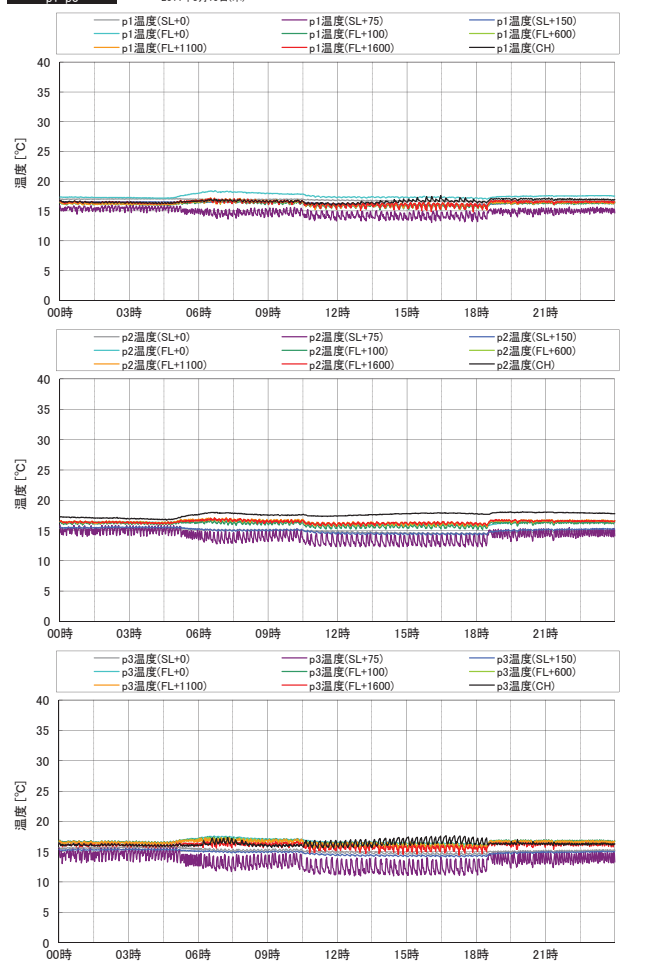
空調機まわり

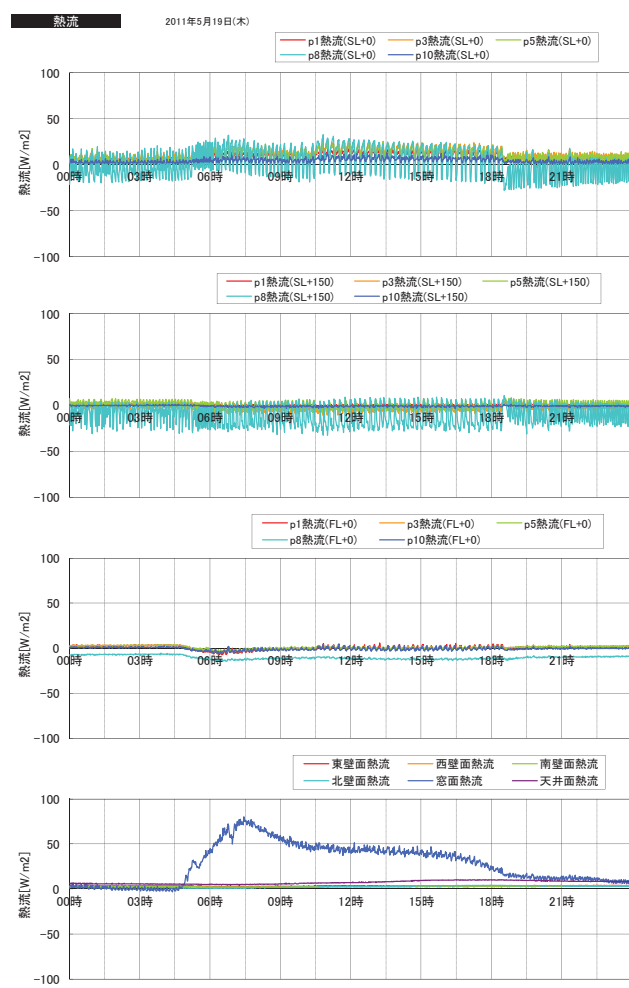
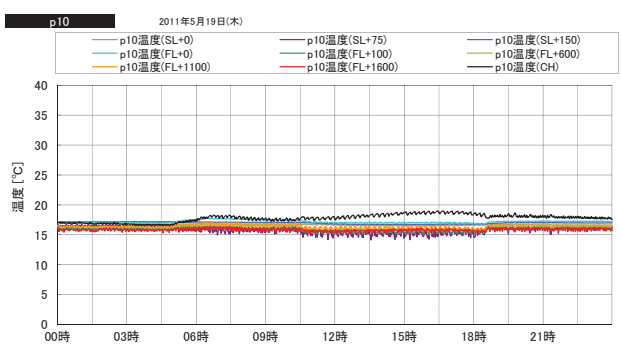
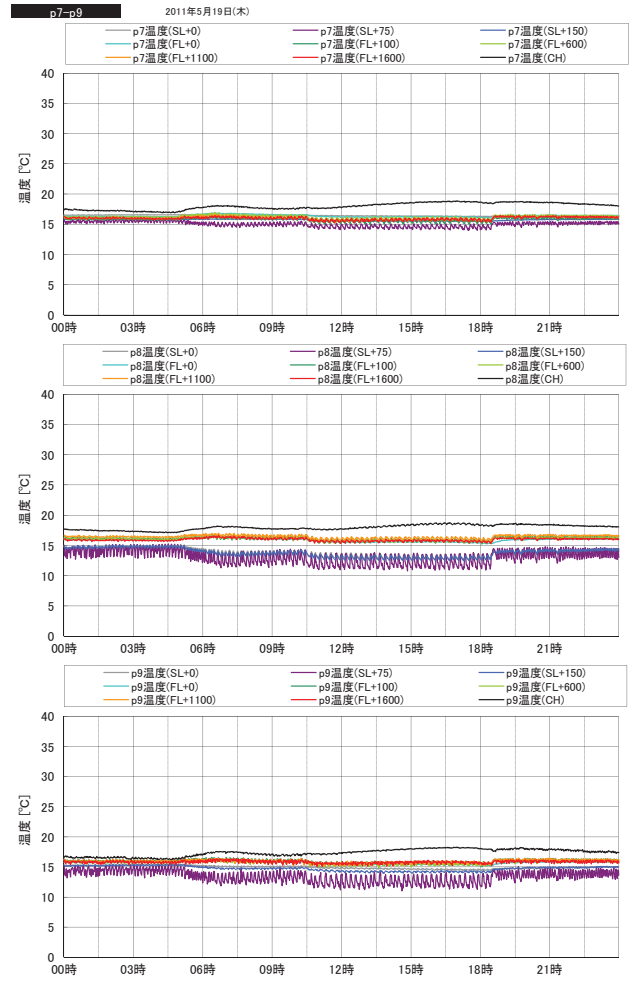
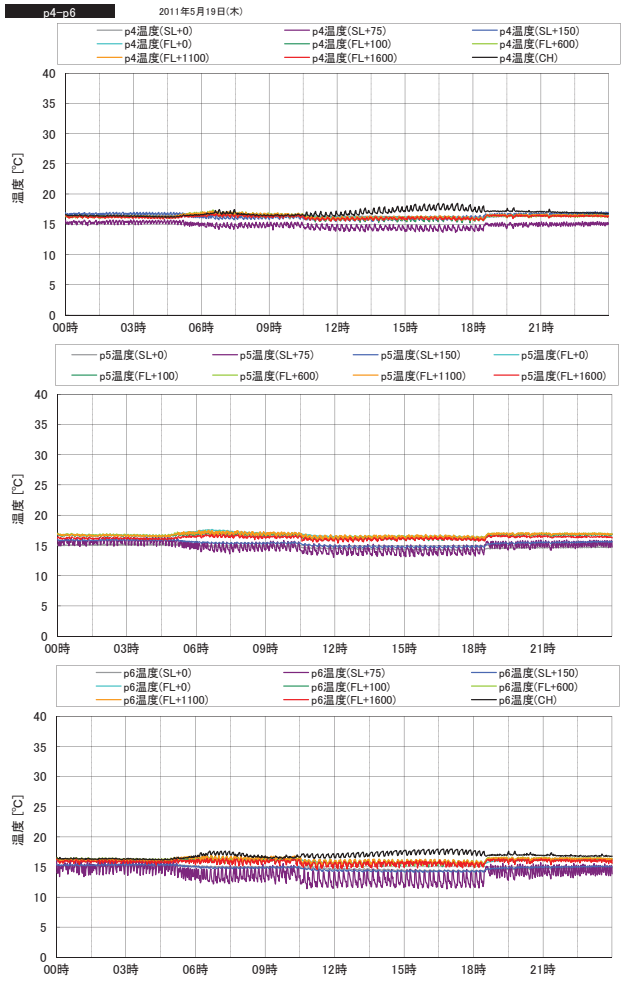
2011年5月19日(木)

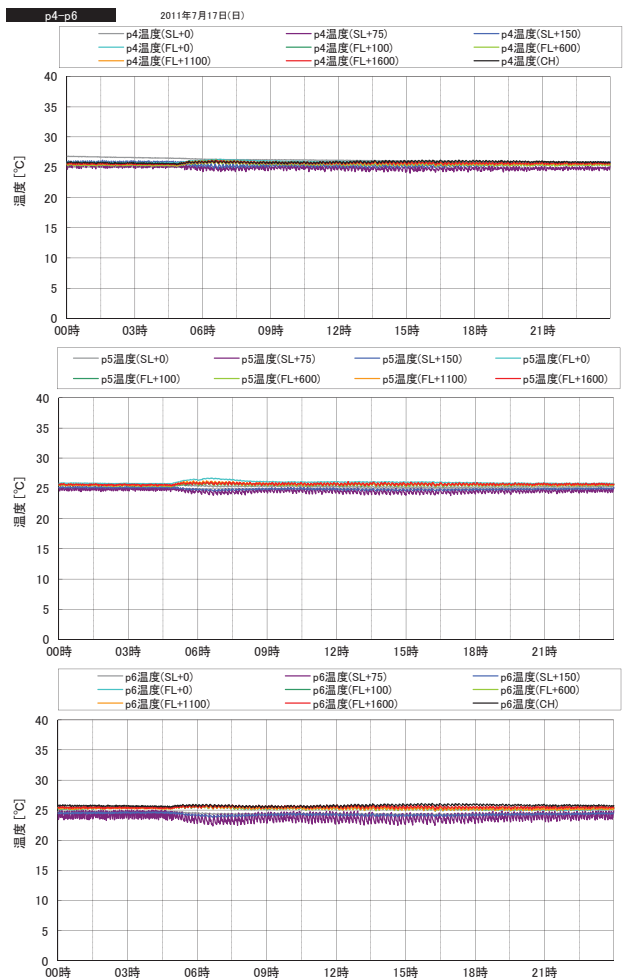
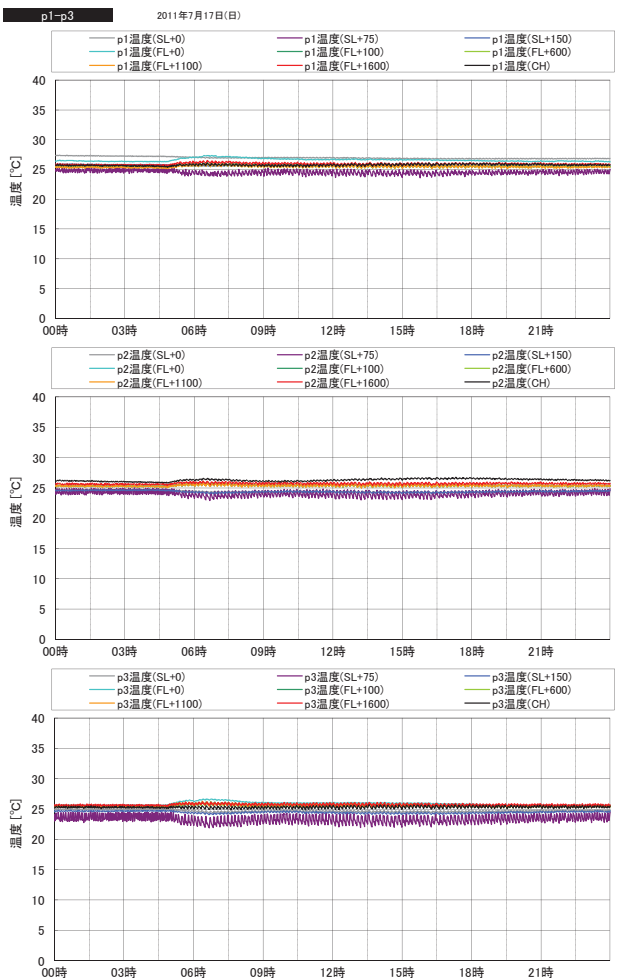
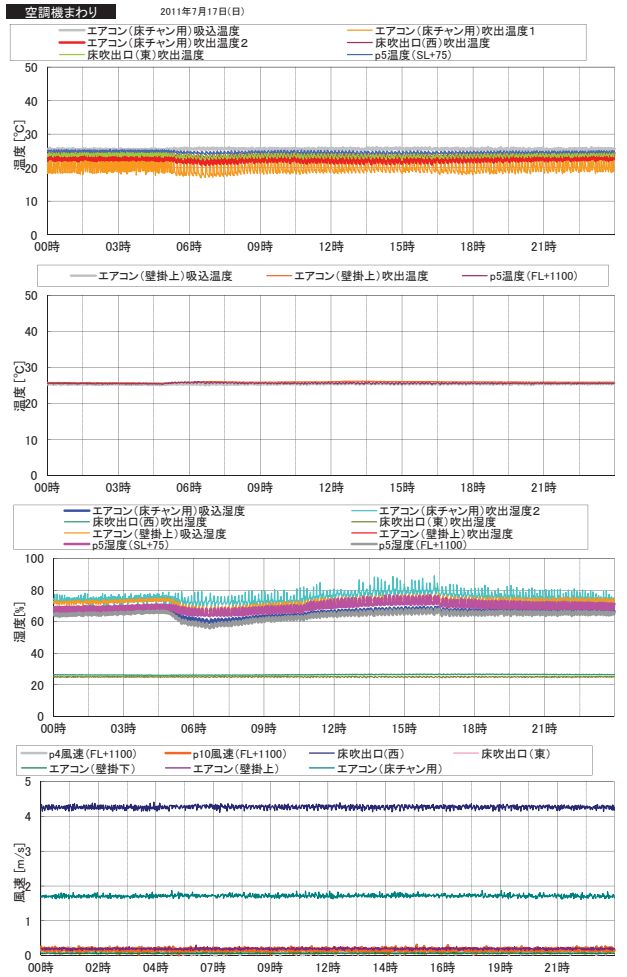
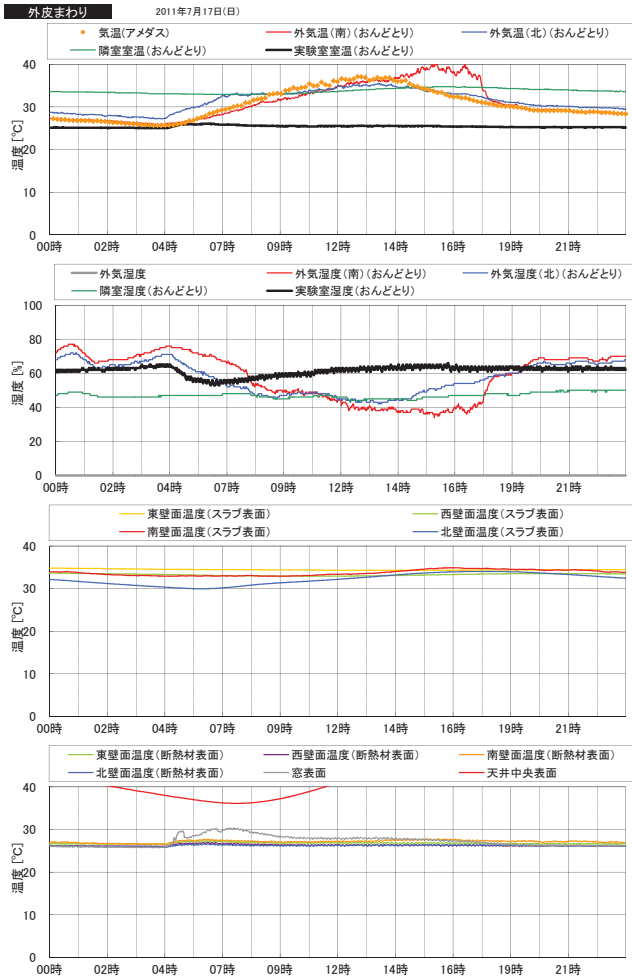


p1-p3

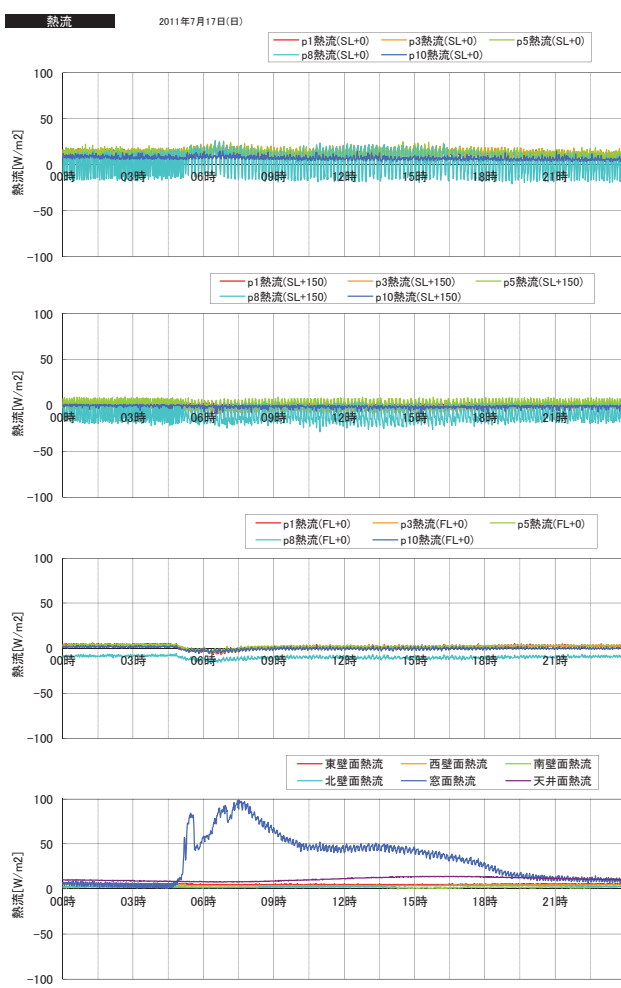
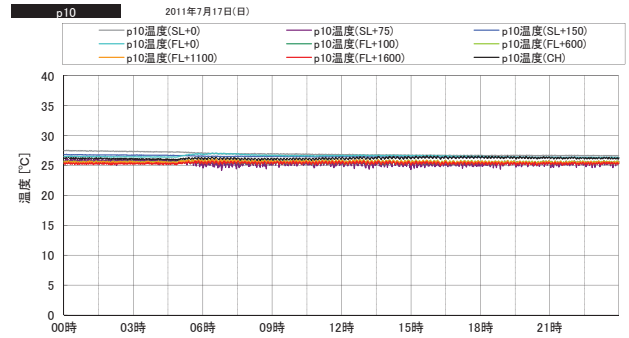
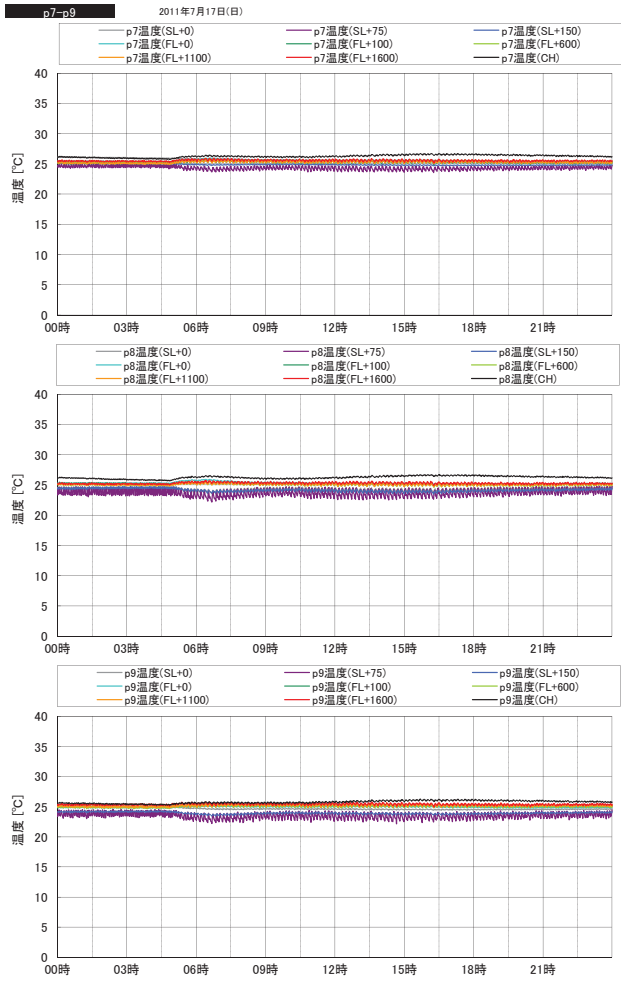
2011年5月19日(木)













気流可視化実験における分析条件



■ 気流可視化 分析設定一覧

		分析ID	開始フレーム	終了フレーム	背景処理	乗算 (前処理)	追尾インターバル	比較画面間インターバル	相関係数
エアコン(上)	窓垂直上	140555	0	300	○		1	0	0.5
	窓垂直下	155131	0	300	○		1	0	0.5
	窓垂直上	151530	3000	3300	○		1	0	0.5
	窓垂直下	160718	0	300	○	×1.5	1	0	0.5
エアコン(下)	風向水平	104456	0	300	○		1	1	0.6
	窓垂直下	102819	0	300	○		1	1	0.6
床チャン	風量弱	194548	0	300	○		0	0	0.6
	窓平行 風量中	195954	2000	2300	○	×3	0	0	0.6



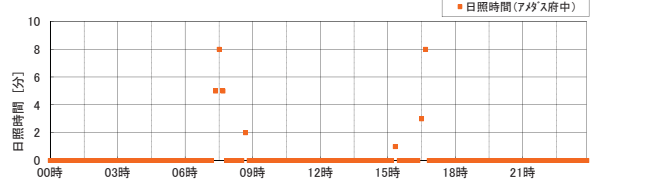
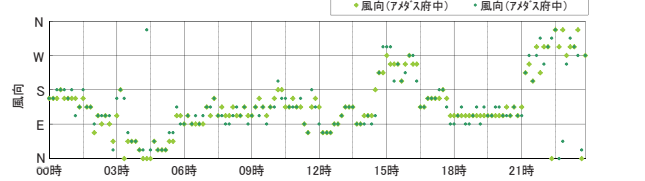
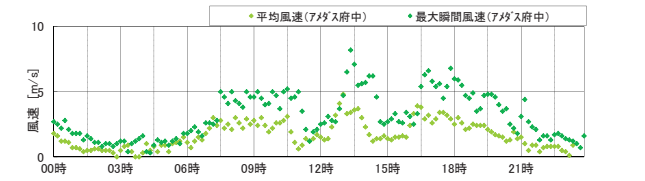
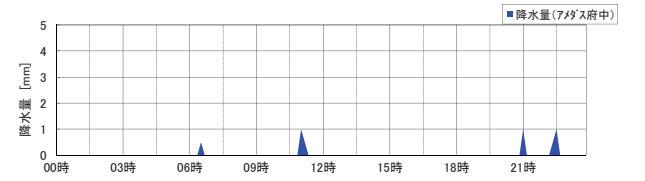
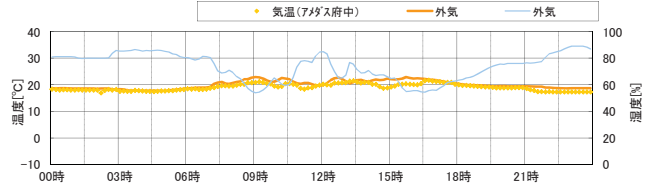
実戸建住宅での実測結果





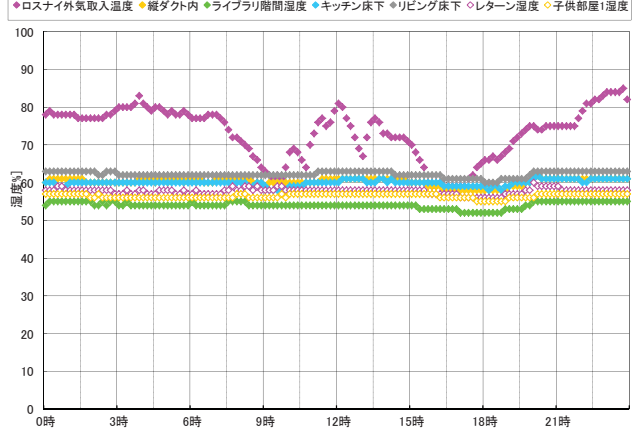
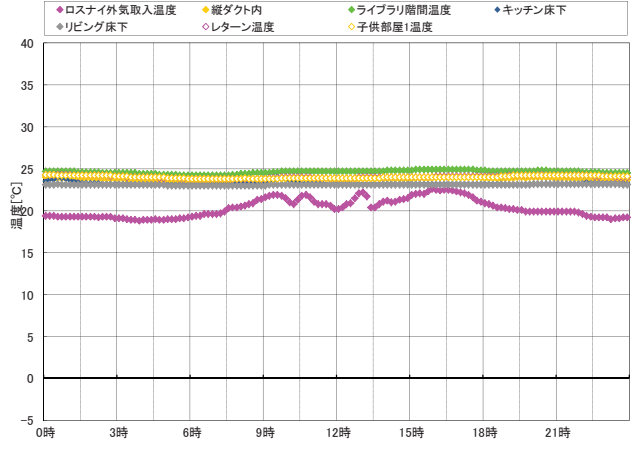
1邸気象

