



温暖地の基礎断熱住宅における床下暖房システムに関する研究

藤田, 浩司

(Degree)

博士 (工学)

(Date of Degree)

2008-03-25

(Date of Publication)

2012-02-16

(Resource Type)

doctoral thesis

(Report Number)

甲4209

(URL)

<https://hdl.handle.net/20.500.14094/D1004209>

※ 当コンテンツは神戸大学の学術成果です。無断複製・不正使用等を禁じます。著作権法で認められている範囲内で、適切にご利用ください。



博士論文

温暖地の基礎断熱住宅における床下暖房システムに関する研究

平成 20 年 1 月

神戸大学大学院自然科学研究科

藤 田 浩 司

目次

第1章 序論	1
1 - 1 はじめに	1
1 - 2 従来の研究	3
1 - 2 - 1 住宅の温湿度性状に関する研究	3
1 - 2 - 2 住宅の暖房手法に関する研究	3
1 - 2 - 3 対流熱伝達率に関する研究	4
1 - 3 本研究の概要	6
第2章 実棟実験による床下暖房の基本的熱挙動の把握	9
2 - 1 はじめに	9
2 - 2 実験概要	9
2 - 3 実験結果および考察	13
2 - 3 - 1 各部の温度	13
2 - 3 - 2 床下空間から床および土間への熱流	17
2 - 3 - 3 床下空間から基礎立ち上がり面への熱流	24
2 - 4 第2章のまとめ	25
第3章 土間および床裏表面の対流熱伝達率の検討	27
3 - 1 はじめに	27
3 - 2 床下暖房時の床下風速の測定	28
3 - 2 - 1 測定方法	28
3 - 2 - 2 測定結果	29

3 - 3	風洞実験による上・下向き熱流の対流熱伝達率の検討	30
3 - 3 - 1	実験方法	30
3 - 3 - 2	実験結果	33
3 - 3 - 3	風速・温度および対流熱伝達率の安定性の確認	38
3 - 4	第3章のまとめ	39
第4章 顕熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房の実棟実験		41
4 - 1	はじめに	41
4 - 2	実験概要	42
4 - 3	実験結果	45
4 - 3 - 1	各部の温度	45
4 - 3 - 2	エアコン発熱量および蓄熱体蓄熱・放熱量の推定	48
4 - 3 - 3	推定エアコン発熱量の妥当性の確認	53
4 - 4	第4章のまとめ	54
第5章 潜熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房の実棟実験		55
5 - 1	はじめに	55
5 - 2	実験概要	55
5 - 3	実験結果	59
5 - 3 - 1	各部の温度	59
5 - 3 - 2	エアコン発熱量および蓄熱体蓄熱・放熱量の推定	61
5 - 3 - 3	推定エアコン発熱量の妥当性の確認	63
5 - 4	第5章のまとめ	65

第6章 蓄熱型床下暖房の数値計算モデルの構築	67
6 - 1 はじめに	67
6 - 2 計算方法	67
6 - 2 - 1 数値計算モデルの概要	67
6 - 2 - 2 エアコン制御	69
6 - 2 - 3 蓄熱体の空気層温度	70
6 - 2 - 4 床下温度	71
6 - 2 - 5 居室温度	72
6 - 2 - 6 蓄熱体の蓄熱材温度	73
6 - 2 - 7 床および地盤温度	76
6 - 3 差分刻みの検討	77
6 - 3 - 1 差分時間刻みと蓄熱体空気層検査体積の検討	77
6 - 3 - 2 蓄熱材の分割刻みの検討	80
6 - 4 実験結果と数値計算結果の比較	83
6 - 4 - 1 顕熱蓄熱型	83
6 - 4 - 2 潜熱蓄熱型	85
6 - 5 第6章のまとめ	89
第7章 蓄熱型床下暖房のエアコン暖房能力および蓄熱材の選定方法	91
7 - 1 はじめに	91
7 - 2 エアコン暖房能力の決定方法	92
7 - 3 顕熱蓄熱型の蓄熱材体積と蓄熱量の関係	93
7 - 4 顕熱蓄熱型の蓄熱材体積の決定方法	98

7 - 5	顕熱蓄熱型の送風量の検討	100
7 - 6	潜熱蓄熱型の蓄熱材相変化温度・使用量と送風量の決定方法	102
7 - 7	顕熱蓄熱型と潜熱蓄熱型の比較	107
7 - 8	第7章のまとめ	108
第8章 結論		109
記号		113
引用文献		119
本研究に関する発表論文		121
謝辞		124