2012年5月1日(火)



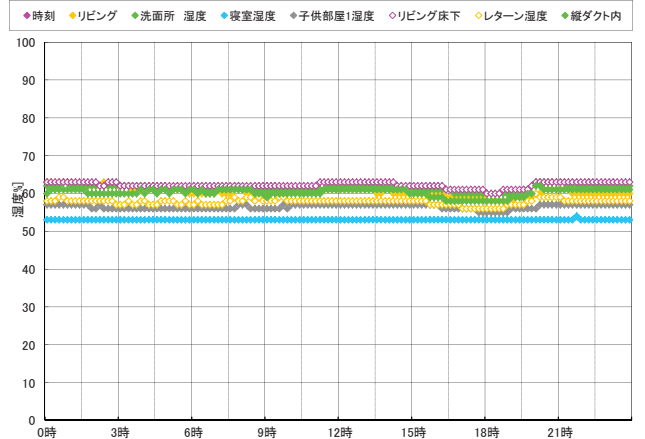
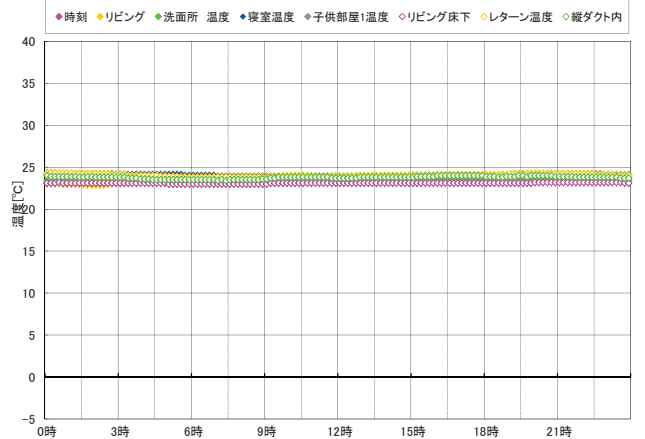
1邸温度2

2012年5月1日(火)



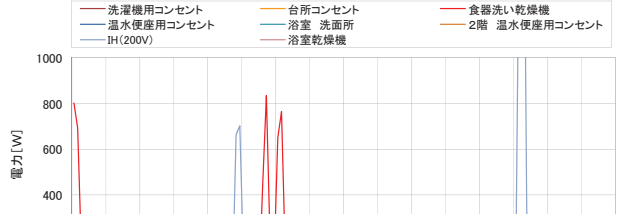
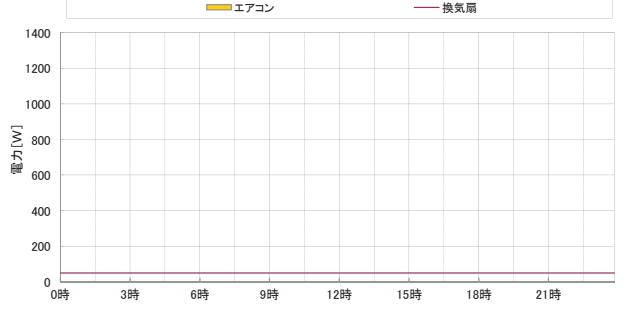
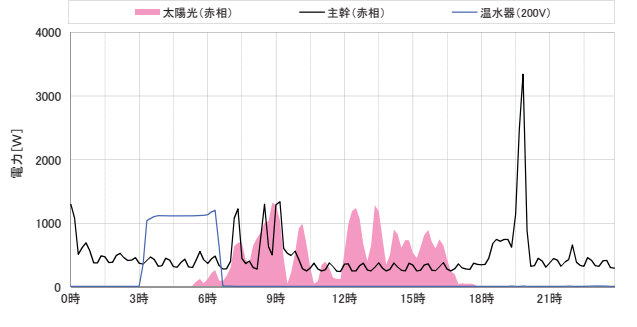
1邸温度3

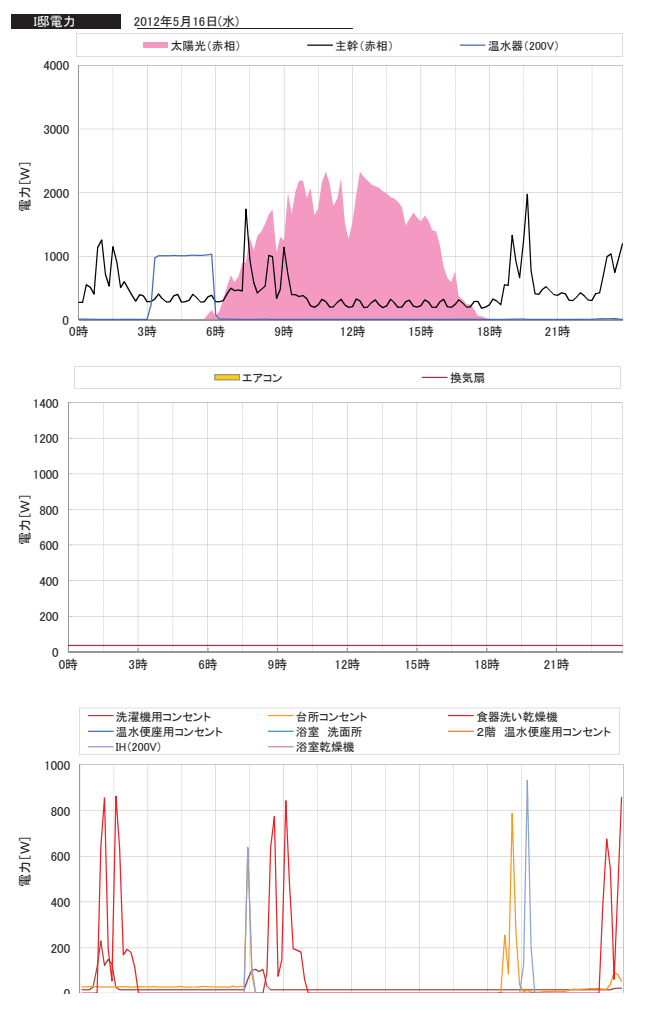
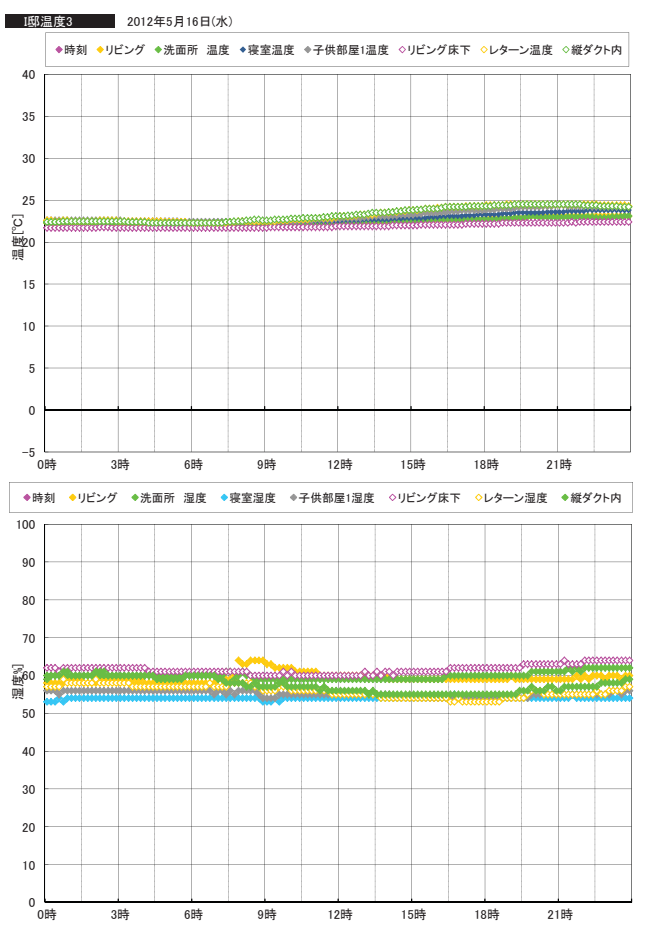
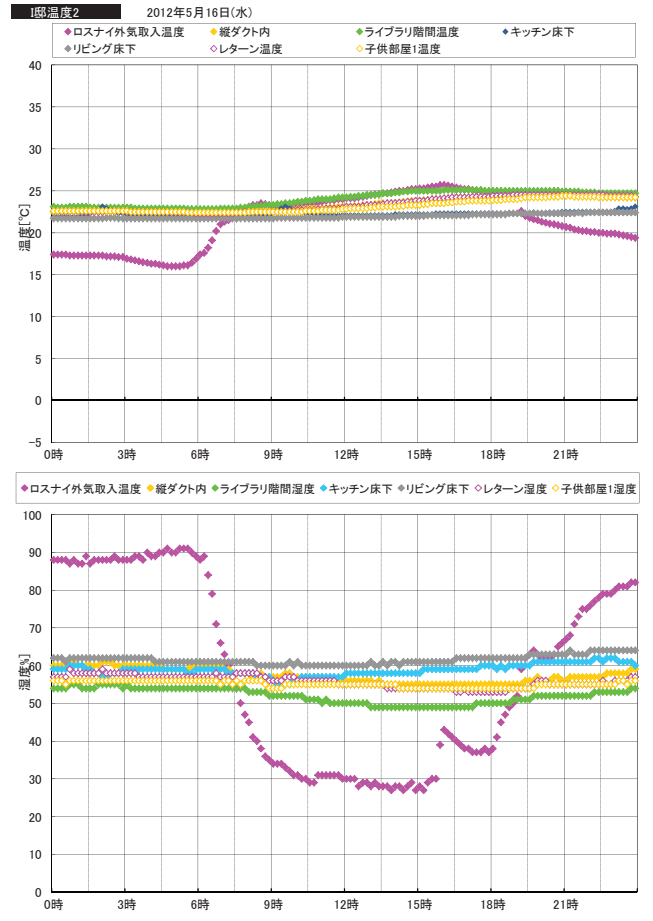
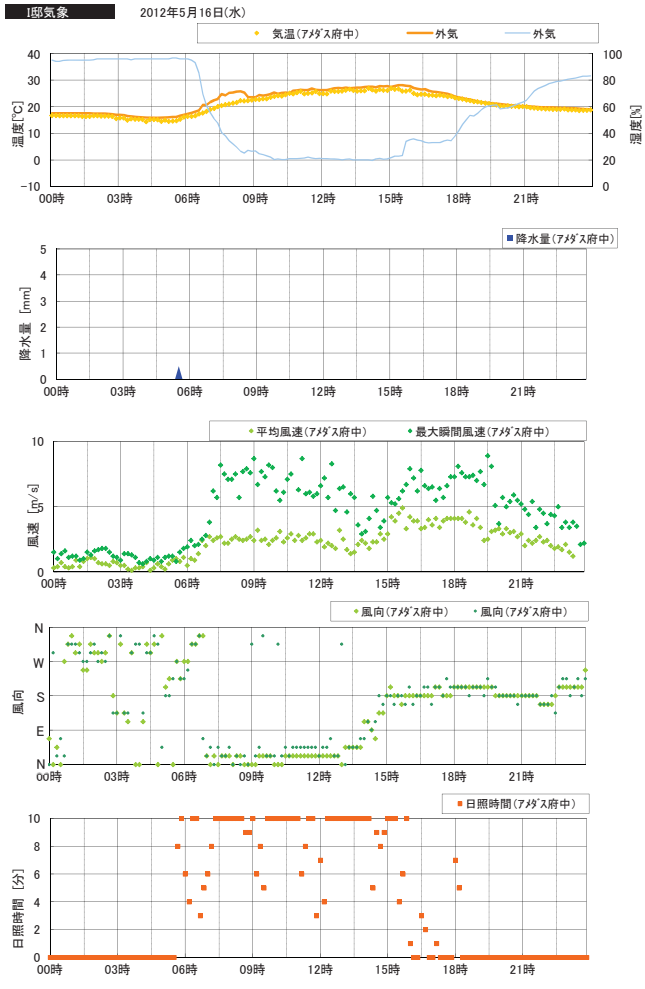
2012年5月1日(火)



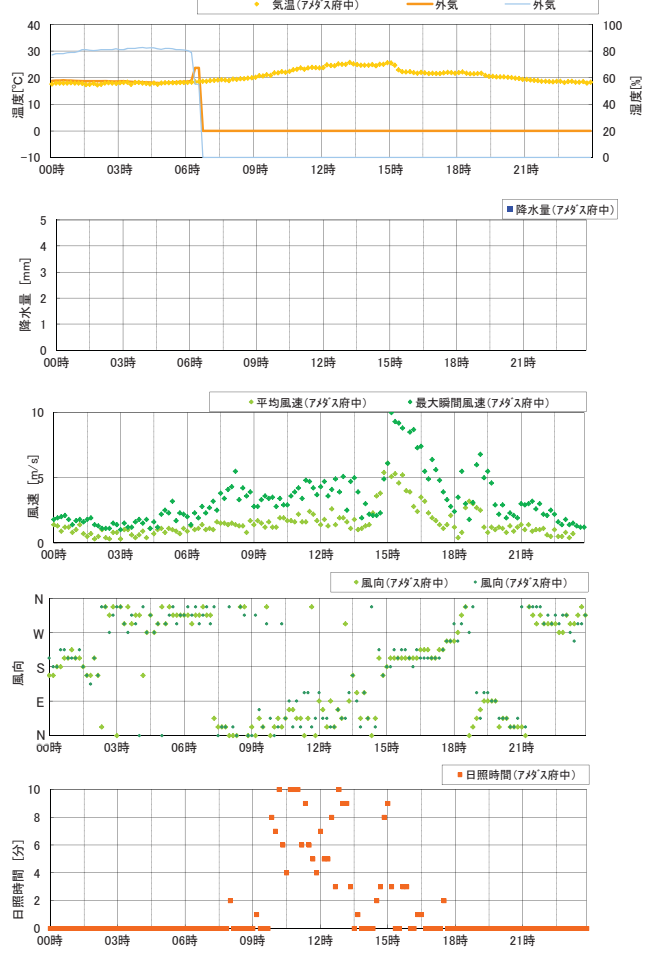
1邸電力

2012年5月1日(火)

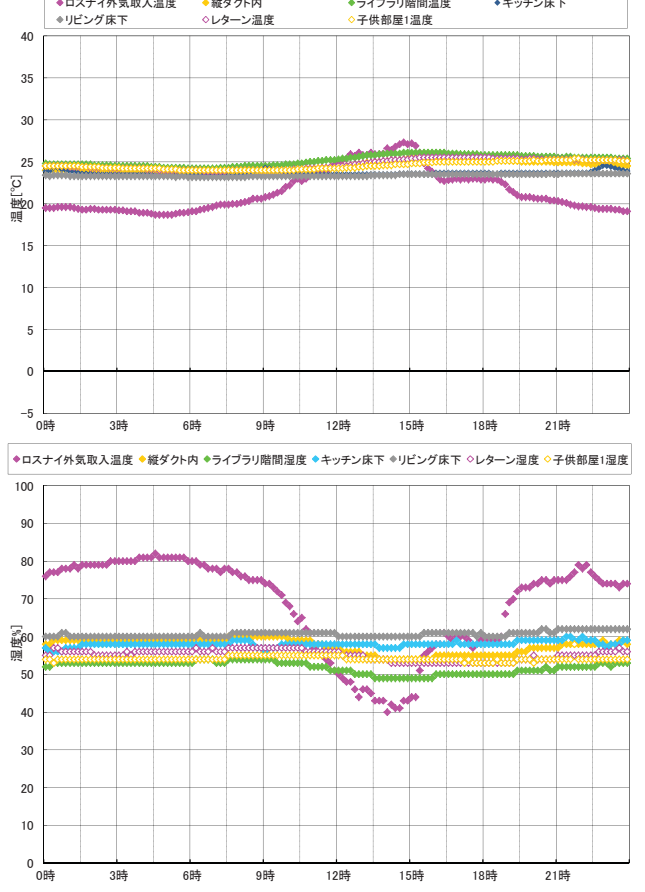




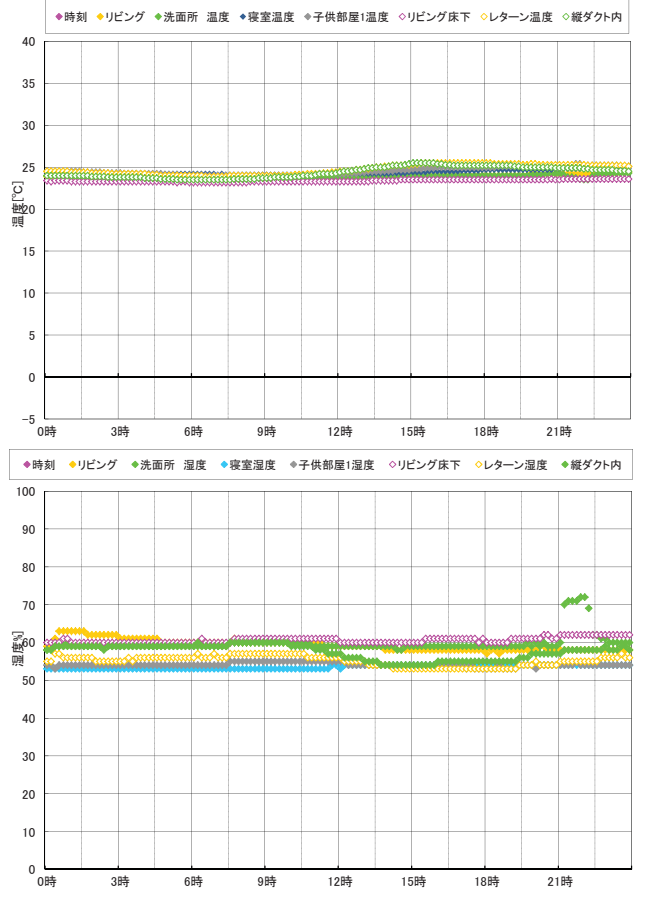
1邸気象 2012年6月1日(金)



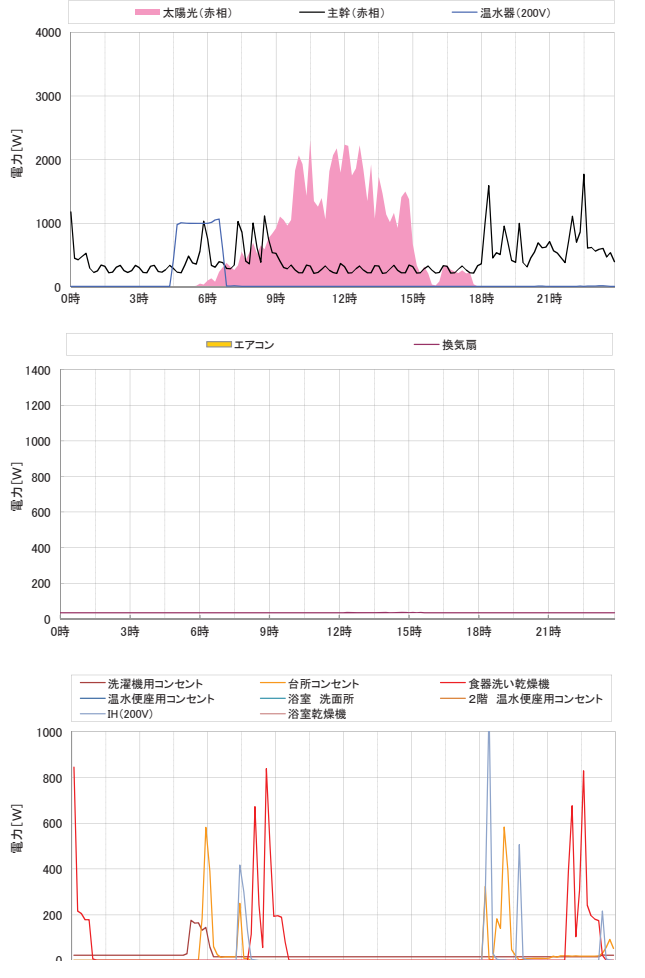
1邸温度2 2012年6月1日(金)



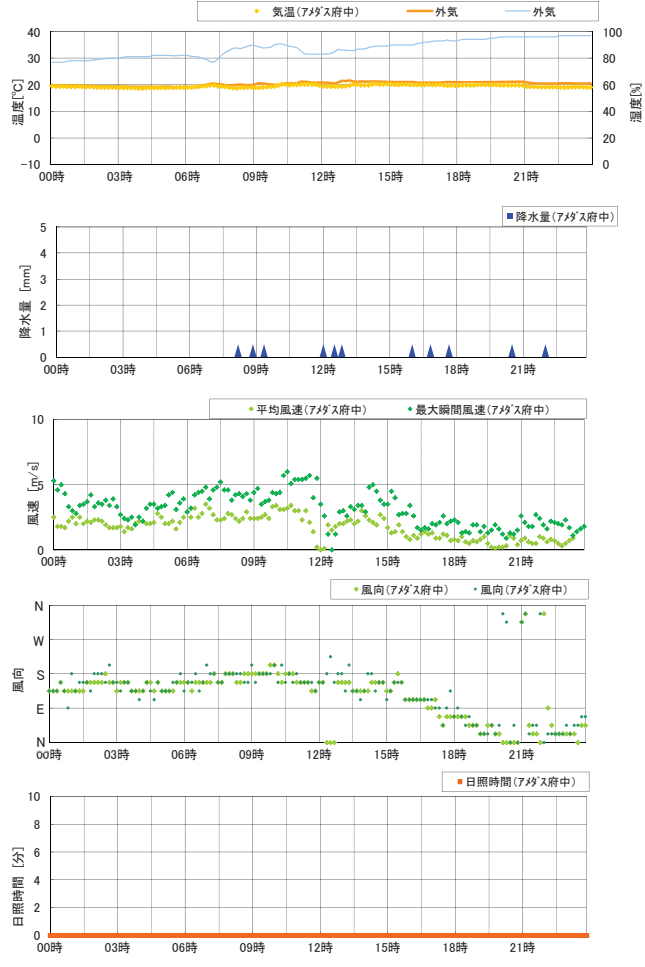
1邸温度3 2012年6月1日(金)



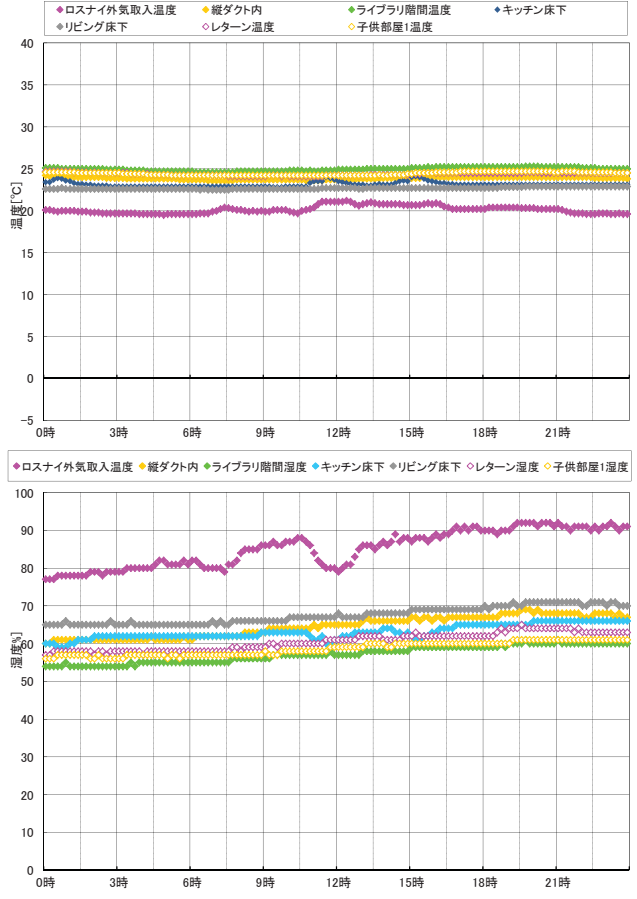
1邸電力 2012年6月1日(金)



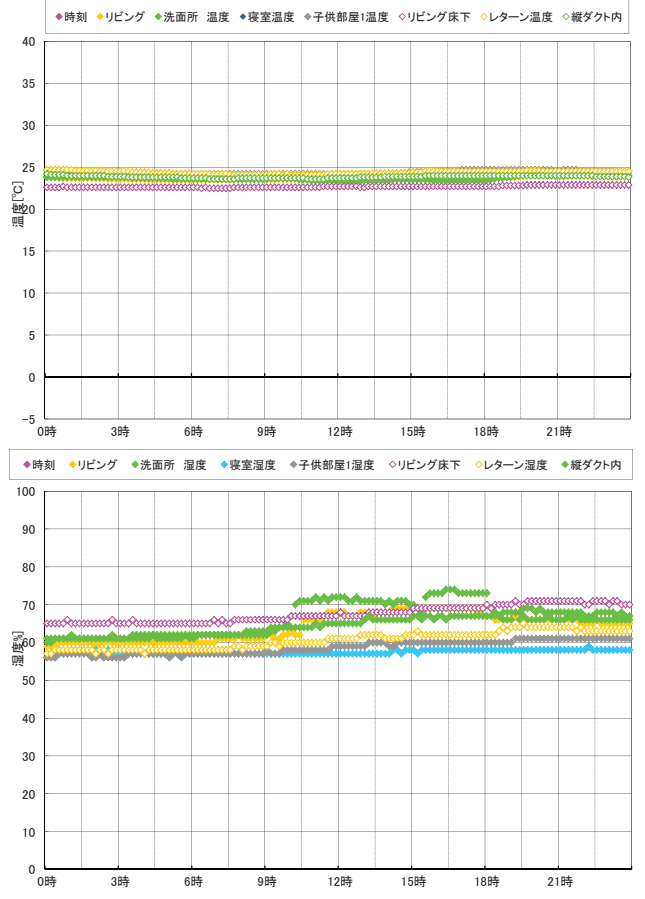
1邸気象 2012年6月16日(土)



1邸温度2 2012年6月16日(土)



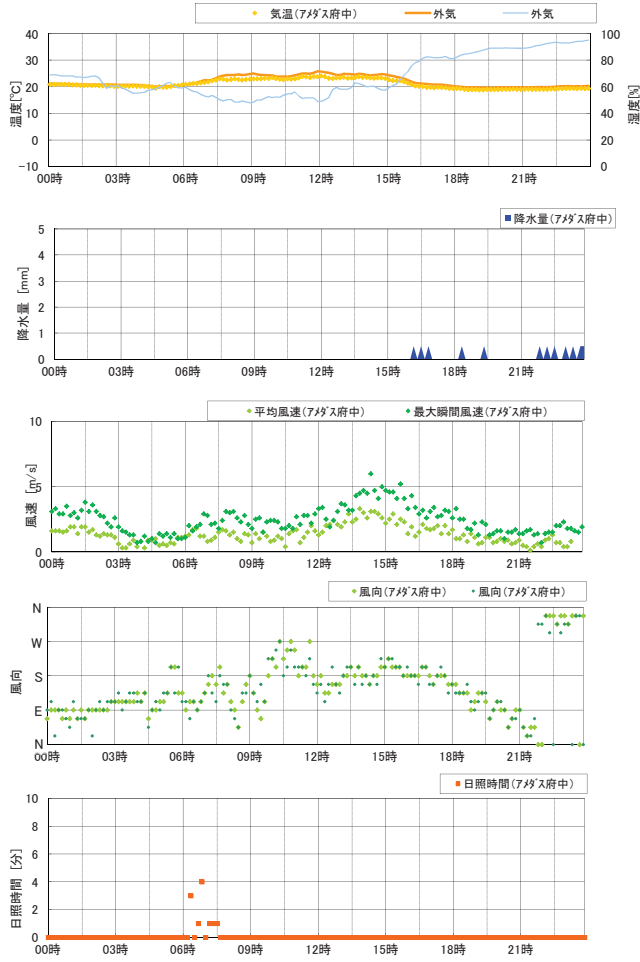
1邸温度3 2012年6月16日(土)



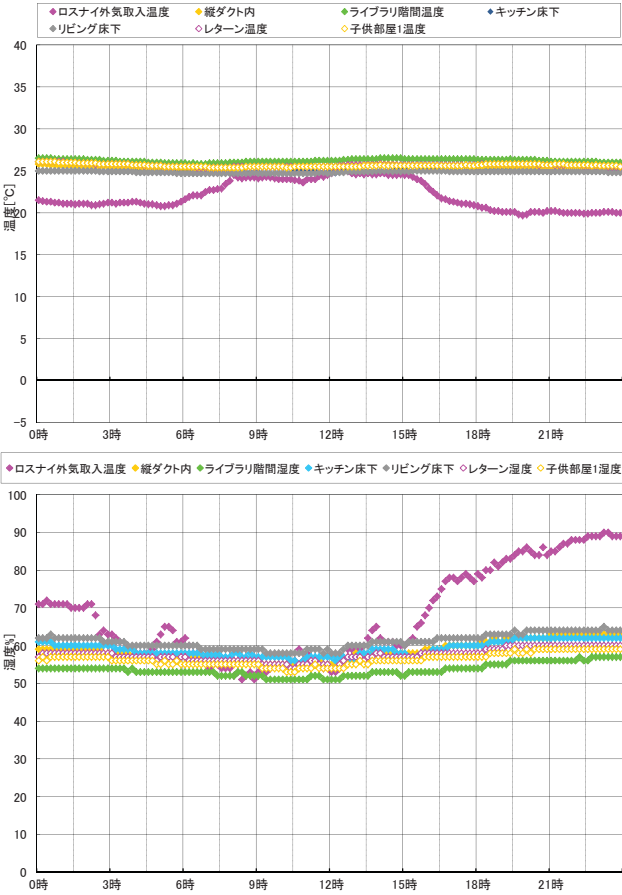
1邸電力 2012年6月16日(土)



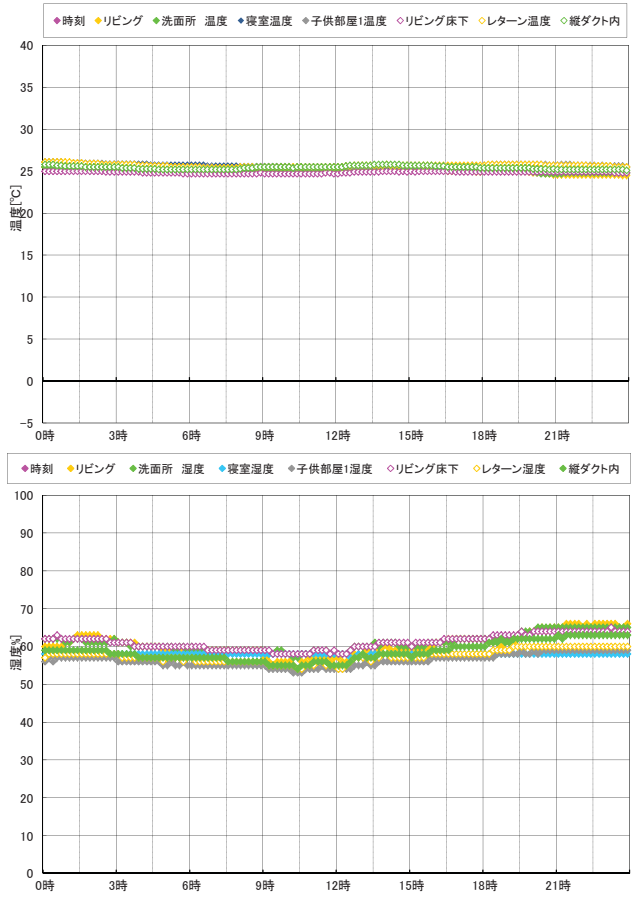
1邸気象 2012年7月1日(日)



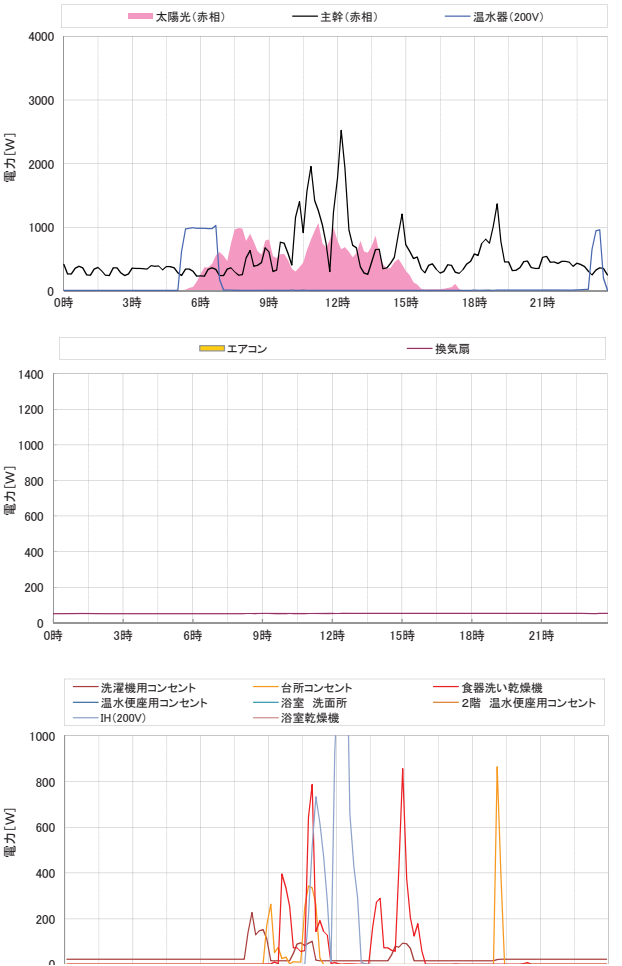
1邸温度2 2012年7月1日(日)



1邸温度3 2012年7月1日(日)

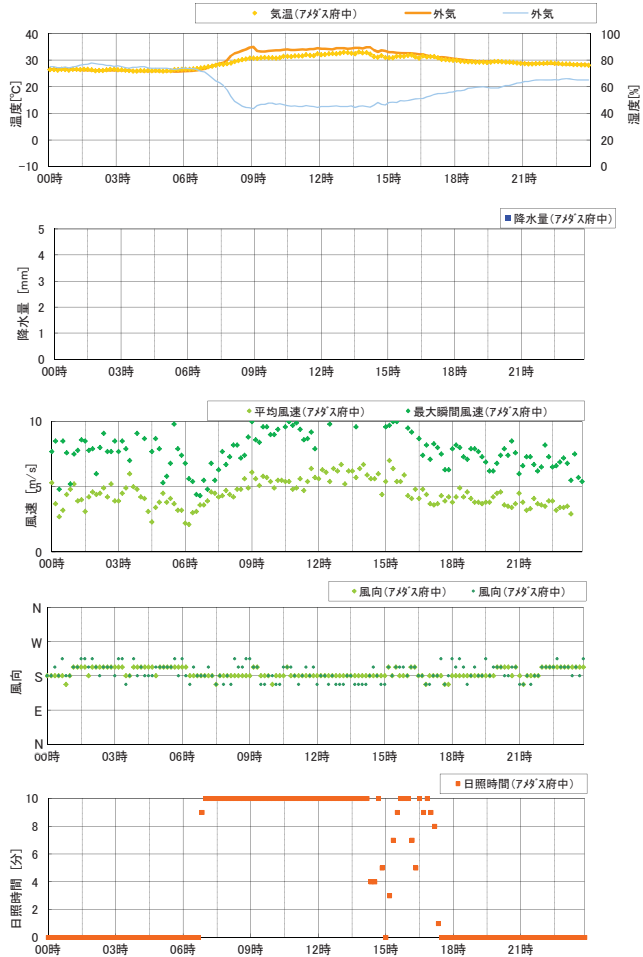


1邸電力 2012年7月1日(日)



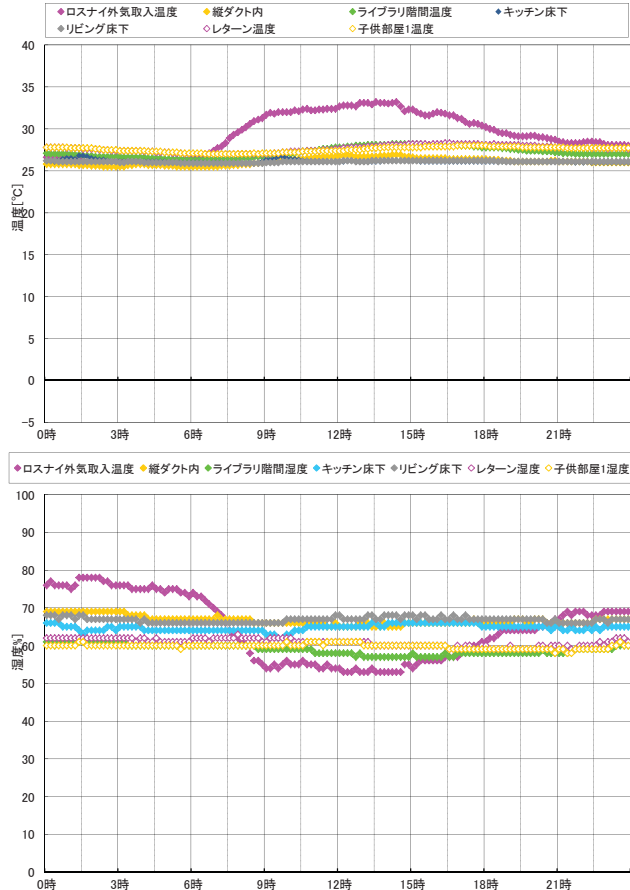
1邸気象

2012年7月16日(月)



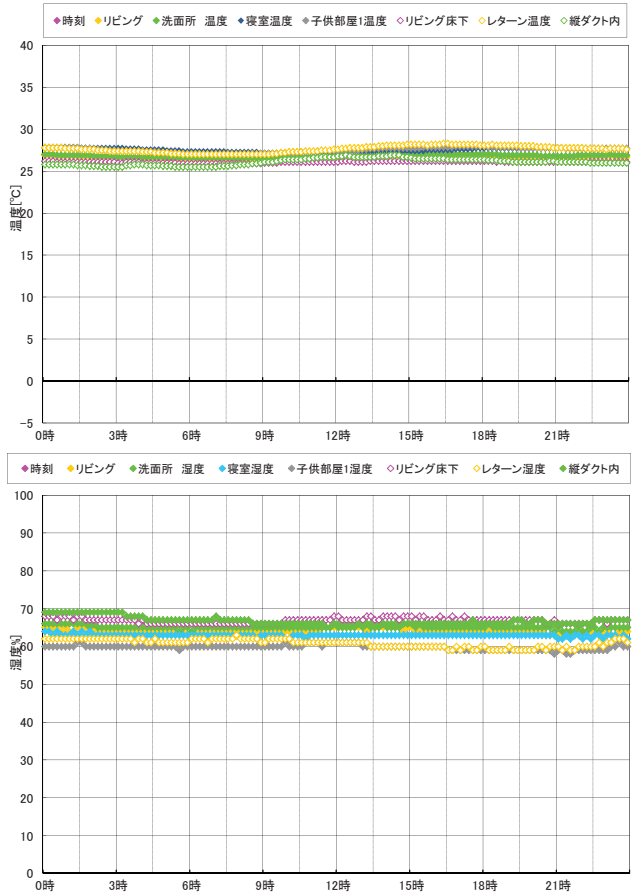
1邸温度2

2012年7月16日(月)



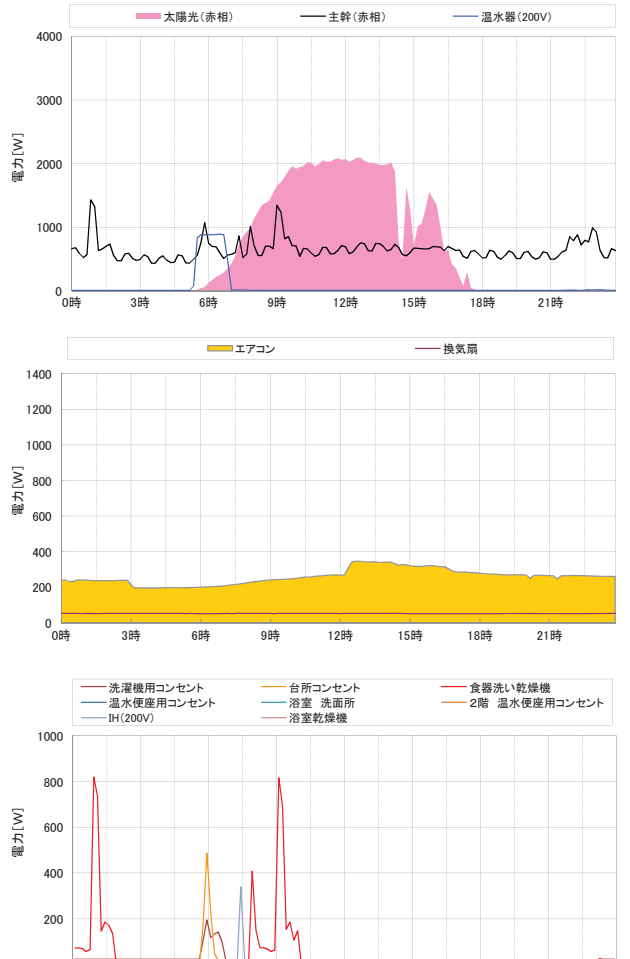
1邸温度3

2012年7月16日(月)



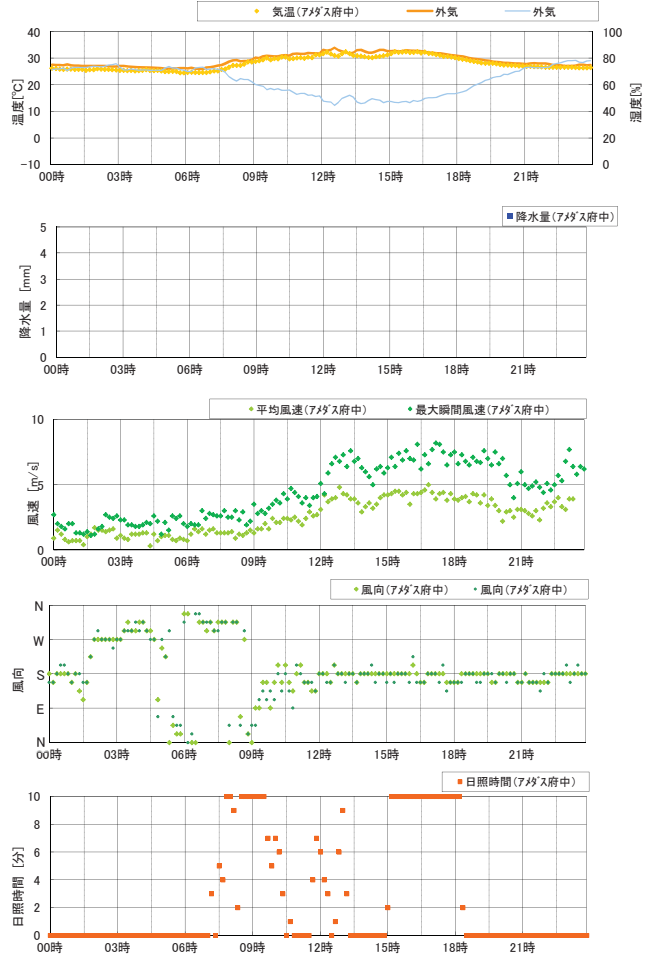
1邸電力

2012年7月16日(月)



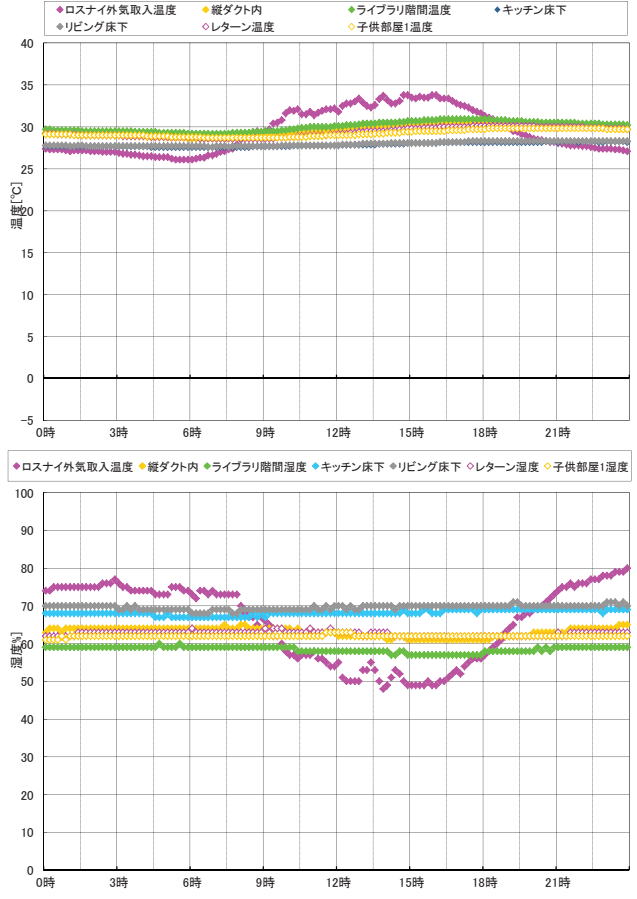
1邸気象

2012年8月1日(水)



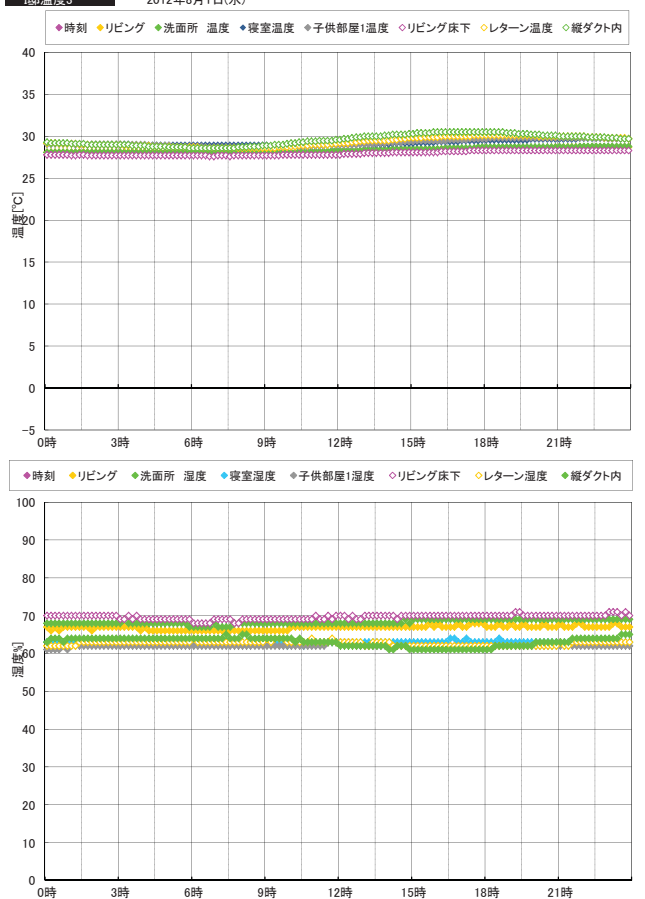
1邸温度2

2012年8月1日(水)



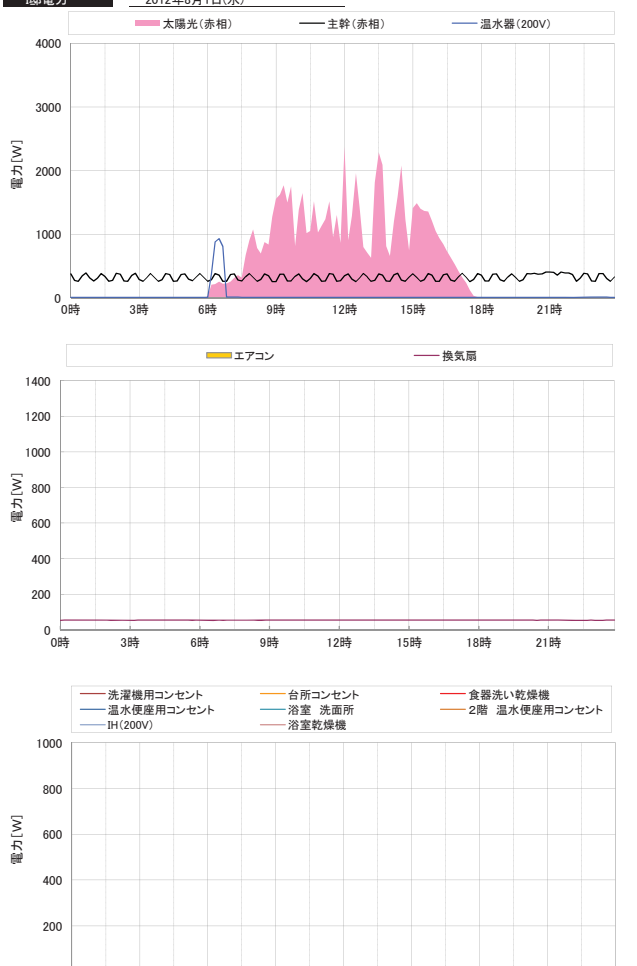
1邸温度3

2012年8月1日(水)

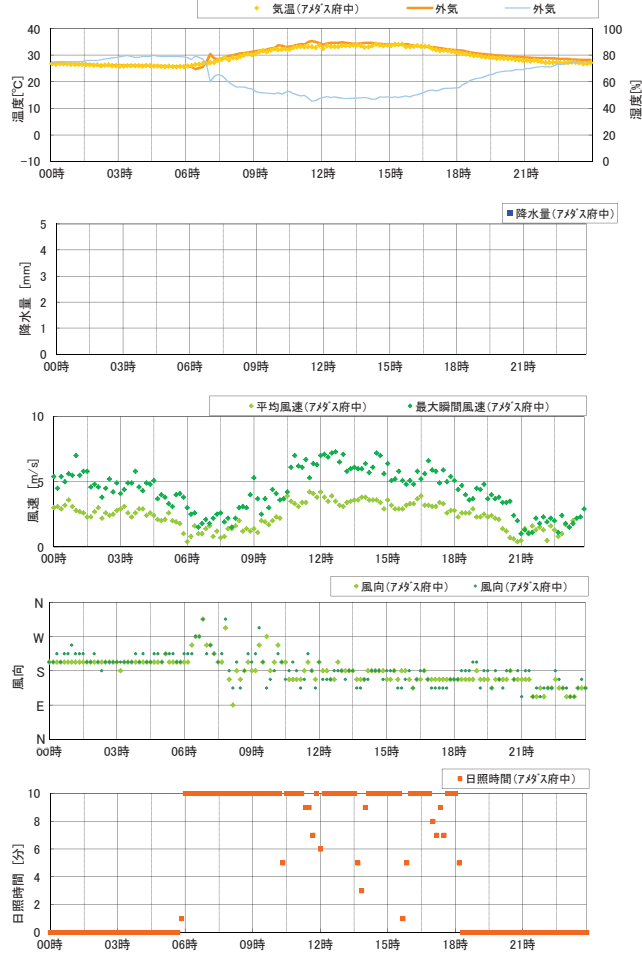


1邸電力

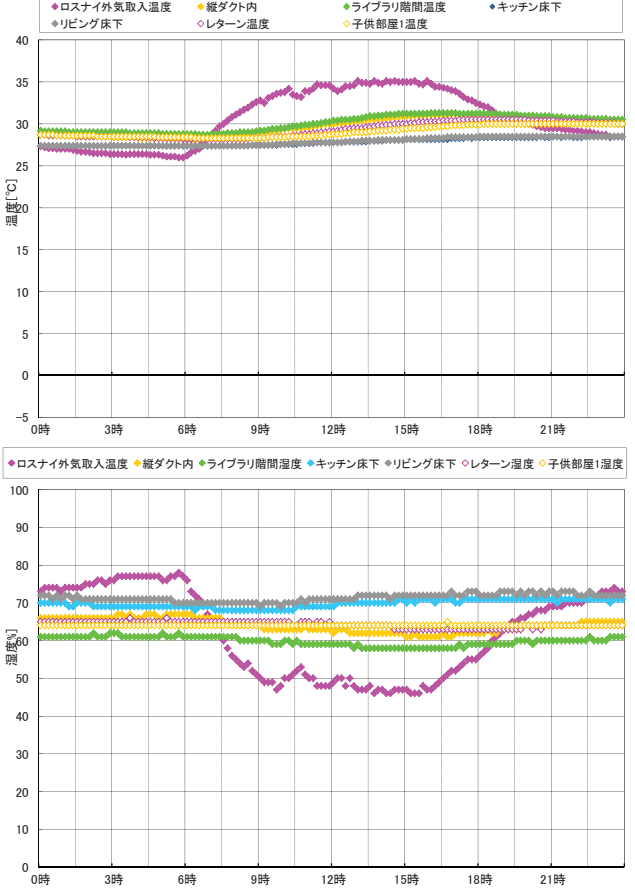
2012年8月1日(水)