第1章

序論

1 - 1 はじめに

住宅には様々な性能が要求される。地球環境保護の必要性や人々の暮らしの変化からその要求レベルは日々高くなっており、それに応える技術開発が必要である。住宅に要求される性能を建築環境工学の視点から挙げると、人々が快適かつ健康に暮らすことができる性能や、地球温暖化の原因とされる二酸化炭素の排出量削減および石化エネルギーの有効利用のための省エネ性能、木材資源等の有効利用のための耐久性能などである。近年、それらの性能を満足させる目的から、断熱・気密性能を高めた住宅が建設されることが多くなってきている。この高断熱・高气密住宅は、従来、寒冷地特有の存在とされていたが、国の政策および人々の関心を背景に、日本の本州以南の温暖地においても徐々に増えてきている。しかし、住宅の断熱・気密性能を高めただけでは、これらの性能を満足させることはできない。さらに、その地域の気候や生活習慣に適した工法および空調システムが必要である。

従来、温暖地では、床面で断熱を行い基礎外周の換気口を通じて床下を外気に開放する床断熱工法が多く採用されてきた。しかし、この床断熱工法の場合、外気が高温高湿となる梅雨から夏期において、床下に進入した外気が低温の地盤により冷やされて結露を起こす床下結露の危険性が指摘されている。近年、その問題を解決する方法として、外周基礎の立ち上がり面で断熱を行い床下を熱・湿氣的に室内側に取り込む基礎断熱工法が採用されることが多くなってきている。

空調システムのうち特に暖房システムに関してみると、寒冷地では家全体を暖房する全館暖房を行うことが一般的であるが、温暖地では一部の部屋のみを暖房する部分暖房を行うことが一般的である。ところが、部分暖房を行うと、その大きな温度差を原因とする結露の発生やヒートショックの危険が大きくなる問題がある。また、暖房の方式には主に、

エアコンやファンヒーターのような対流型の暖房方式と、床暖房のような放射型の暖房方式がある。放射型の暖房は、対流型の暖房に比べて比較的立ち上がりが遅いという問題があるが、対流型の暖房で問題となる気流による不快感や上下温度分布の大きさを低減させることができる。これらより、放射型の暖房方式により全館暖房を行うことができれば、立ち上がり時期以外については理想的な暖房環境を形成できると考えられる。

放射型の暖房として床面を暖める暖房を行うとき、床断熱工法の場合には床裏に断熱材を設けることから床自体に加温する床暖房が行われるが、基礎断熱工法の場合は熱的に室内に取り込まれているその床下空間に加温する方法が考えられる。この暖房方法を「床下暖房」という。全館暖房を行うためには、床暖房の場合は各部屋および廊下などの全てに床暖房設備を敷設する必要があるが、基礎断熱住宅における床下暖房の場合は、床下の空気全体を暖めると1階全体の床を暖めることになり、導入が比較的容易であると考えられる。

暖房の位置づけおよび制御方法としては、大きく2つの方法が考えられる。1つは居住者の寒暖感覚や温度設定に応じて詳細な制御を行う方法であり、もう1つは大きな温度差による結露の発生やヒートショックの危険を低減できるように温度が極端に低くなる場所や時間をつくらないようにする方法である。本研究では後者の方法を想定し、これを「ベース暖房」と呼ぶ。一般的な暖房の場合、目標とする居室空間温度は20℃以上であるが、床下暖房によるベース暖房の場合は床表面温度が居室空間温度よりも高くなるので、居室空間温度は18℃程度で十分であると考えられる。

これらより、基礎断熱住宅の床下を利用した床下暖房は温暖地における放射型ベース暖房に適した方法であると考えられる。床下暖房の熱源としては様々なものが考えられるが、ヒートポンプエアコンによる温風を使用すると、投入エネルギーの数倍の出力を期待することができる。さらに深夜電力（本研究では23時から7時の電力をいう）を利用して蓄熱型の暖房とすると、電力利用の平準化の効果や、昼間の1/3～1/4程度の深夜電力料金によりランニングコストの低減を期待することができる。床下暖房の場合、床下は非居住空間であるので、その床下自体を蓄熱体の設置場所とすることができる。しかし、ベース暖房を目的とした床下暖房時の温熱環境や床下と土間および居室間の熱移動特性、ま