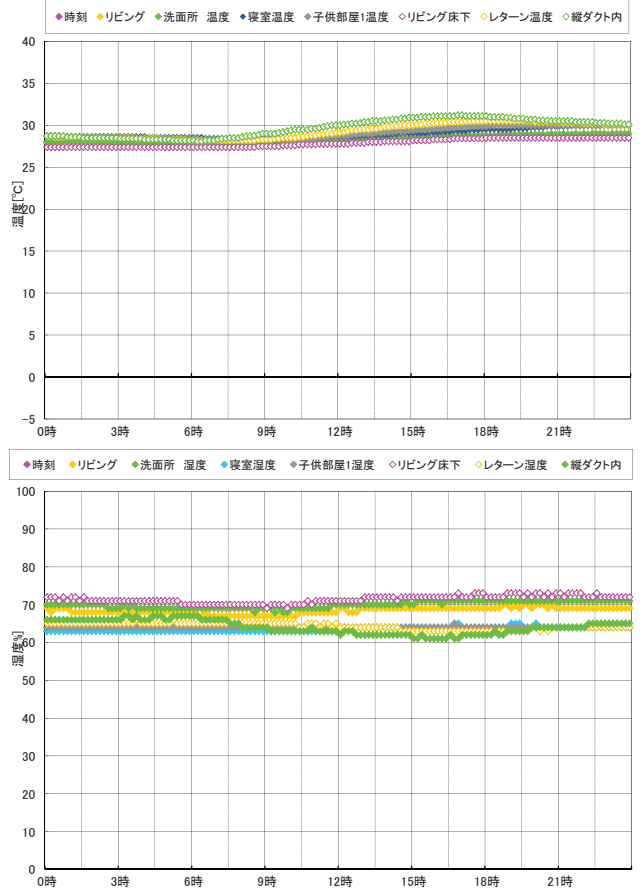
1邸気象 2012年8月16日(木)



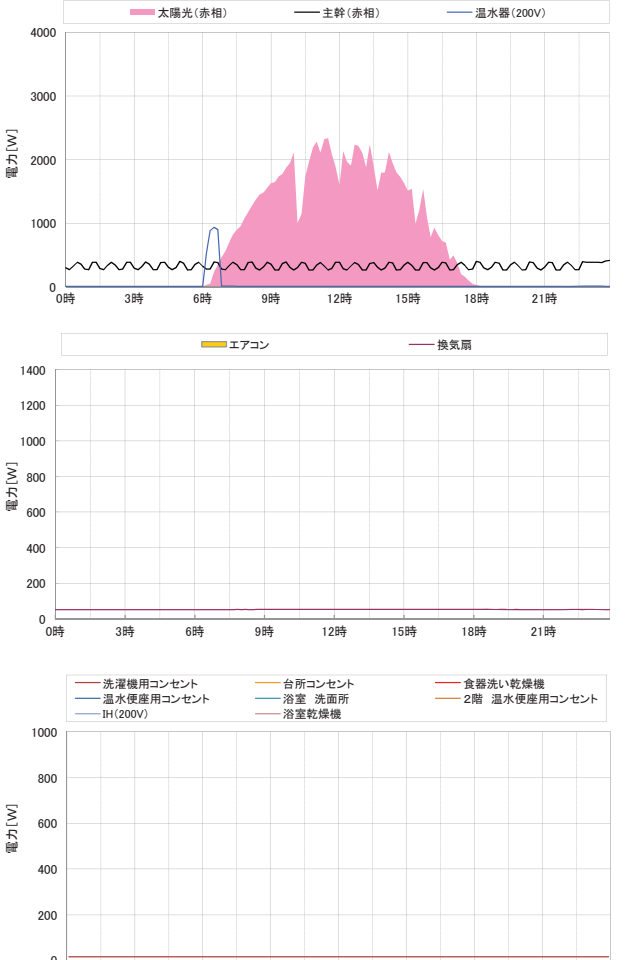
1邸温度2 2012年8月16日(木)



1邸温度3 2012年8月16日(木)

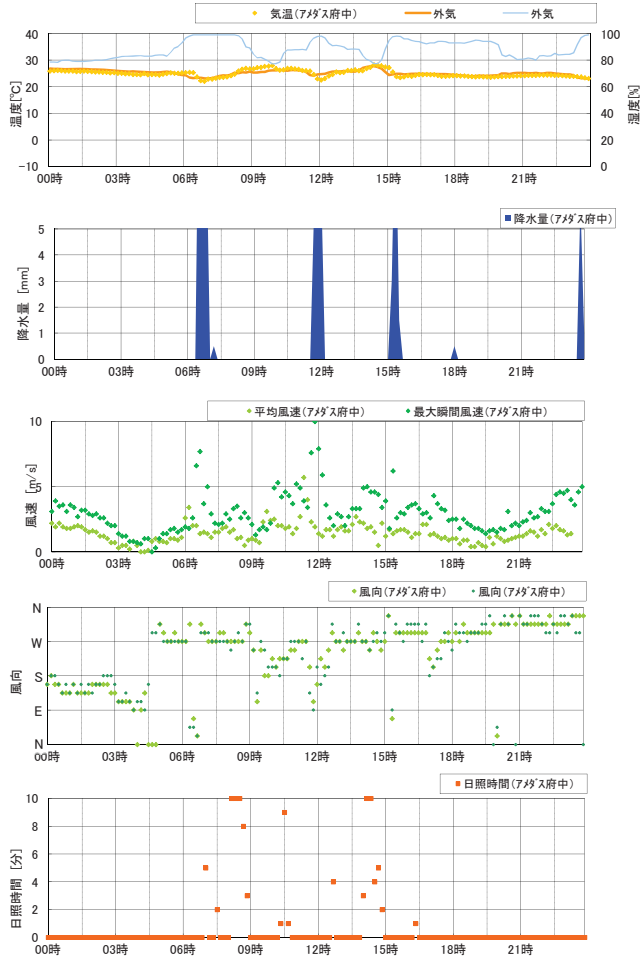


1邸電力 2012年8月16日(木)

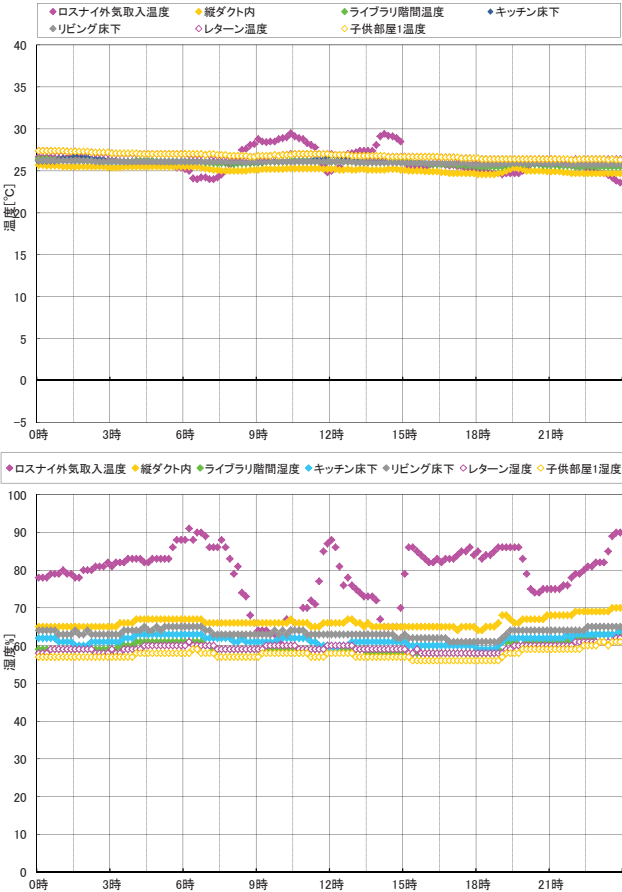




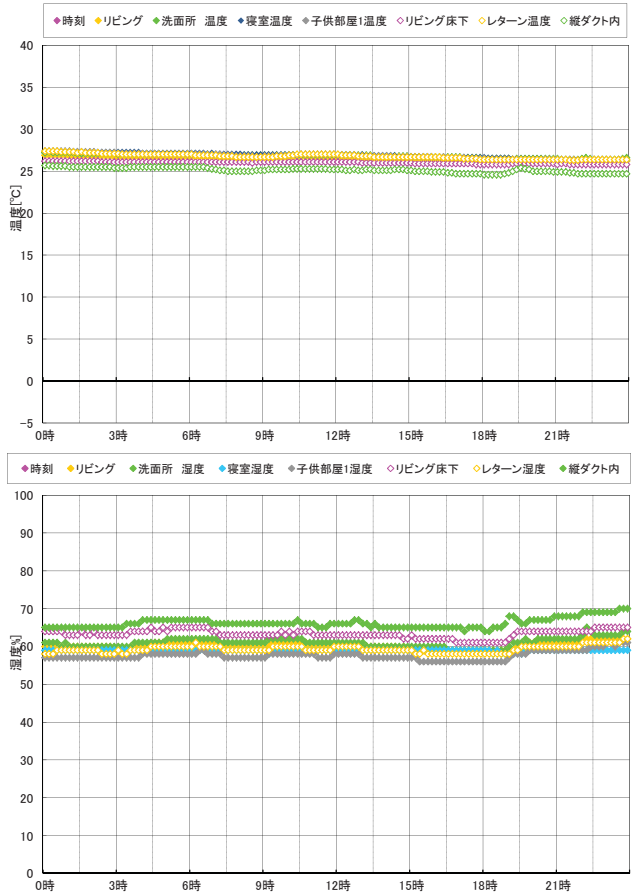
1邸気象 2012年9月1日(土)



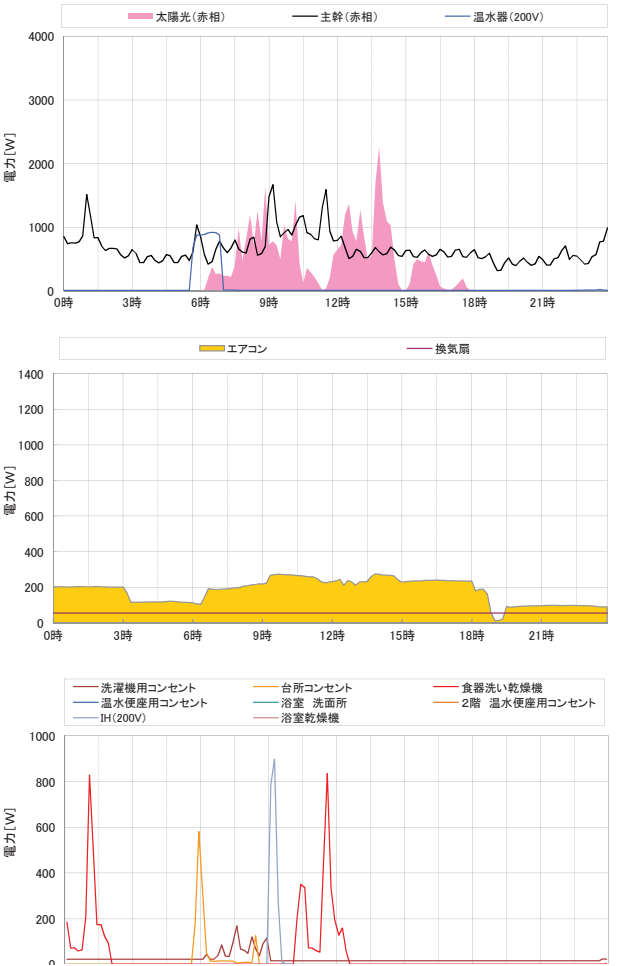
1邸温度2 2012年9月1日(土)

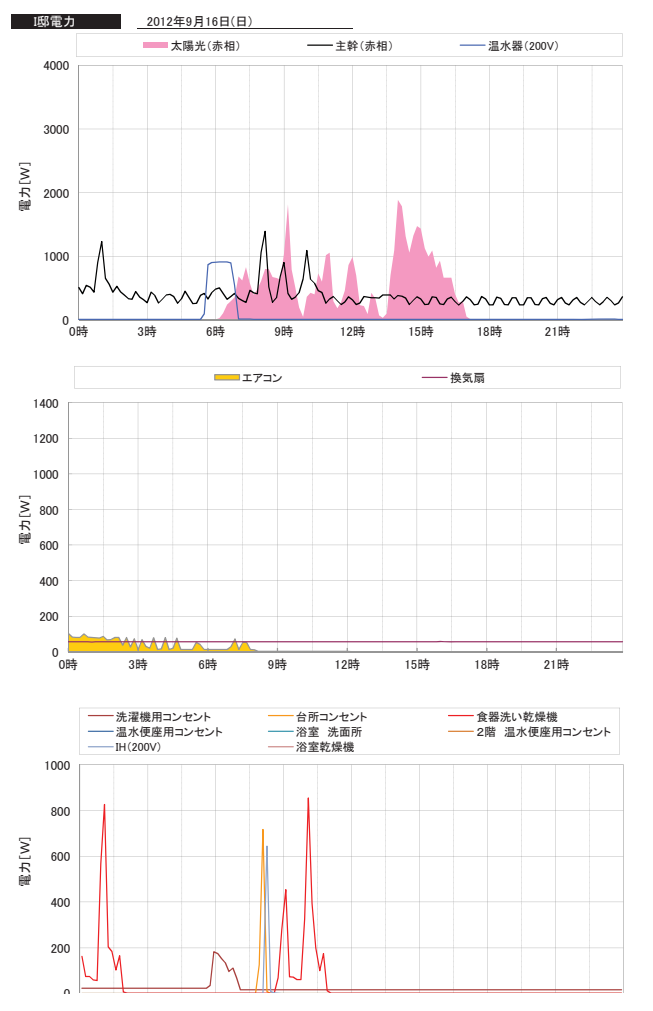
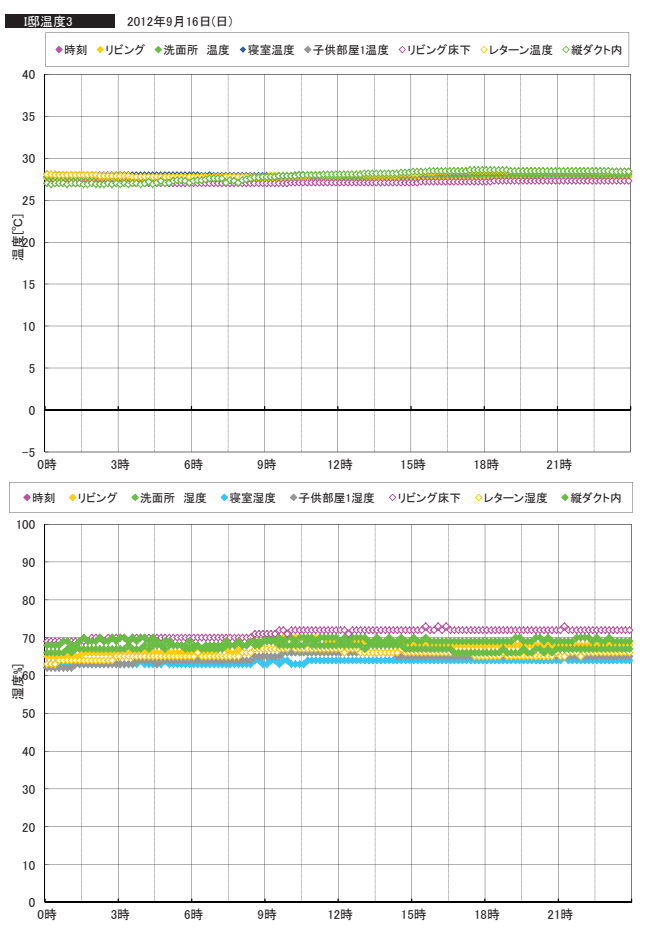
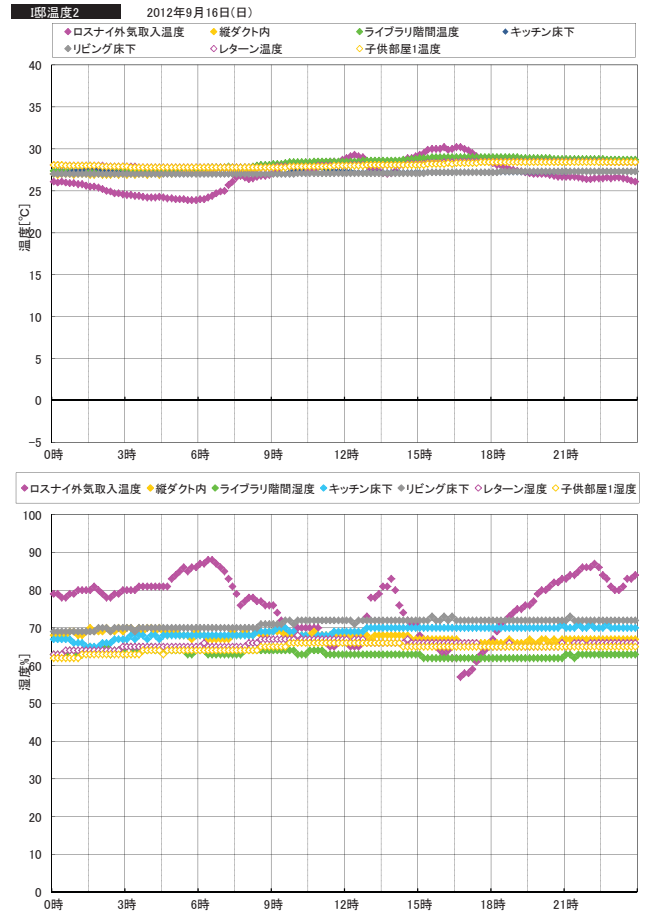
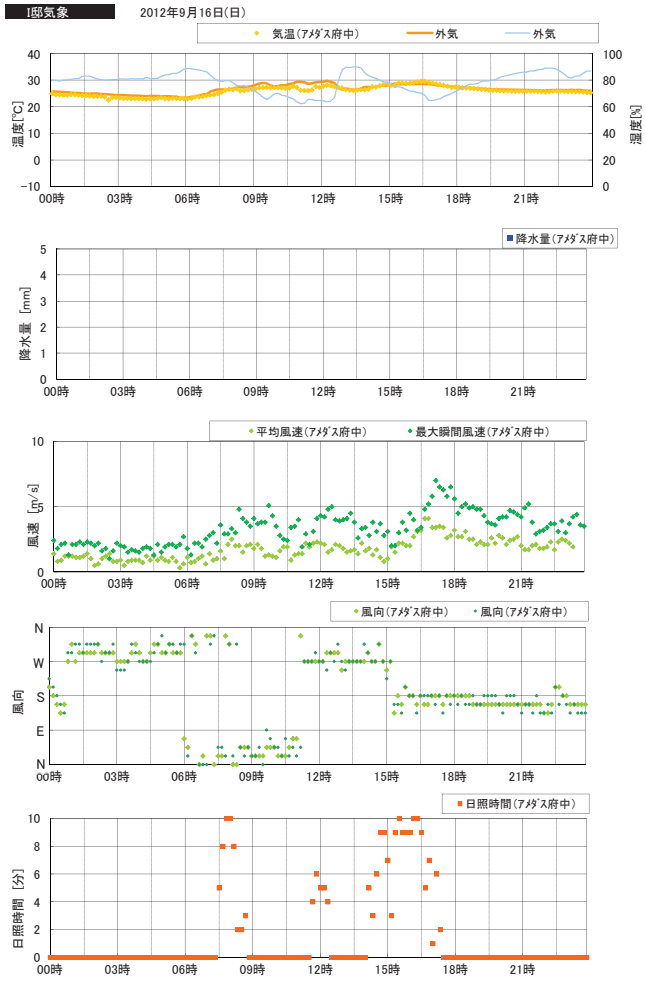


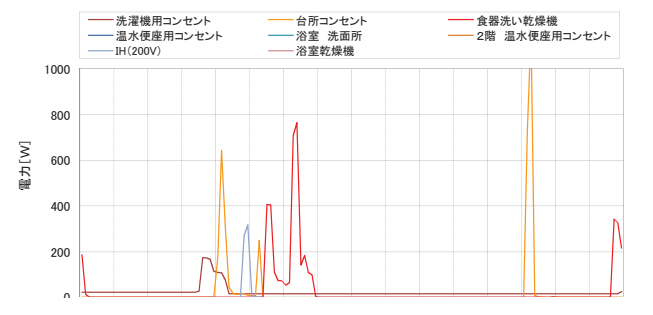
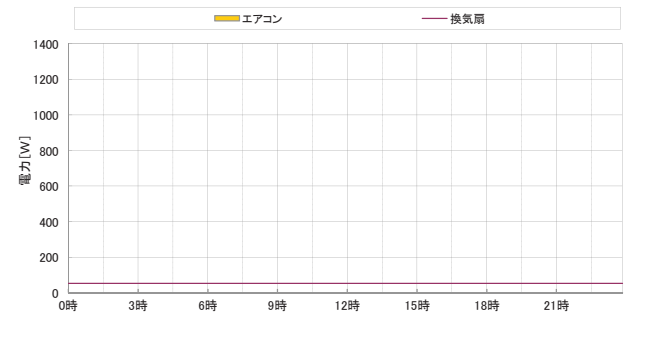
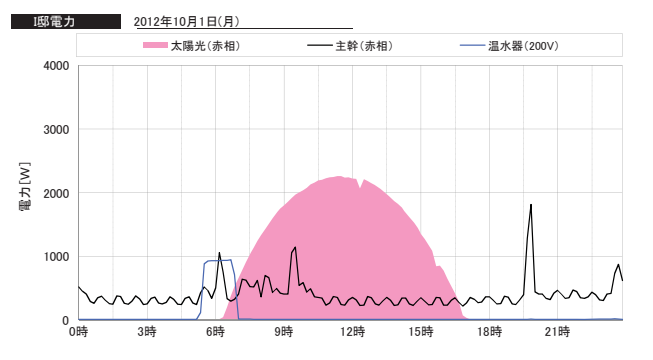
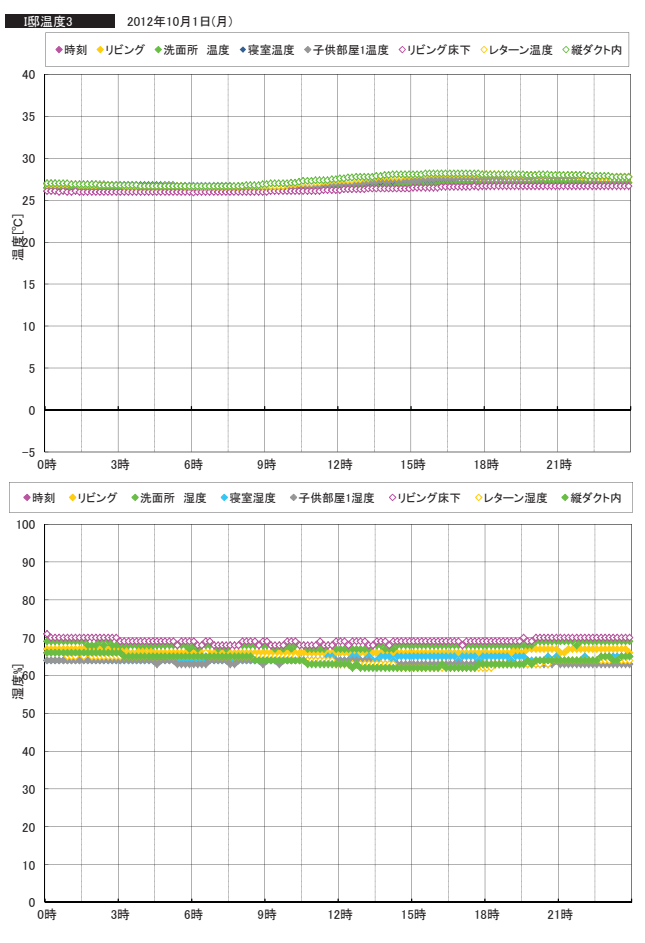
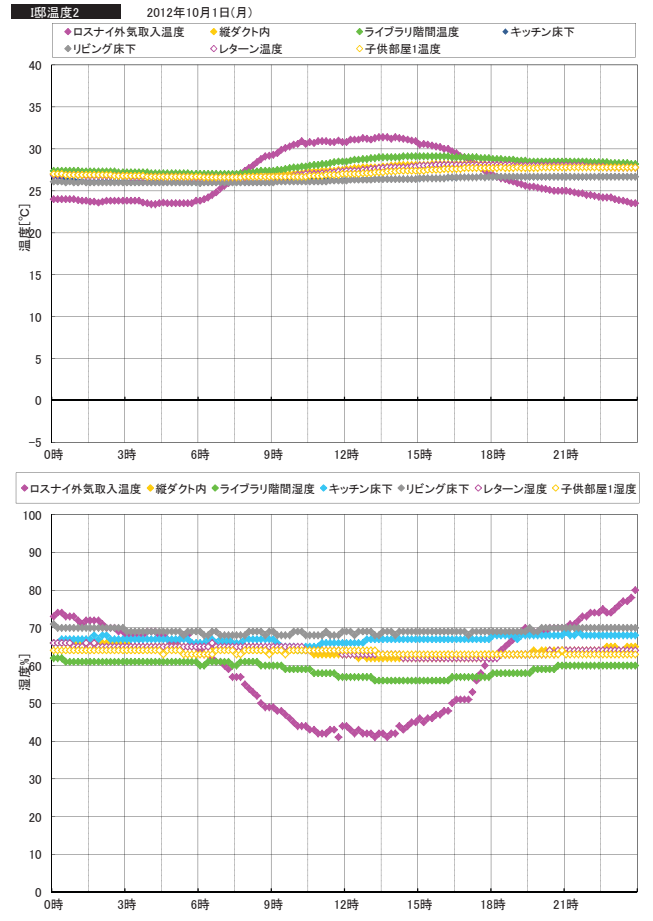
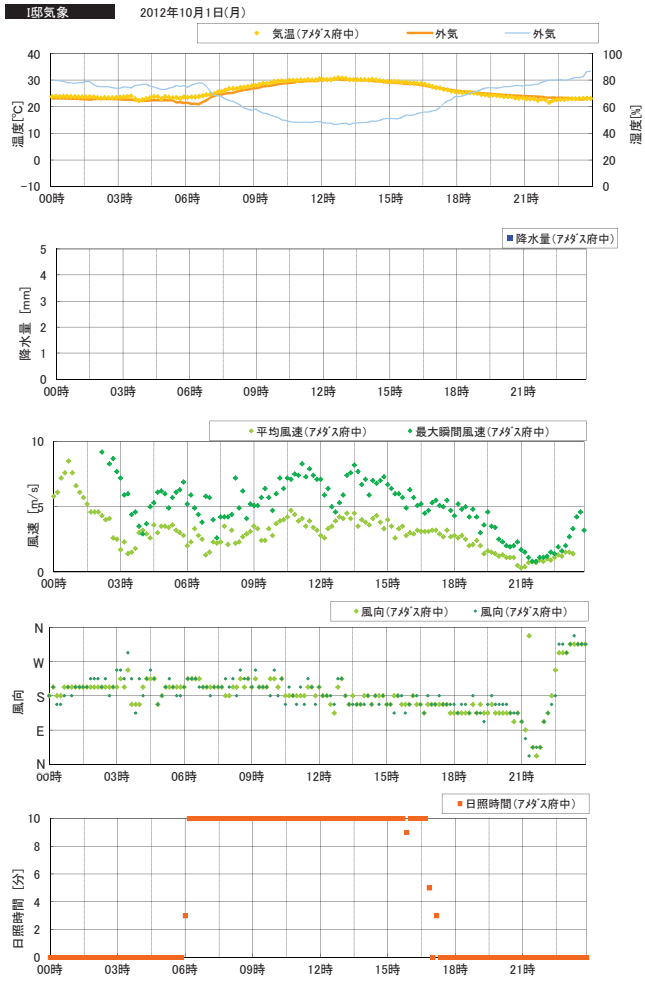
1邸温度3 2012年9月1日(土)



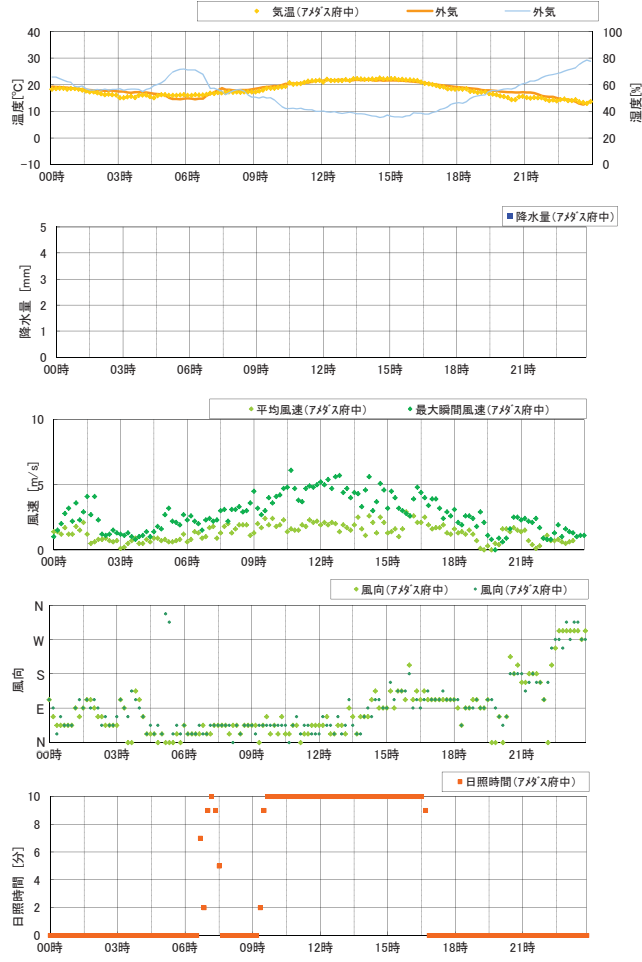
1邸電力 2012年9月1日(土)



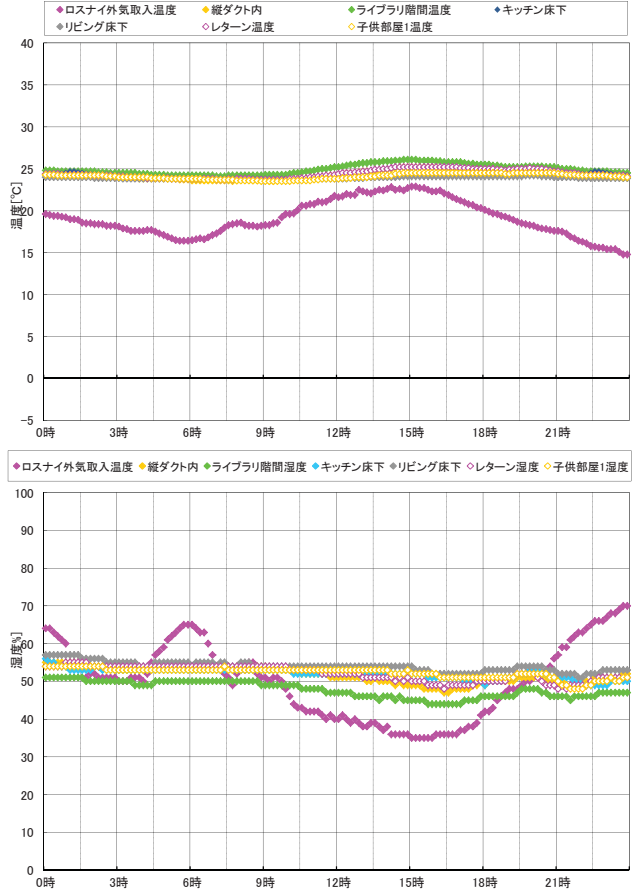




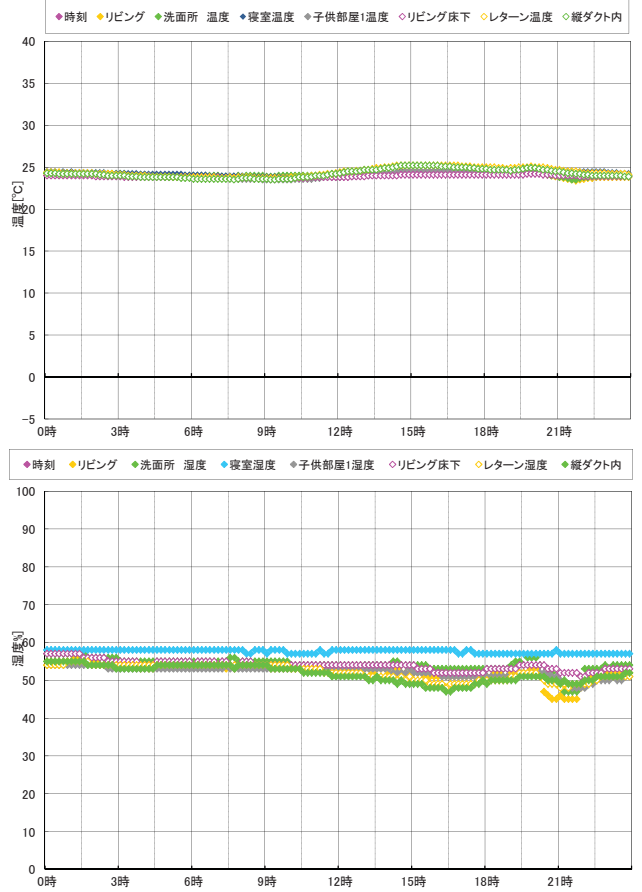
1邸気象 2012年10月16日(火)



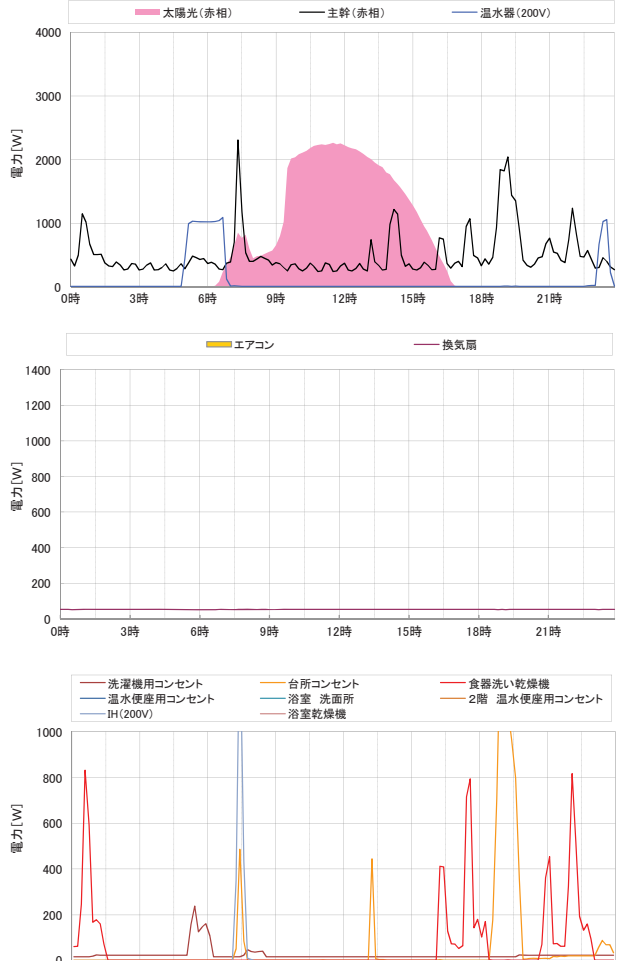
1邸温度2 2012年10月16日(火)



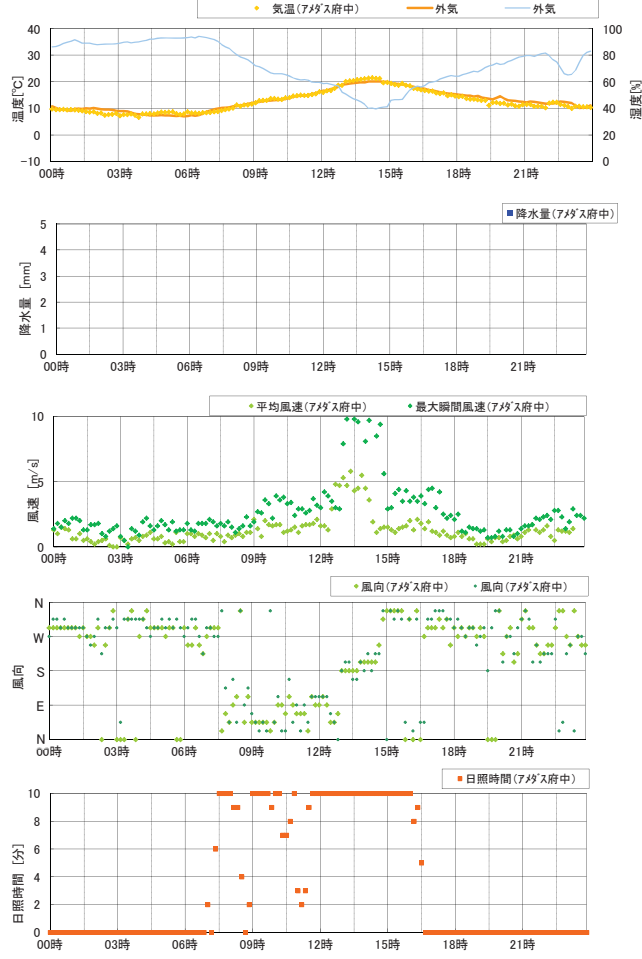
1邸温度3 2012年10月16日(火)



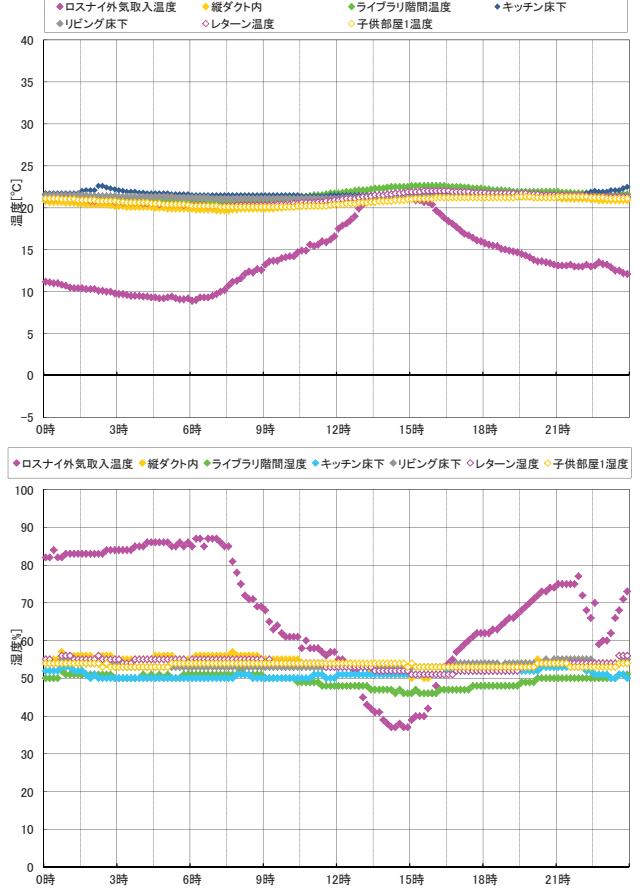
1邸電力 2012年10月16日(火)



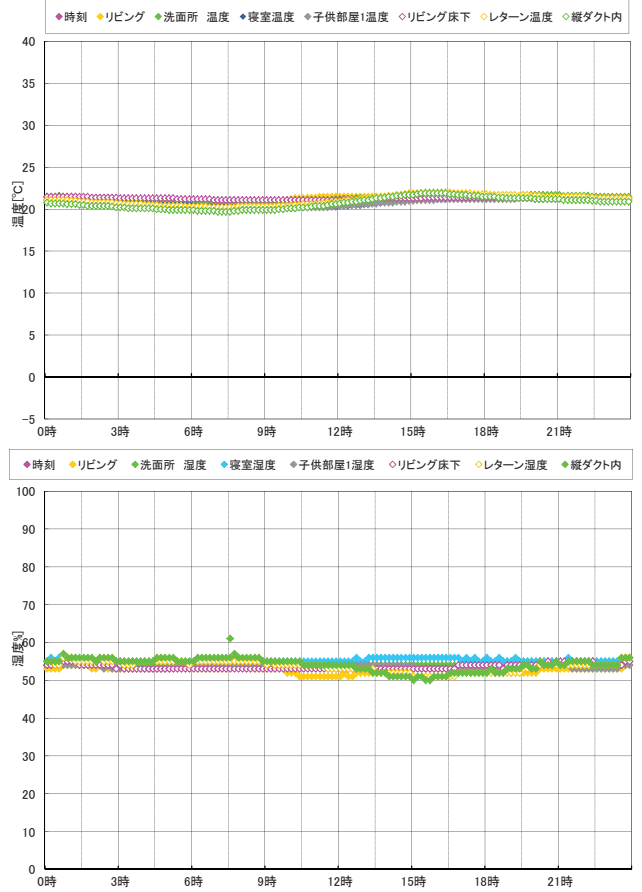
1邸気象 2012年11月1日(木)



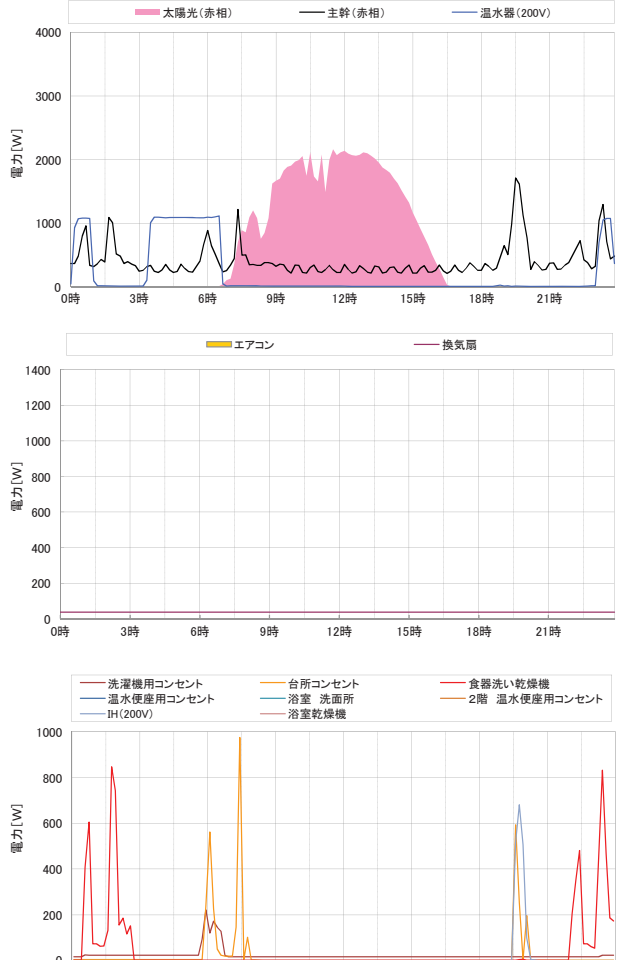
1邸温度2 2012年11月1日(木)



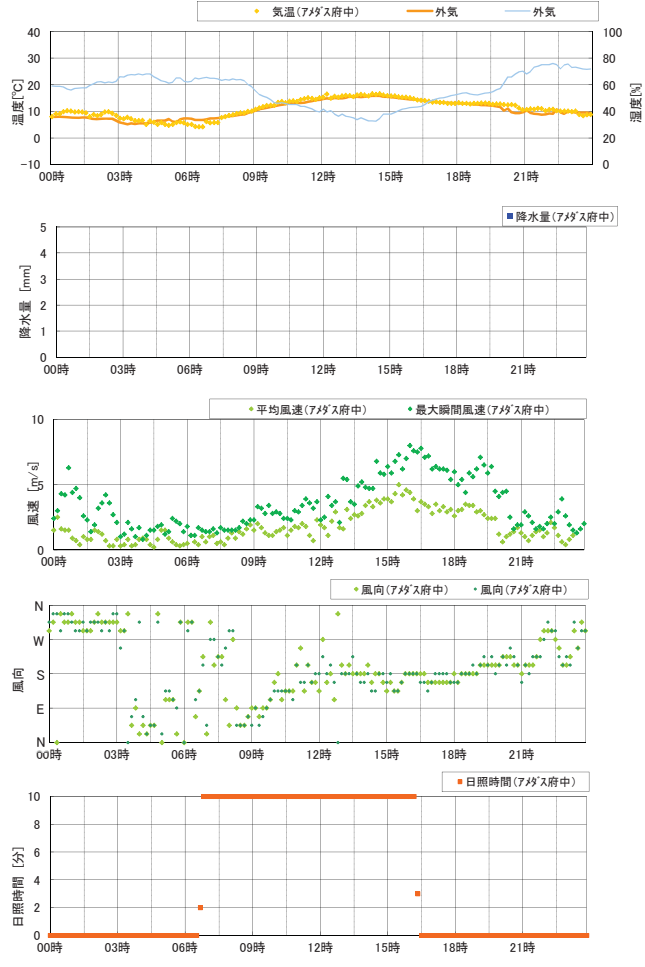
1邸温度3 2012年11月1日(木)



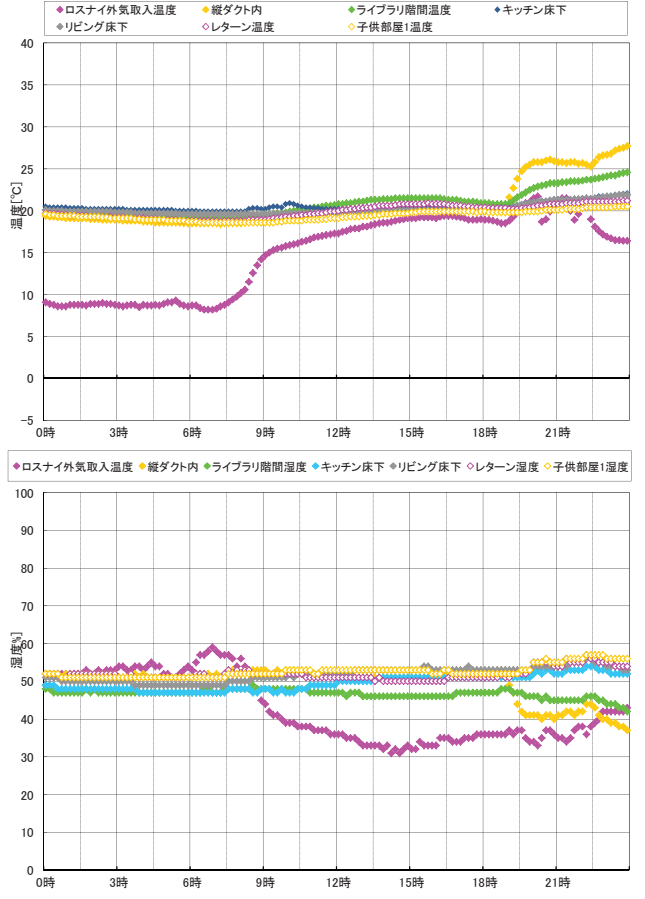
1邸電力 2012年11月1日(木)



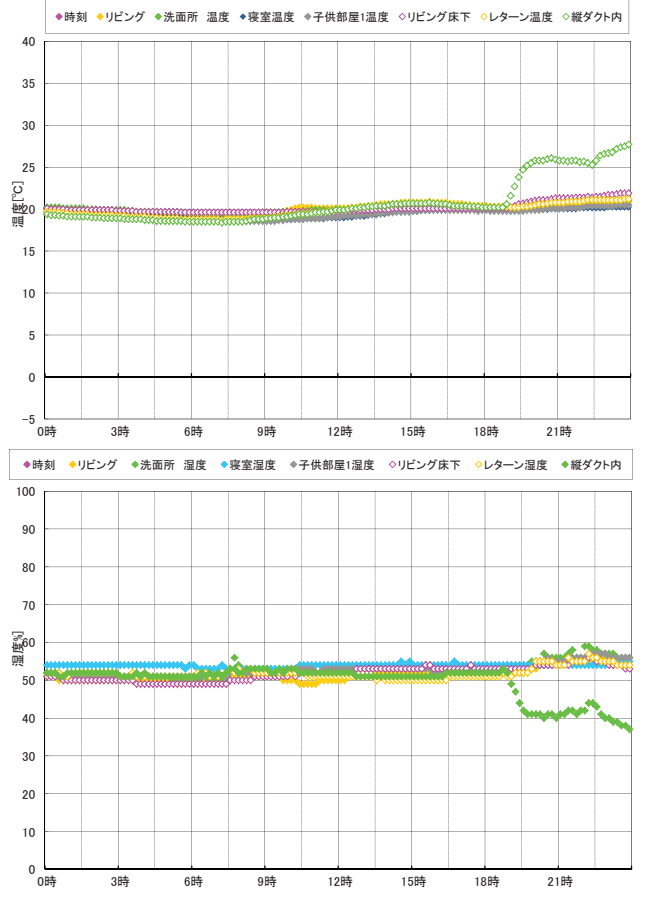
1邸気象 2012年11月16日(金)



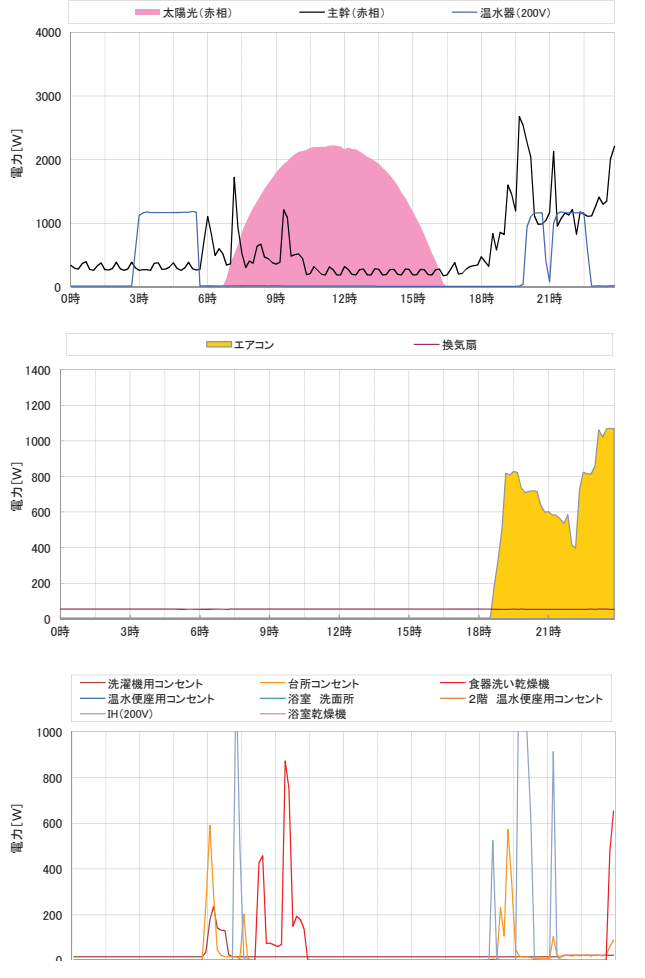
1邸温度2 2012年11月16日(金)