た蓄熱型の床下暖房を行う場合の蓄熱・放熱特性や蓄熱材の適した使用量などについての詳細な検討例は見当たらない。本研究は、温暖地の基礎断熱住宅における床下暖房について、これらのことを明らかにすることを目的に検討を行う。

1 - 2 従来の研究

1 - 2 - 1 住宅の温湿度性状に関する研究

戸建住宅の下部の断熱工法には主に、床断熱工法と基礎断熱工法がある。従来、温暖地では床断熱工法が多く用いられてきた。しかし、岩前ら[1]が仙台以南の準寒冷地から温暖地において行った実態調査により、多くの床断熱住宅の床下で夏型結露が生じている可能性が高いことが確認され、その床下温湿度性状の形成は外気変動が主要因であることが示唆された。この床下における夏型結露の問題を解決する方法として、本間ら[2][3]は、従来寒冷地で普及していた基礎断熱工法を本州以南の温暖地で採用した場合の冬期および梅雨時期・夏期の床下温湿度環境について実測調査を行い、床下構成部材からの初期発湿の影響が解消された後では、温暖地においても基礎断熱工法により床下結露防止上の有効性が得られることを報告している。しかし、藤田ら[4]は、基礎断熱住宅においても、部分暖房により室間に大きな温度差があると換気や外部風の影響により低温な部屋で結露を起こす危険があることを示し、全館暖房の必要性を示している。

1 - 2 - 2 住宅の暖房手法に関する研究

床暖房の放熱挙動については清水[5]が報告している。電気床暖房パネルおよび温水床暖房パネルを用いた実験により床上と床下への放熱量の比率を測定し、床上への放熱量は床暖房パネルの設置方法により70%~90%となることを示している。

蓄熱を床暖房に利用した研究は多く行われている。顕熱蓄熱材を利用した蓄熱型床暖房として、菊田ら[6]はRC造外断熱住宅における躯体蓄熱型暖房システムについて検討を行い、床コンクリートスラブ内の配管に温水を流して深夜に蓄熱させる方法により暖房を停止した日中にも快適性を維持できることを示している。顕熱蓄熱材と潜熱蓄熱材を併用した蓄熱型床暖房として、水野ら[7]は1日のうちで利用時間帯が決まっている建物において、

潜熱・顕熱蓄熱材を併用した電気床暖房への蓄熱投入熱量を予測・制御する方法について検討を行っている。しかし、これらの床暖房の場合、床暖房を敷設した部屋と敷設していない部屋には温度差が生じ、温度差の解消を目的として廊下なども含めすべての床に敷設するには、床下を暖房する場合に比べて手間がかかる。

蓄熱を利用したパッシブな方法として、近藤ら[8]は潜熱蓄熱材を壁体の室内側に貼ることによる蓄熱効果を期待した検討を行っている。その結果、木造住宅のような熱容量の小さい建物においても潜熱蓄熱壁体を適用することによりRC造と同等以上の温度平準化効果が得られることを示している。しかし、その融点温度の決定方法については具体的には示されていない。

温風式の床暖房については菅原ら[9][10]が報告している。住宅下部の断熱方法や暖房システムの詳細については明記されていないが、屋根面で集熱した日射熱を用いて温風式床暖房を行う高断熱高気密住宅と、床暖房がなく高断熱高気密でない住宅の快適性について、居住者の主観評価と温度測定にもとづく分析を行っており、温風式床暖房と高断熱高気密構法の導入が快適性を向上させるという結果を示している。

基礎断熱した床下空間を利用した暖房方法については福島ら[11]が報告している。この方法は、床下に温水パネルヒーターを設置し、その上部の床に開口を設けて温風を居室へ対流させる方法である。床下および床表面を暖める放射型と温風を吹出させる対流型を併用させた暖房方法であり、その対流により居室の高さ中央部分と天井付近で1～2程度の温度差が生じている。これより本研究では、床下と居室間の床の隙間を通した漏気は認めるが、床に開口を設けるなどによる積極的な通気は想定しない。岩前ら[12]は、床断熱住宅を基礎断熱仕様に改造した住宅の床下にヒートポンプエアコンを設置して床下空間に温風を吹出させる床下暖房の実験結果を報告しているが、床下から土間および床への熱流の詳細な評価は行っていない。