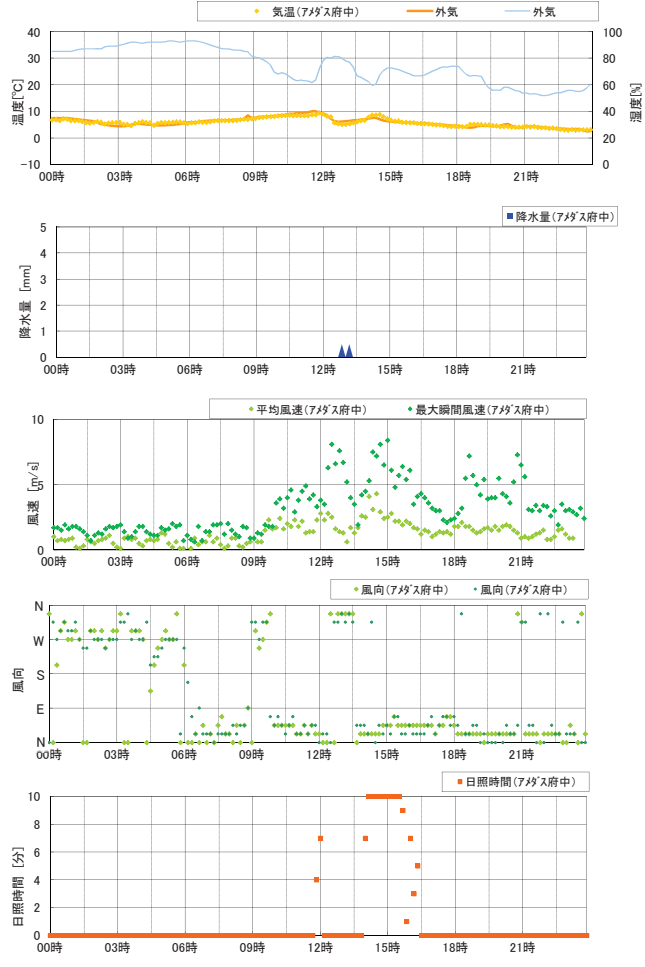
1邸温度3 2012年11月16日(金)



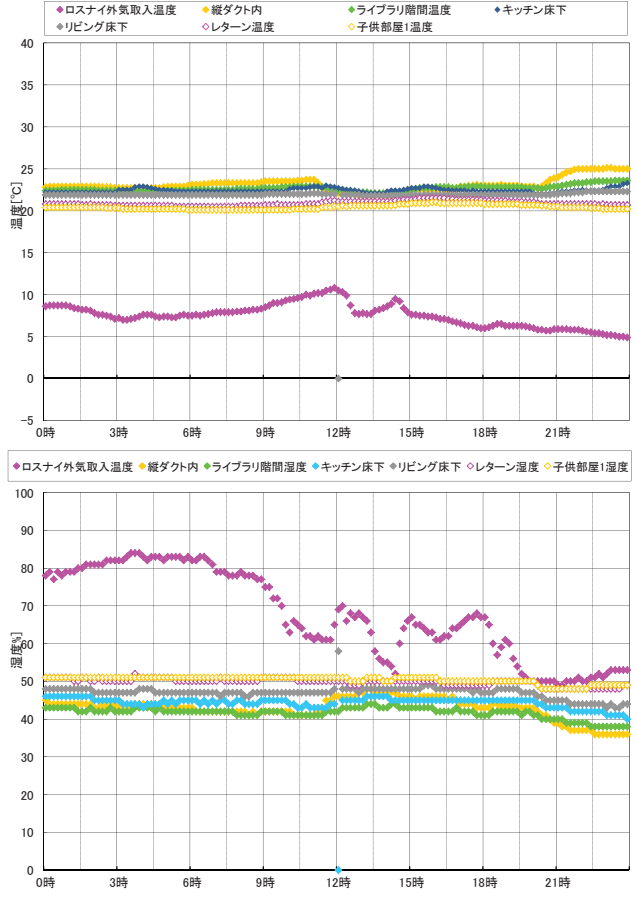
1邸電力 2012年10月16日(金)



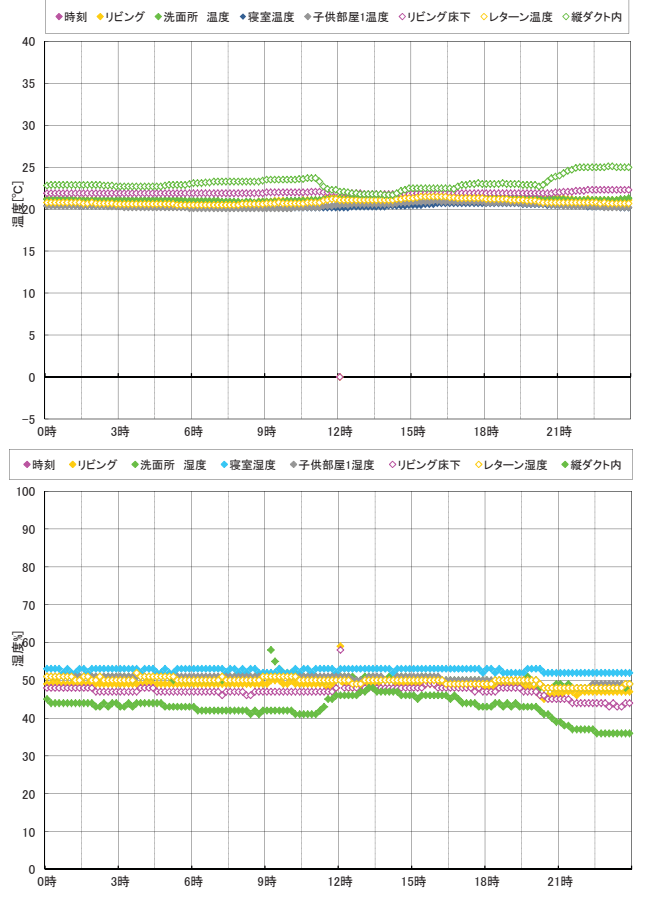
1邸気象 2012年12月1日(土)



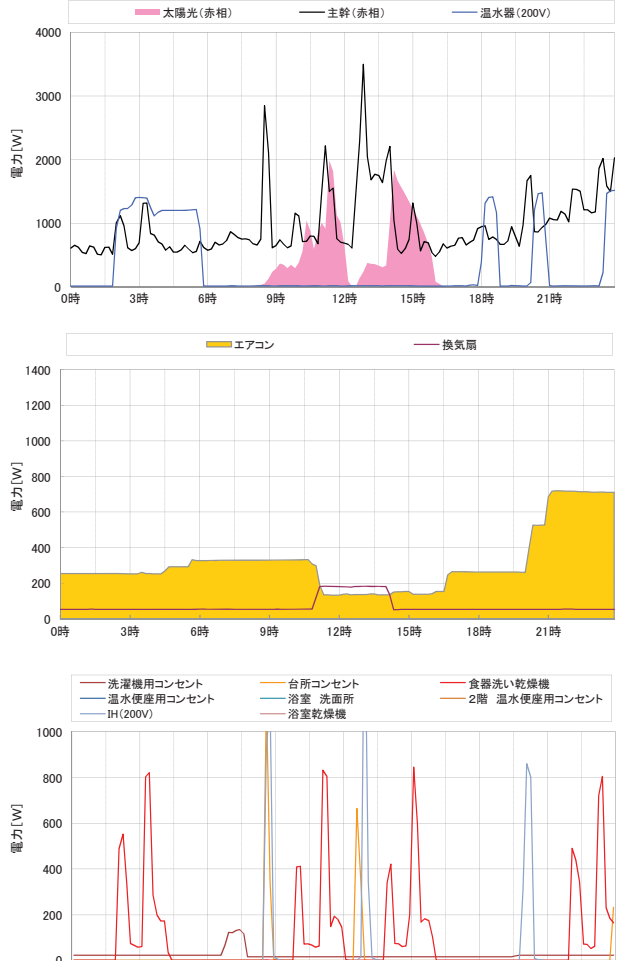
1邸温度2 2012年12月1日(土)



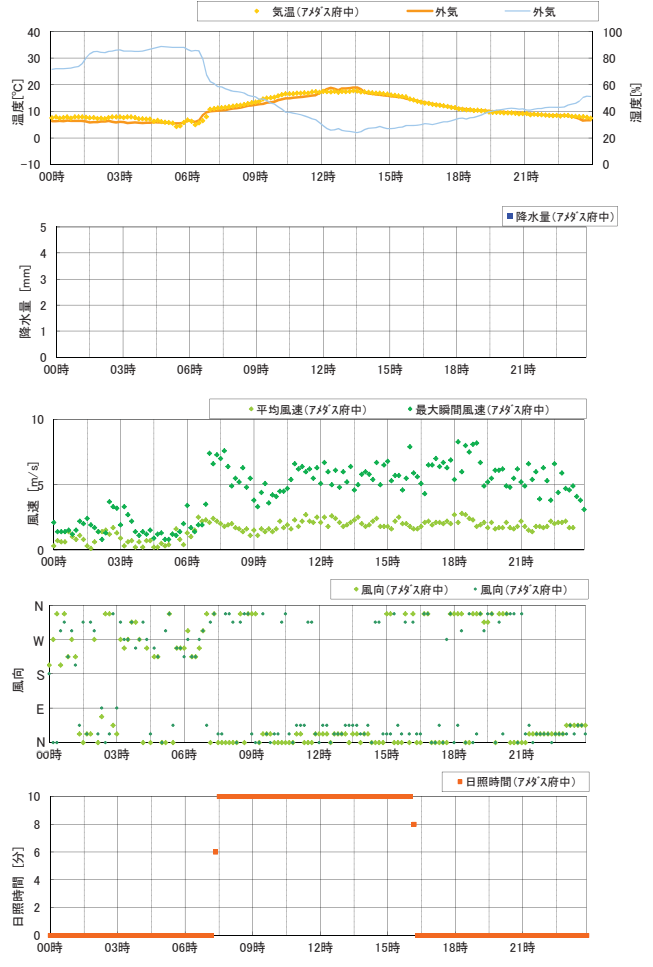
1邸温度3 2012年12月1日(土)



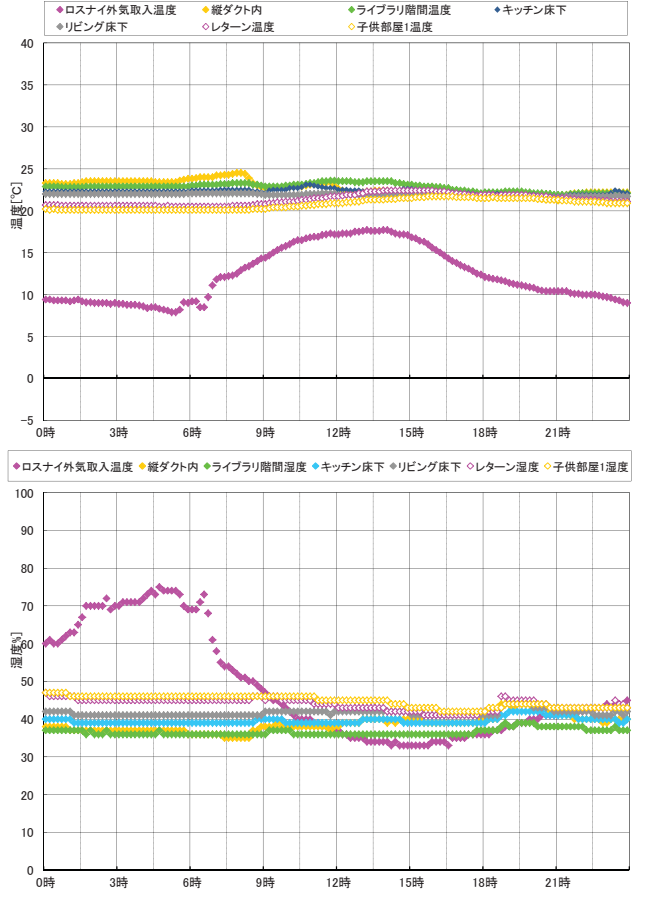
1邸電力 2012年12月1日(土)



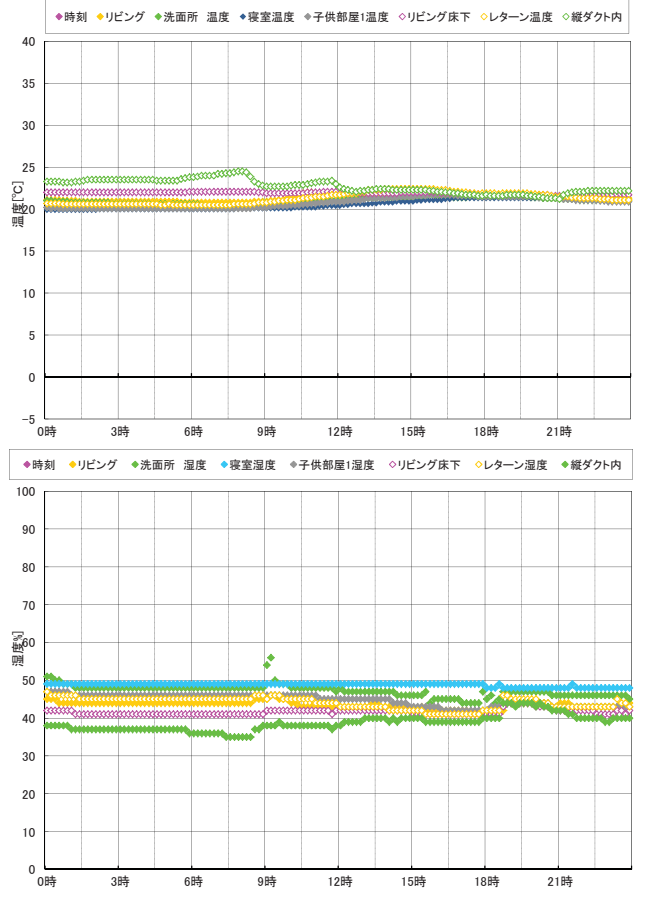
1邸気象 2012年12月16日(日)



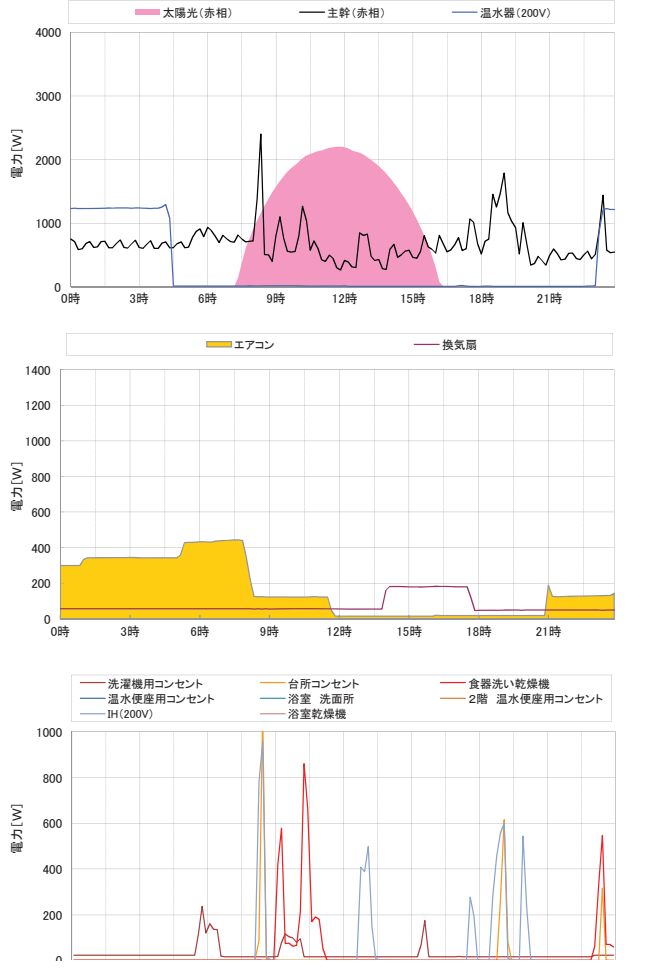
1邸温度2 2012年12月16日(日)



1邸温度3 2012年12月16日(日)

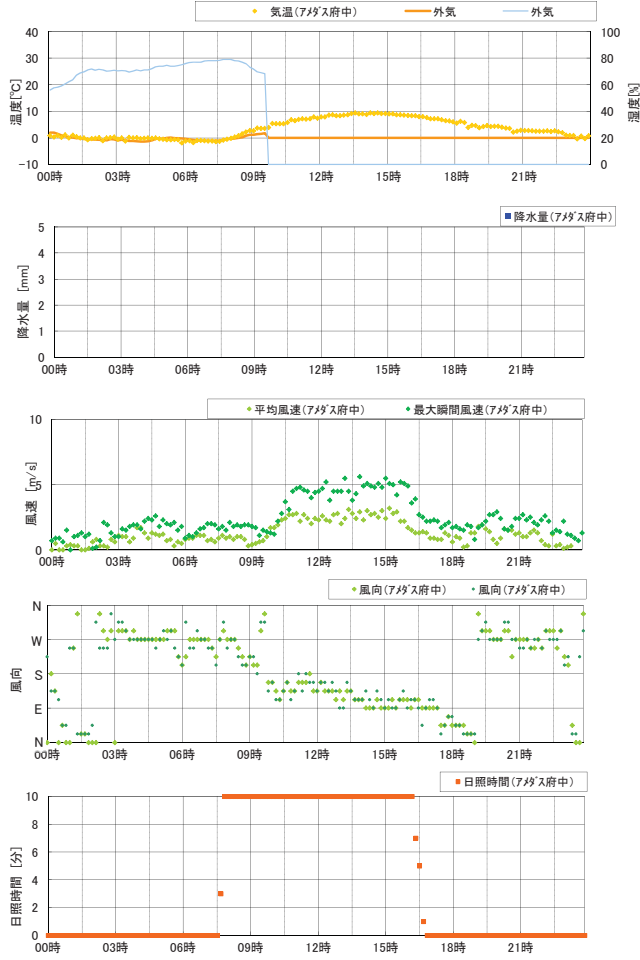


1邸電力 2012年12月16日(日)

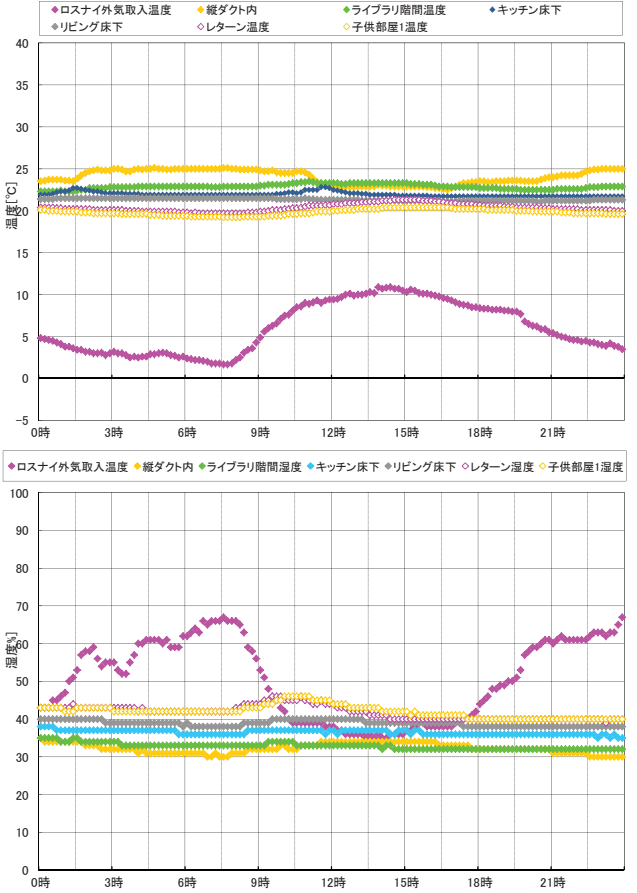




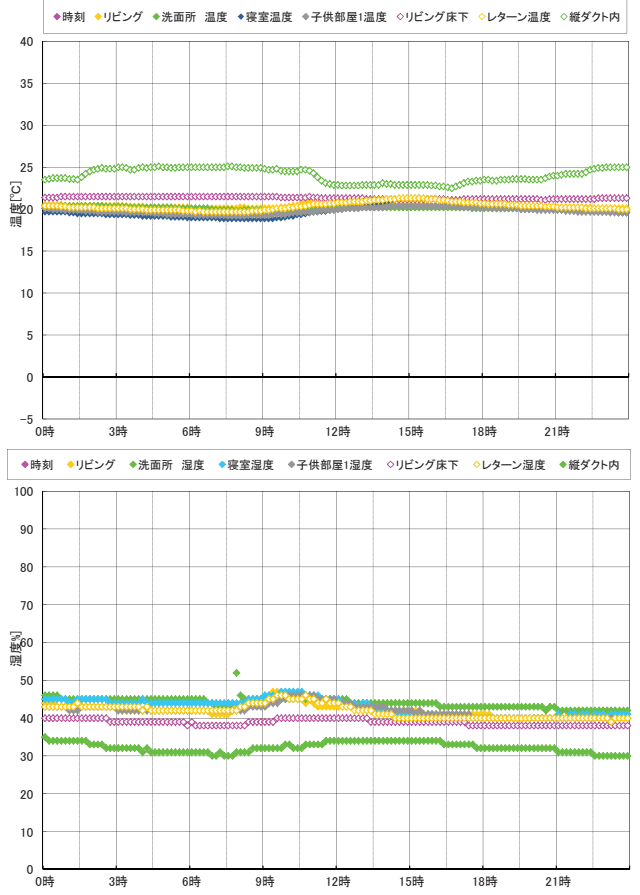
1邸気象 2013年1月1日(火)



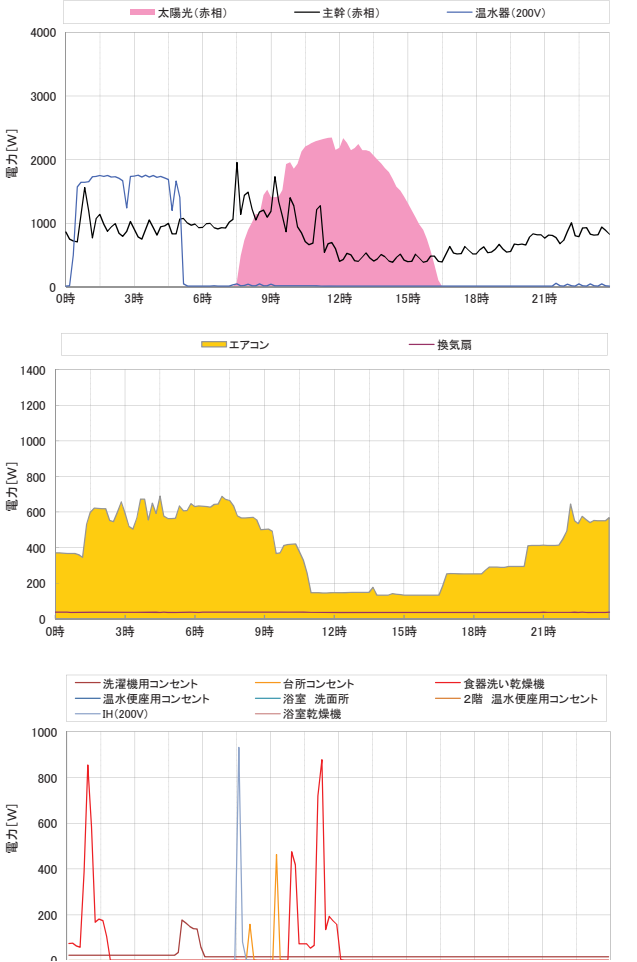
1邸温度2 2013年1月1日(火)



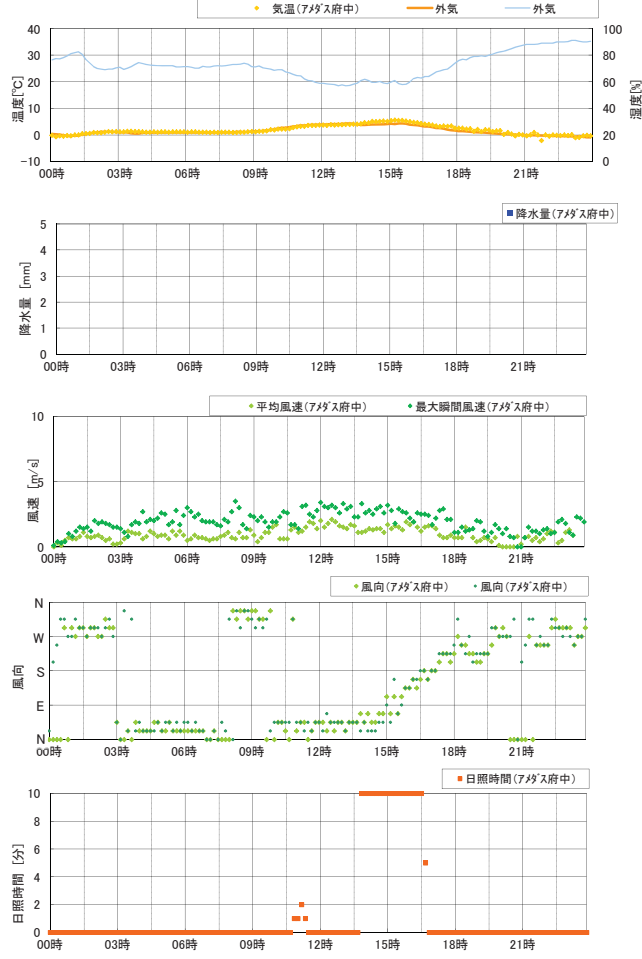
1邸温度3 2013年1月1日(火)



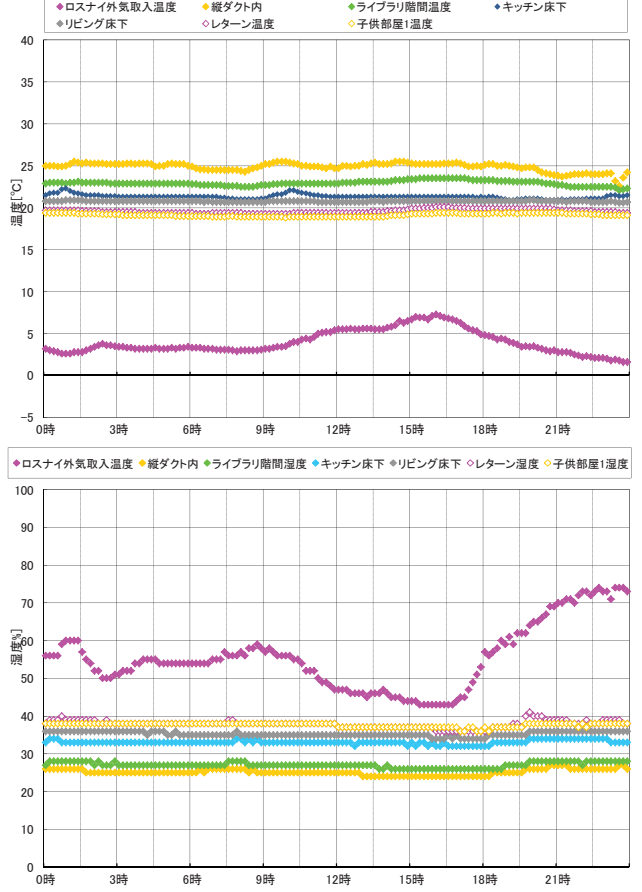
1邸電力 2013年1月1日(火)



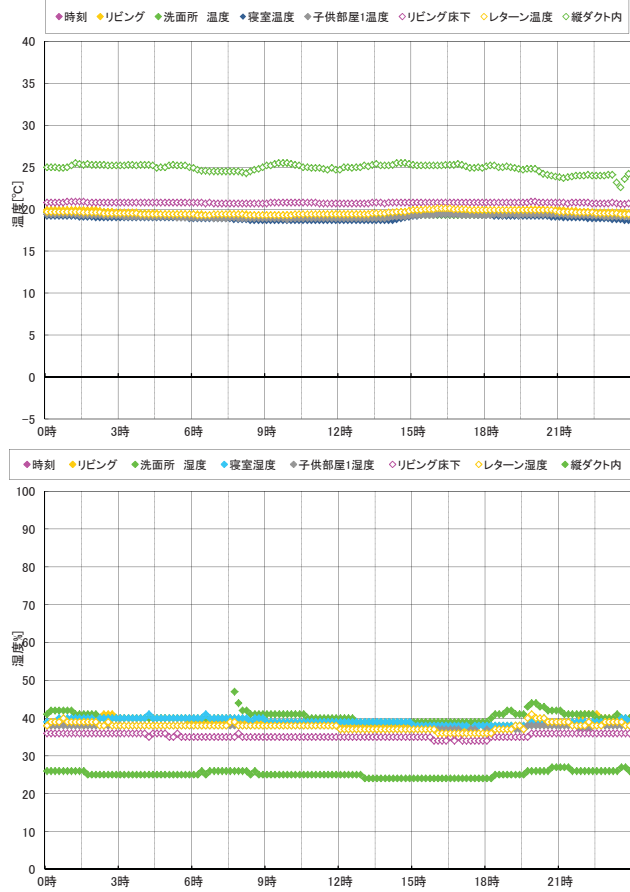
1邸気象 2013年1月16日(水)



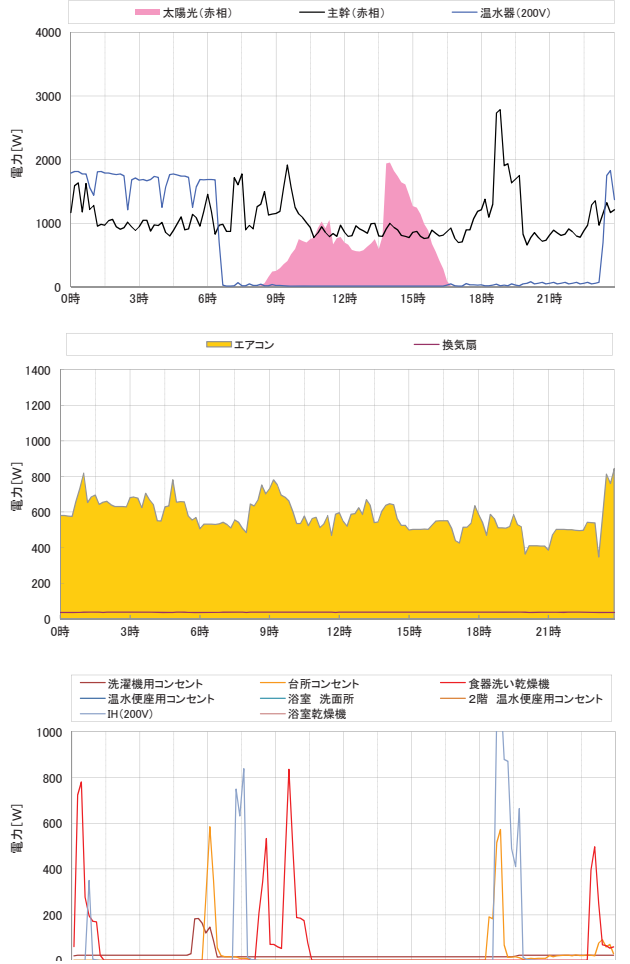
1邸温度2 2013年1月16日(水)



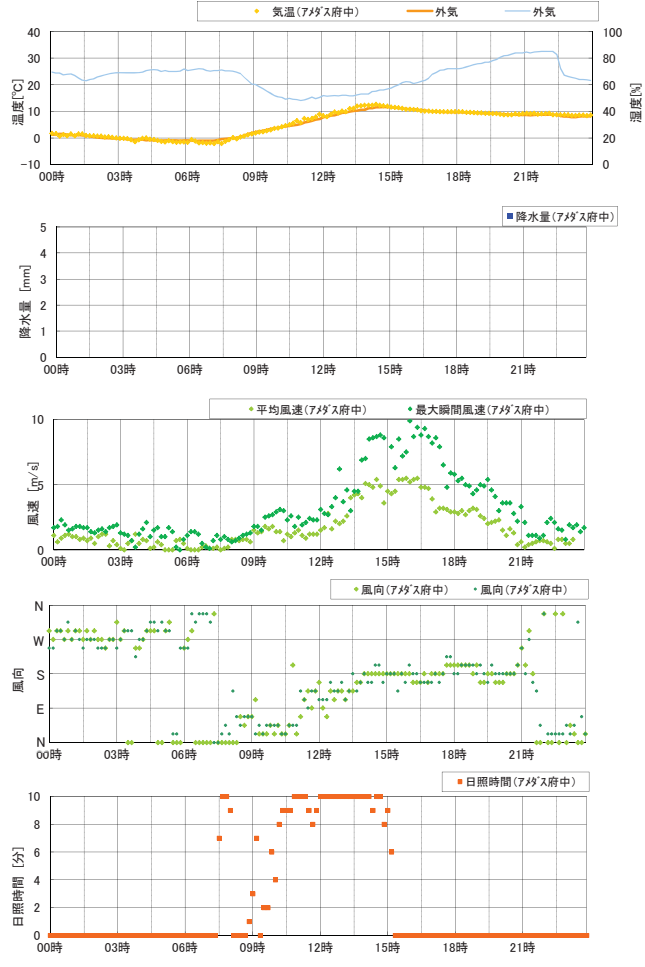
1邸温度3 2013年1月16日(水)



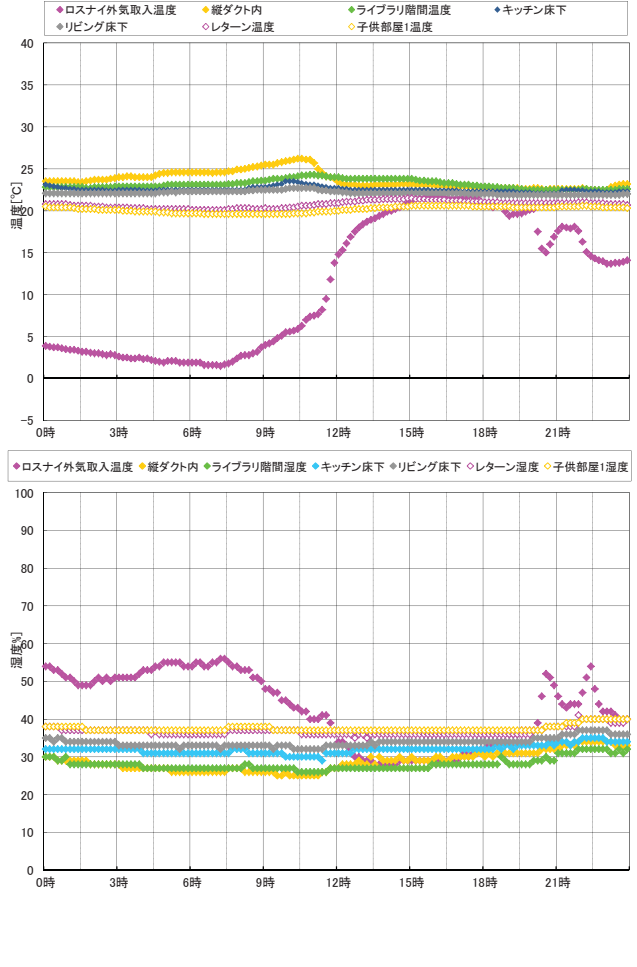
1邸電力 2013年1月16日(水)



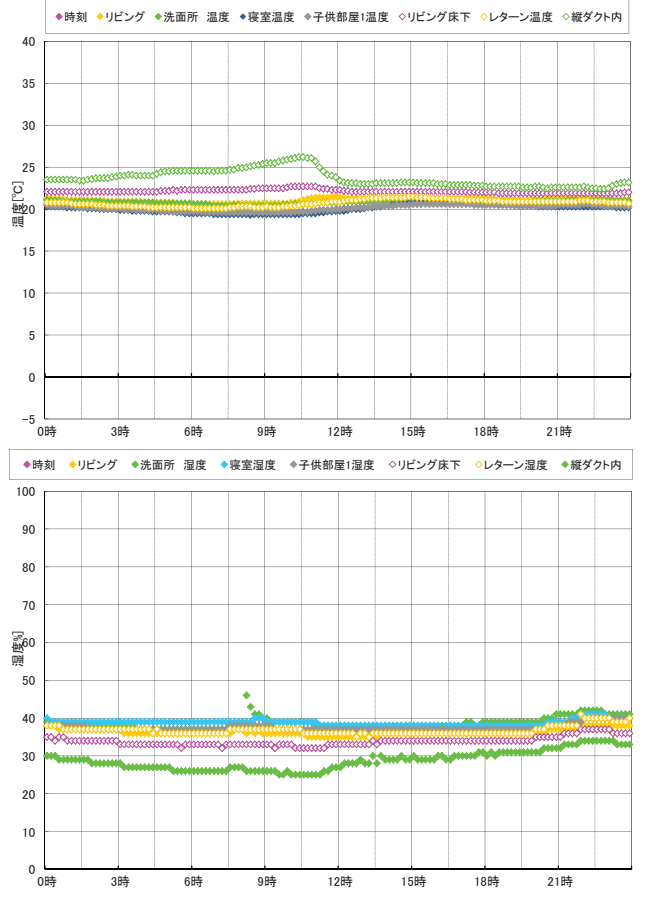
1邸気象 2013年2月1日(金)



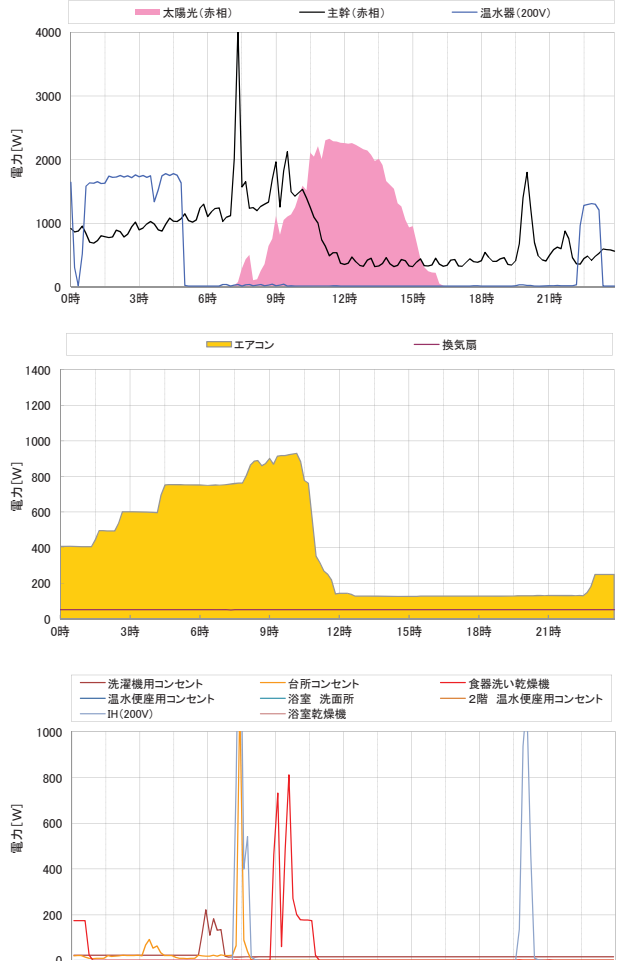
1邸温度2 2013年2月1日(金)



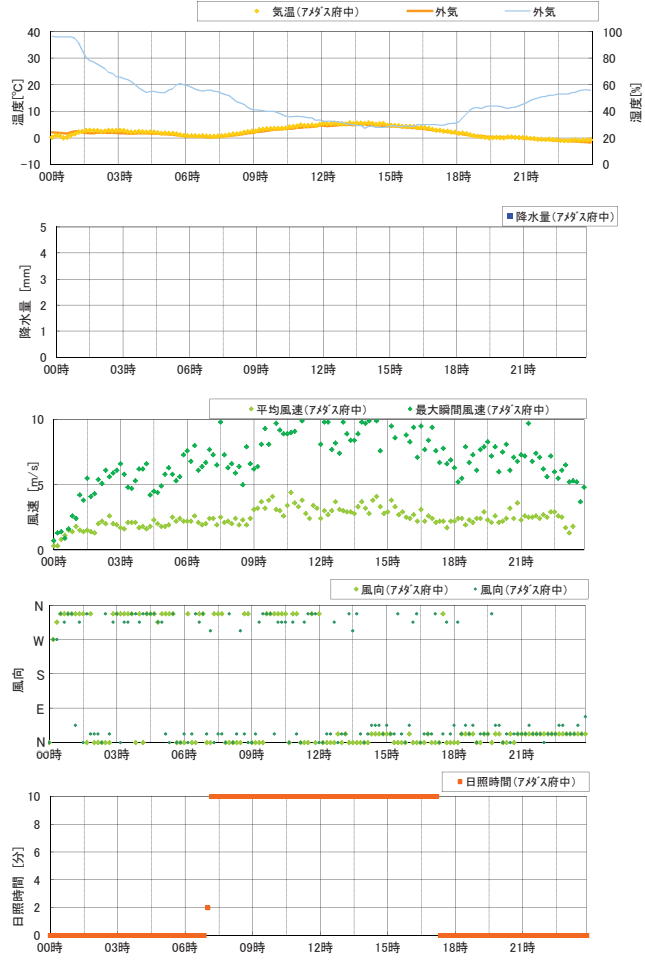
1邸温度3 2013年2月1日(金)



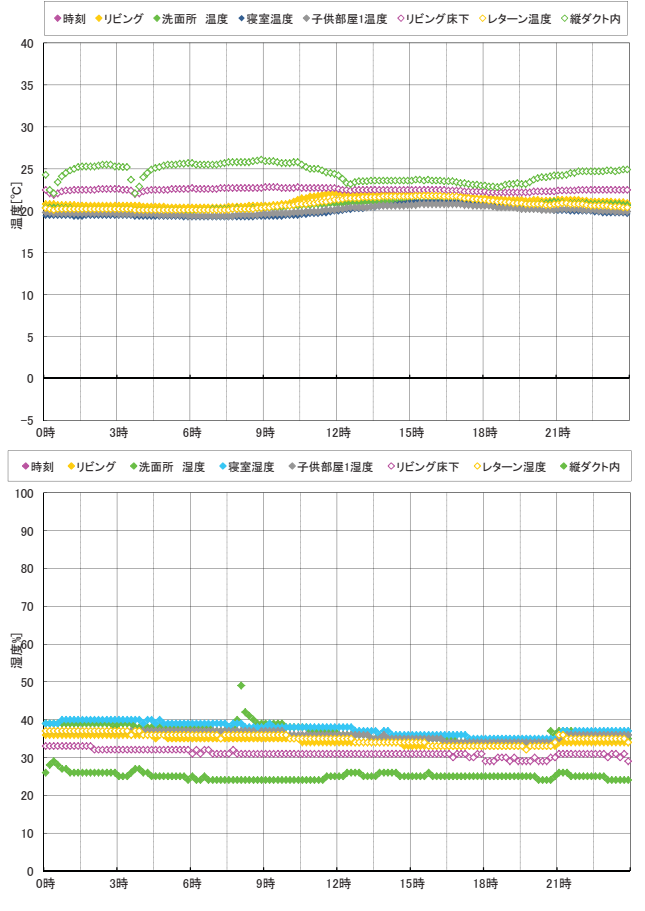
1邸電力 2013年2月1日(金)



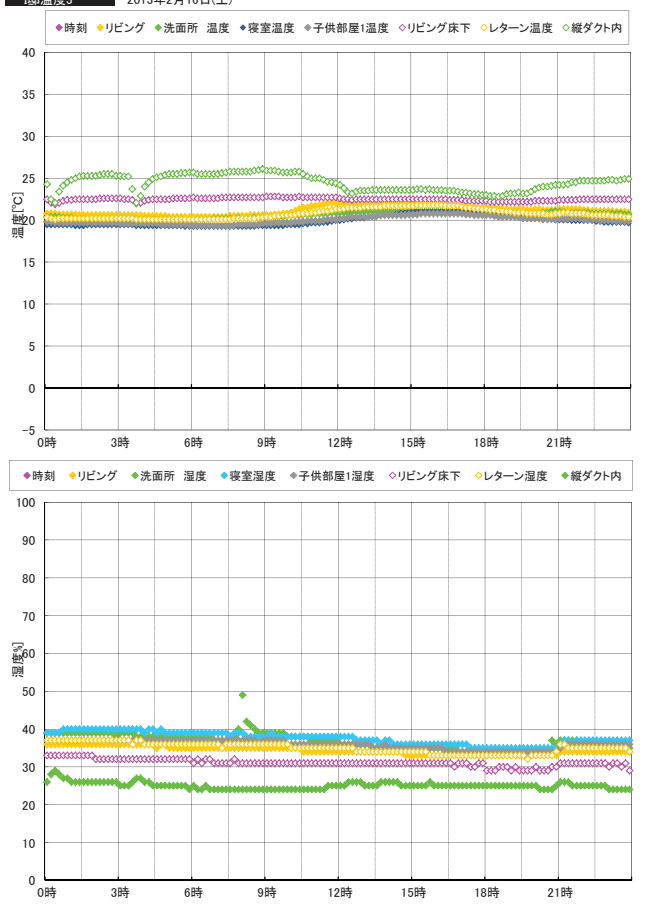
1邸気象 2013年2月16日(土)



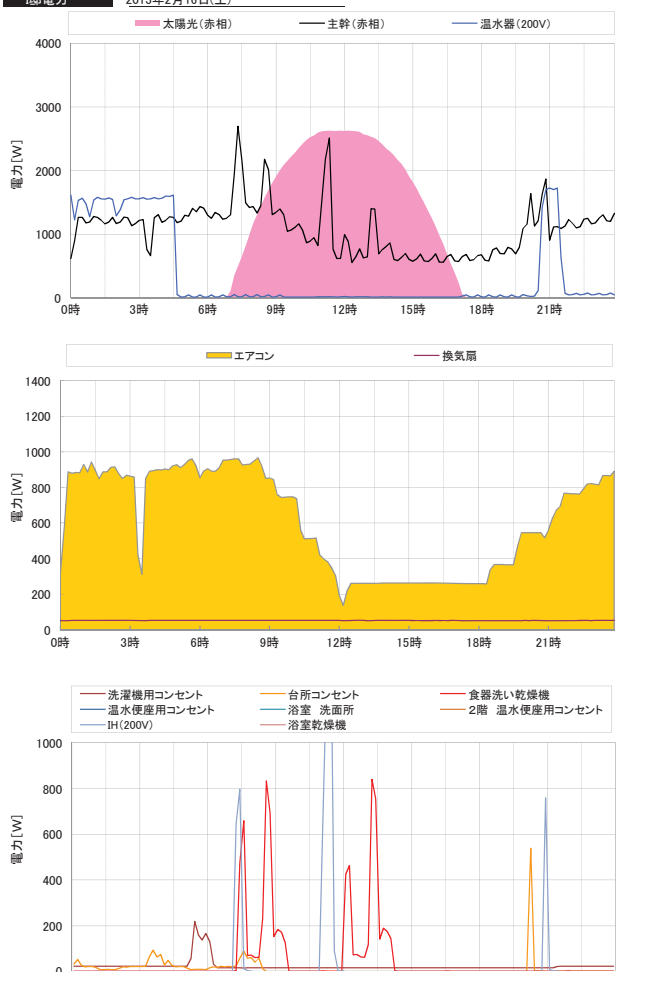
1邸温度3 2013年2月16日(土)



1邸温度3 2013年2月16日(土)

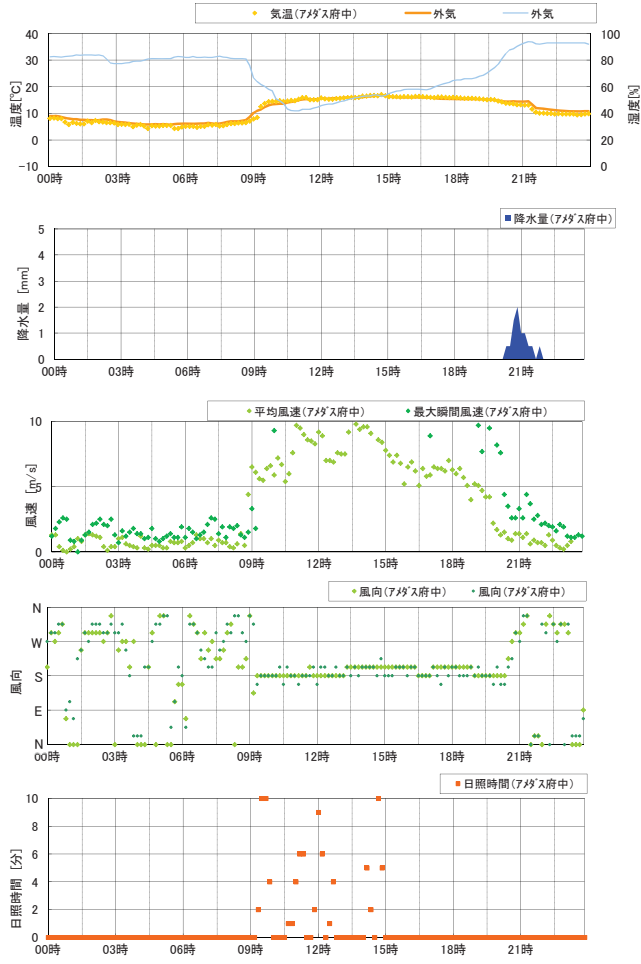


1邸電力 2013年2月16日(土)



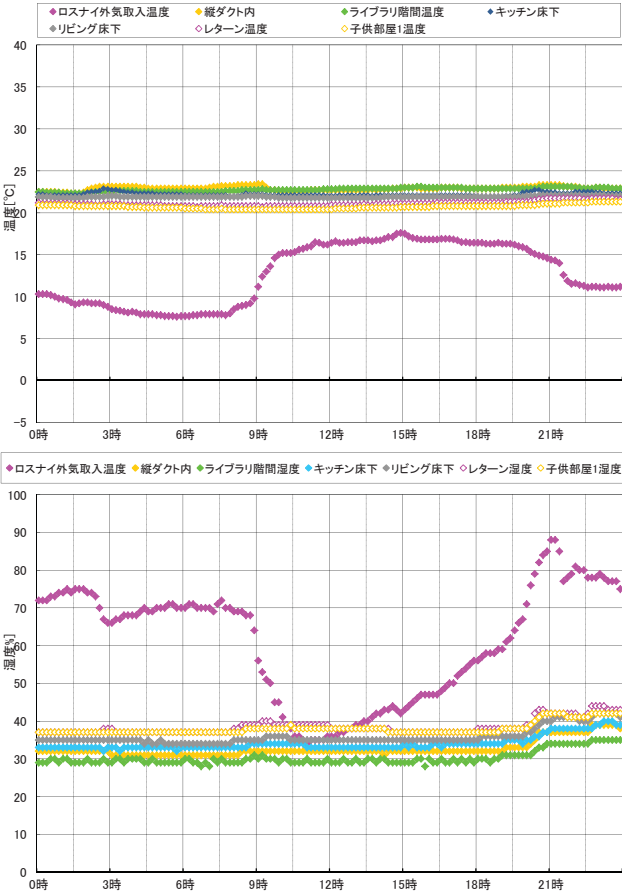
1邸気象

2013年3月1日(金)



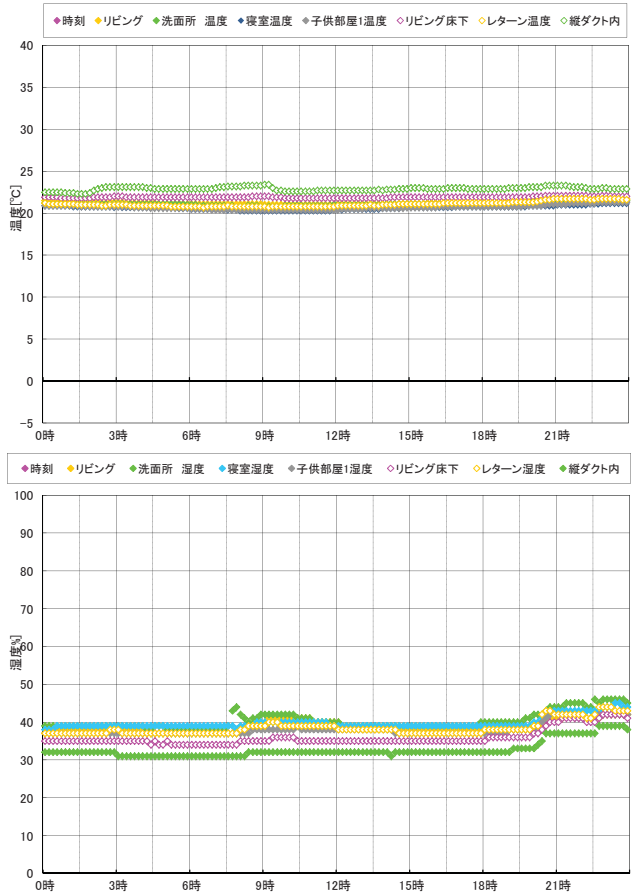
1邸温度2

2013年3月1日(金)



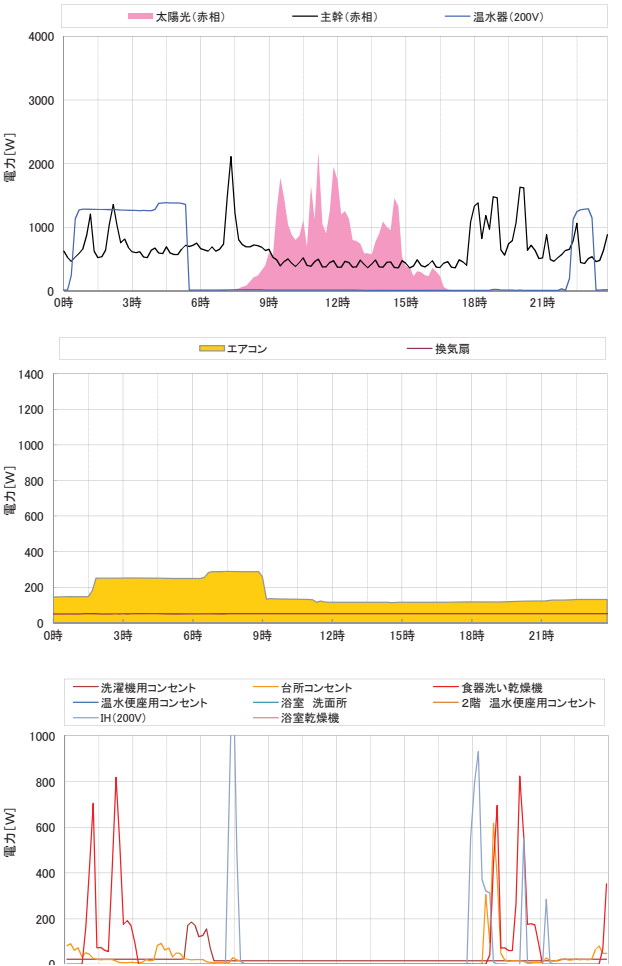
1邸温度3

2013年3月1日(金)



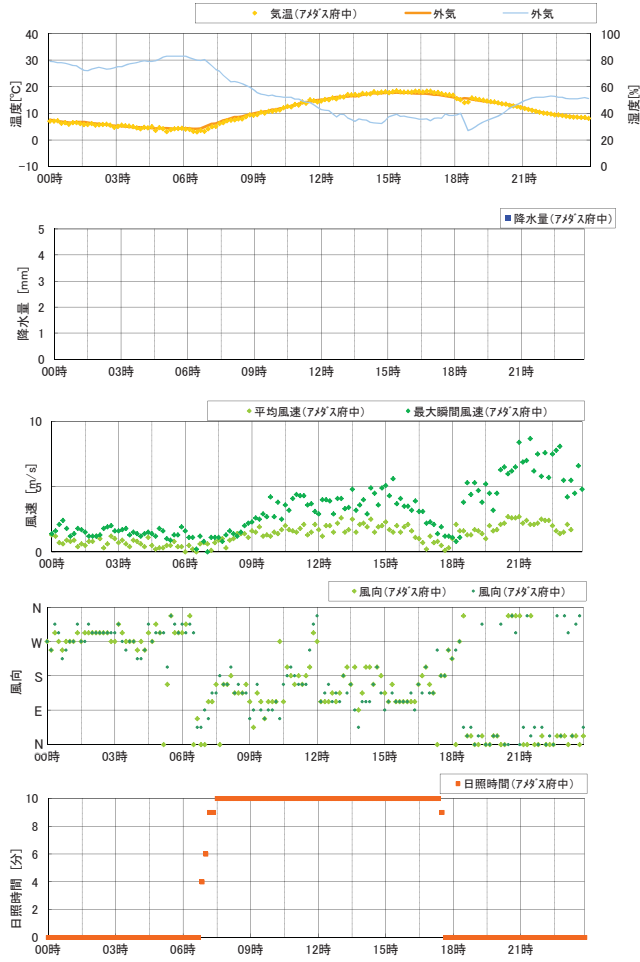
1邸電力

2013年3月1日(金)



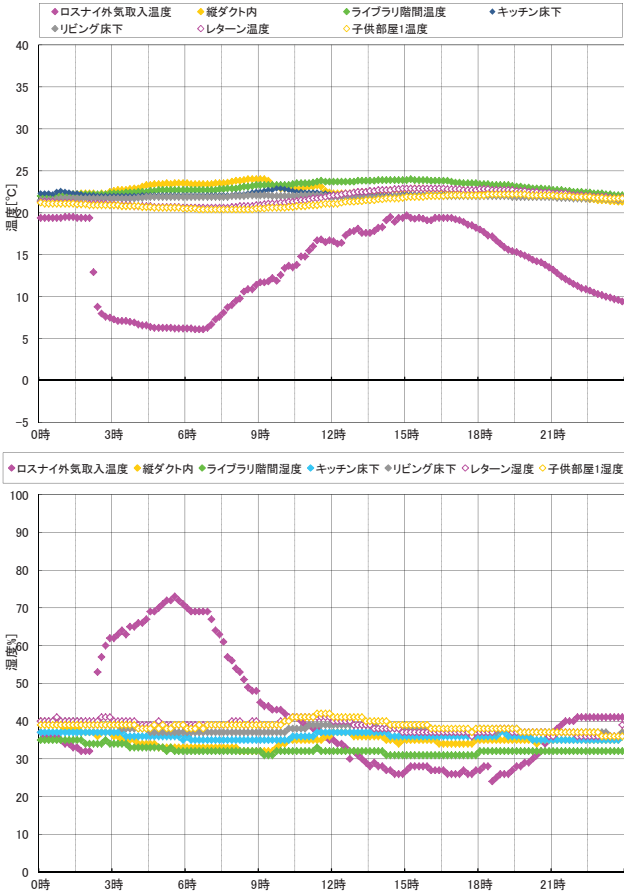
1邸気象

2013年3月16日(土)



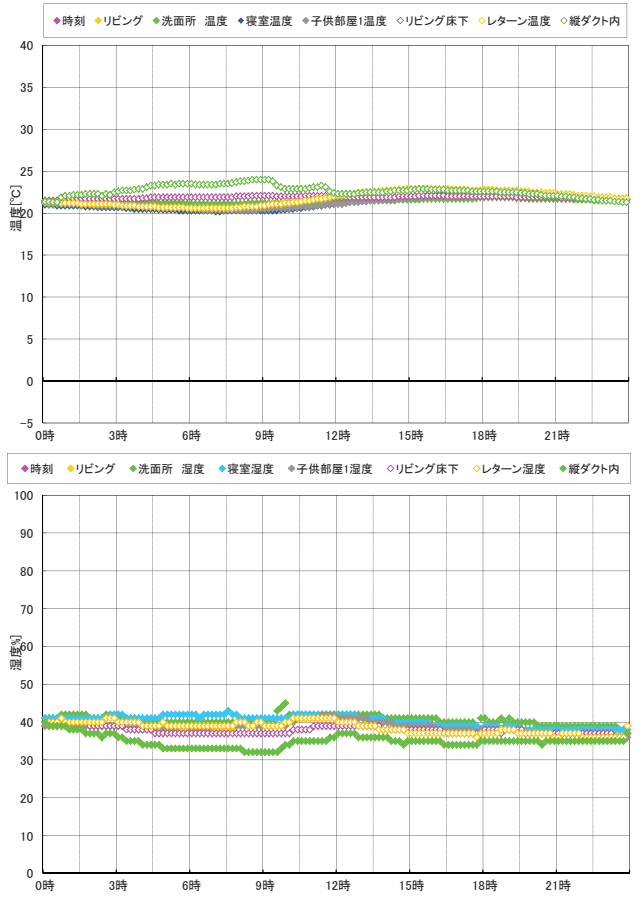
1邸温度2

2013年3月16日(土)



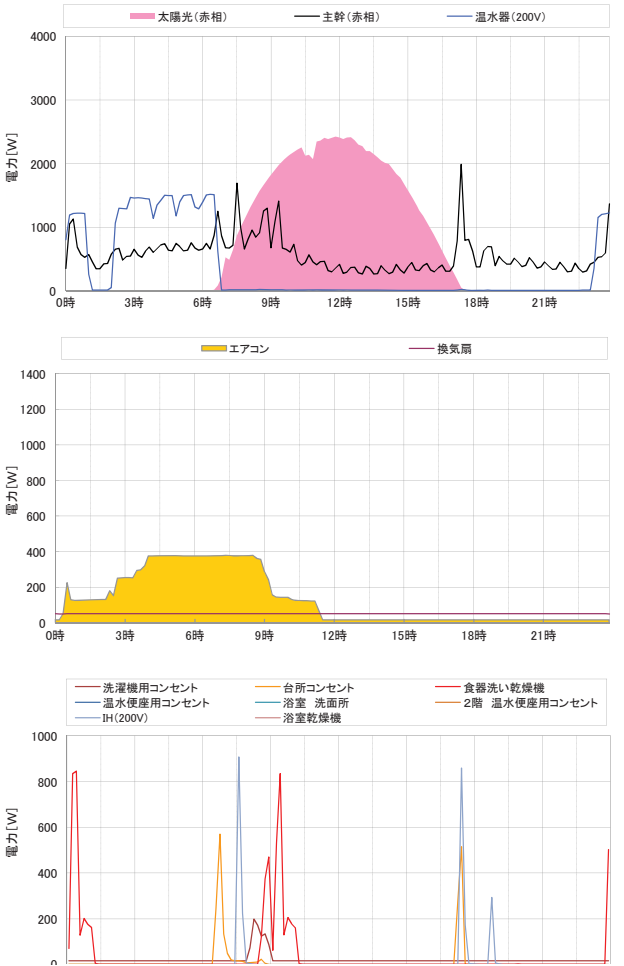
1邸温度3

2013年3月16日(土)

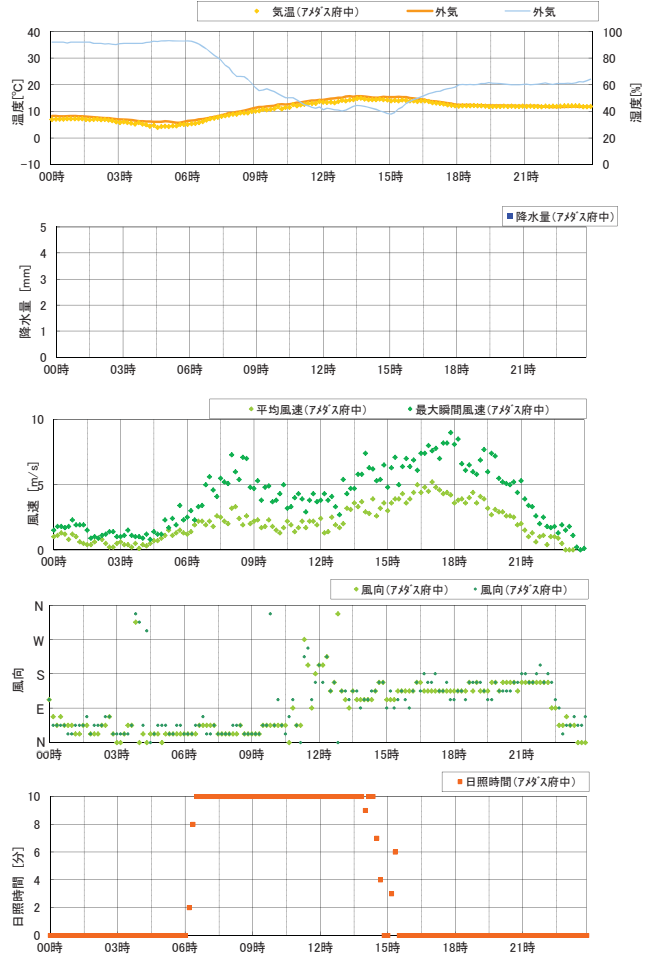


1邸電力

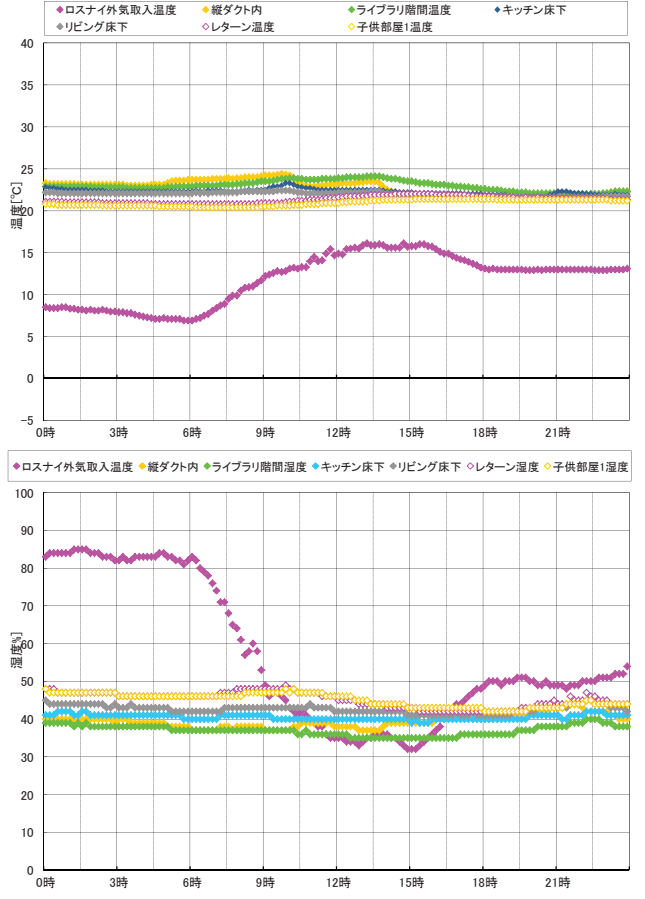
2013年3月16日(土)



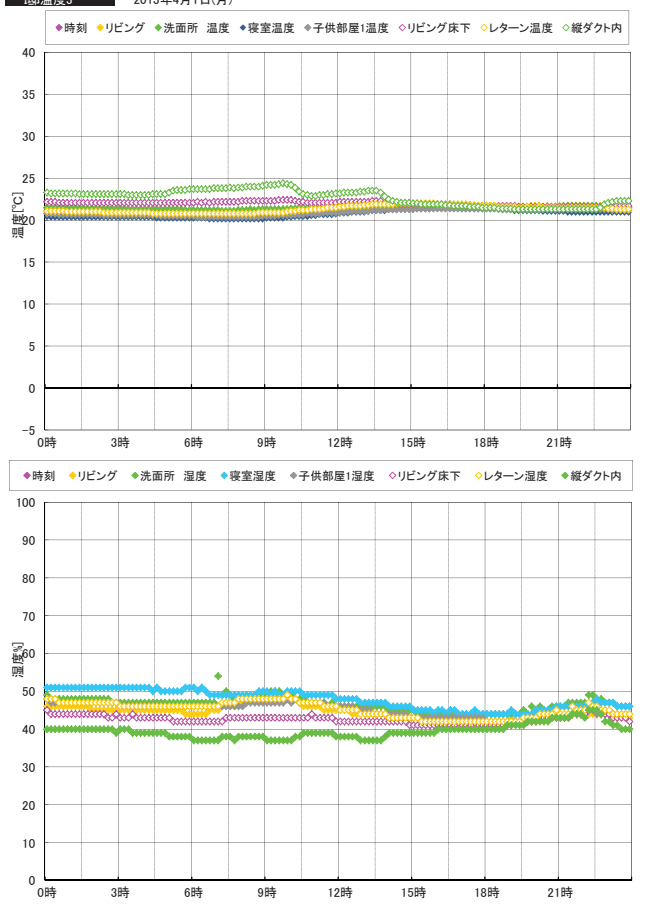
1邸気象 2013年4月1日(月)



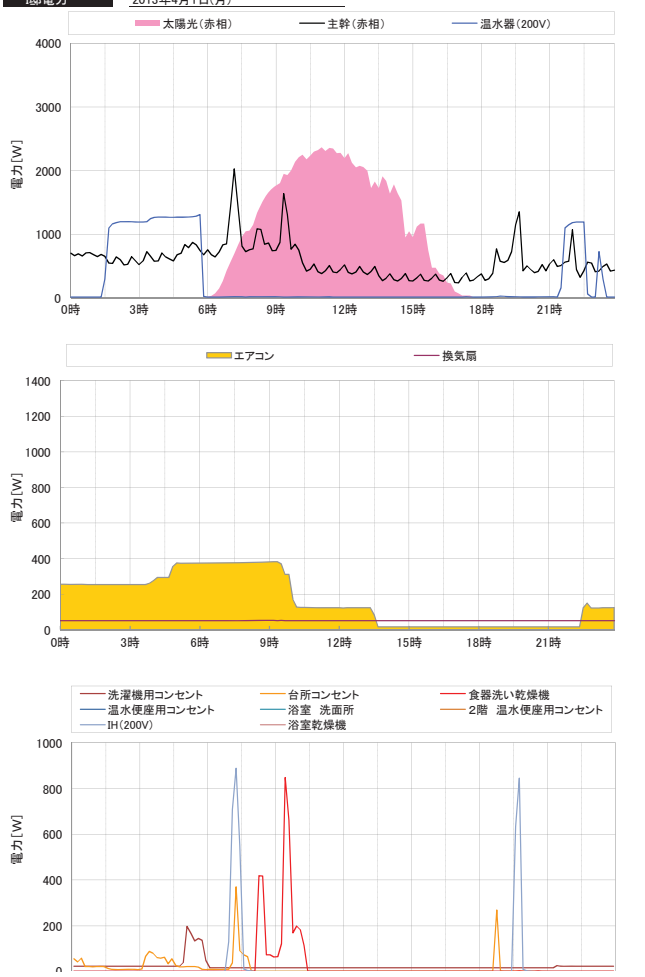
1邸温度2 2013年4月1日(月)



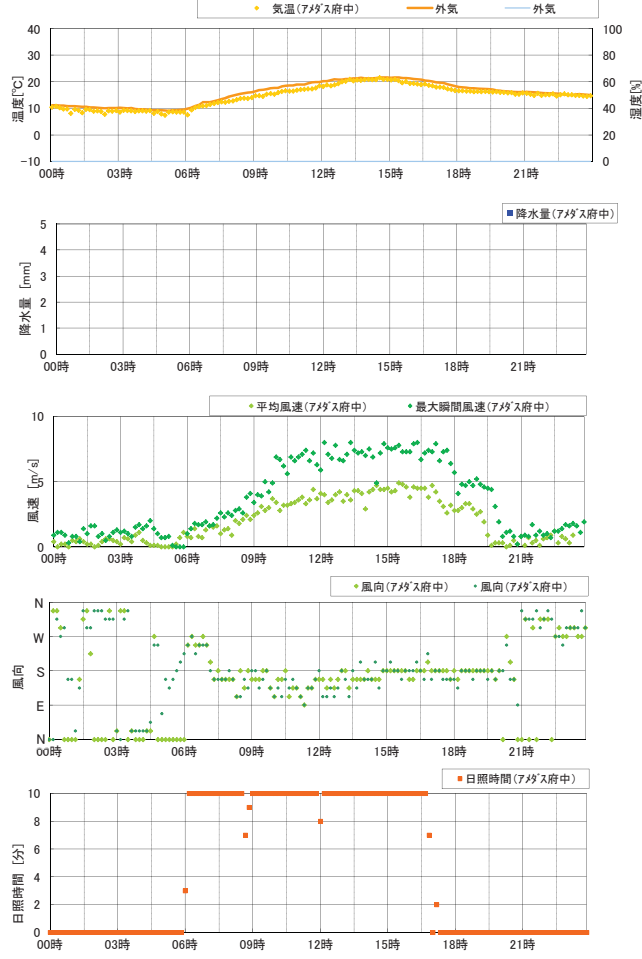
1邸温度3 2013年4月1日(月)



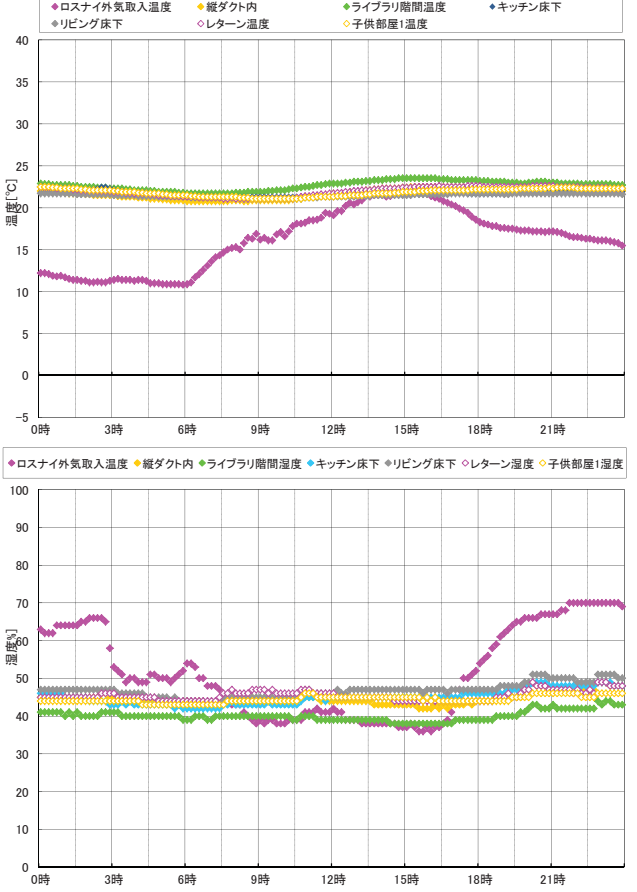
1邸電力 2013年4月1日(月)



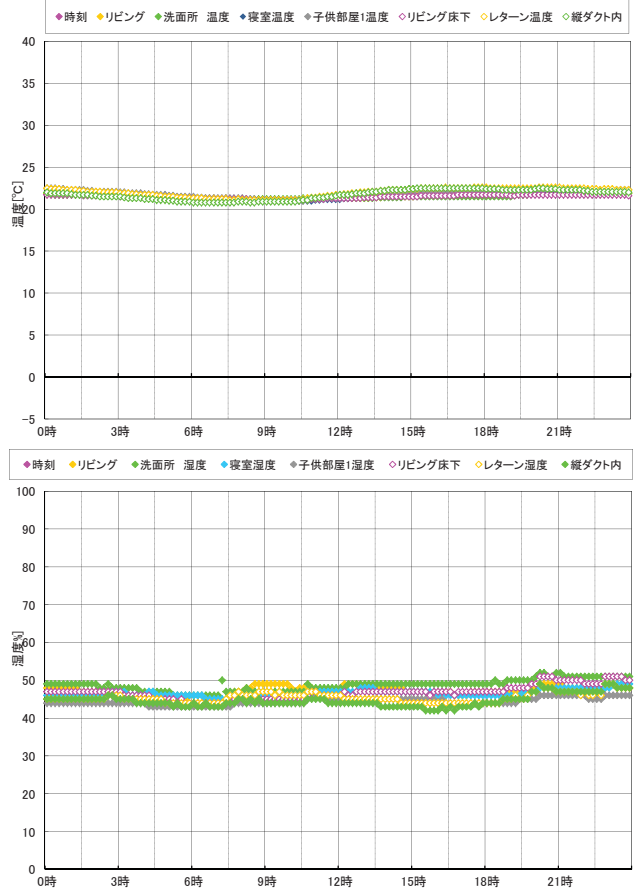
1邸気象 2013年4月16日(火)



1邸温度2 2013年4月16日(火)



1邸温度3 2013年4月16日(火)



1邸電力 2013年4月16日(火)