1 - 2 - 3 対流熱伝達率に関する研究

床下暖房の検討を行う際、土間表面および床裏の対流熱伝達率を知ることは重要である。

対流熱伝達率は、強制対流か自然対流、もしくは両者が共存する共存対流であるかによ

って異なり、また、流体が層流であるか乱流であるかによって異なる。流体が管やダクトなどの中を流れる内部流であるか、開放された表面上を流れる外部流であるかによっても対象とする温度差が異なり、内部流の場合は流体の混合平均温度と表面温度との差に対する対流熱伝達率を考え、外部流の場合は表面から温度勾配が十分小さくなるまで離れた点の温度と表面温度との差に対する対流熱伝達率を考えるのが一般的である。

対流熱伝達率に関しては数多くの研究がされており、その成果は種々の文献にまとめられている。

日本建築学会の資料[13]では、外部流の強制対流や室内の自然対流に対する対流熱伝達率を図に示している。

ASHRAE の資料[14]では、強制対流、自然対流それぞれの対流熱伝達率を、内部流や外部流、層流か乱流かなどの条件に応じてそれぞれ式で示している。内部流の乱流の式としては、強制対流の条件で Dittus-Boelter[15]の実験式（式(1-1)）が示されている。

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (1-1)$$

ここで、

Nu : ヌッセルト数
 Re : レイノルズ数
 Pr : プラントル数

この式の適用範囲は Re 数が 10,000 以上とされており、この式が示す Nu 数は円管内を流れる流体の速度分布が十分に発達し時間的・位置的に定常となった状態における熱伝達の開始点から終点までの平均値を示しており局所値ではない。その対象温度は熱伝達の開始点と終点の流体と管壁の対数平均温度差（式(1-2)）である。

$$\Delta T = \frac{(T_b^i - T_w^i) - (T_b^o - T_w^o)}{\ln \left\{ \frac{(T_b^i - T_w^i)}{(T_b^o - T_w^o)} \right\}} \quad (1-2)$$

ここで、

ΔT : 対数平均温度差[K]
 T_b^i : 熱伝達開始点の混合平均温度[K]
 T_w^i : 熱伝達開始点の管壁温度[K]

T_b^o : 熱伝達終点の混合平均温度[K]

T_w^o : 熱伝達終点の管壁温度[K]

Dittus-Boelter の式は、円管の直径 0.0127m ~ 0.1524m、流体の速度 0.8m/s ~ 26.4m/s の範囲で行われた実験に基づいて得られた式であり、この範囲外における適用については注意が必要である。特に自然対流の影響が大きい場合の熱流の向きの違いによる対流熱伝達率の違いは示されていない。

共存対流の場合の対流熱伝達率については尾崎ら[16]が風洞実験により検討を行っているが、外部流の場合についての検討であり、内部流の場合については示されていない。また、主に建築外表面の対流熱伝達率の検討であるため、その実験は風速 0.42m/s 以上で行われており、それよりも小さいと考えられる床下暖房時の床下の風速程度 (0.05m/s ~ 0.2m/s) では行われていない。

内部流の共存対流の場合については服部ら[17]が検討を行っているが、層流の場合についての検討であり乱流の場合については示されていない。

床下暖房時における床下空間の空気の流れは、共存対流である可能性が考えられ、床下空間の形状やファンなどにより乱流の状態になっていると考えられる。また、土間表面と床裏の間の限られた高さの空間を流れる内部流である。しかし、内部流が乱流の共存対流である場合の対流熱伝達率に関するデータは十分ではない。

1 - 3 本研究の概要

本研究では、温暖地の基礎断熱住宅におけるベース暖房を目的とした床下暖房について、その温熱環境や床下と土間および居室間の熱移動特性を明らかにし、また蓄熱型の床下暖房を行う場合の蓄熱・放熱特性の把握、および蓄熱材の適した使用量などを示すことを目的として、以下の検討を行う。

第2章では、実大実験棟において床下暖房を行い、居室および床下の温度環境と、床下から床、土間および外周基礎への熱流の測定を行い、床下暖房時の基本的な熱挙動の把握を行う。

第3章では、床下暖房の検討を行う際に重要となる土間表面および床裏の対流熱伝達率

について検討を行う。床下空間を模擬した風洞実験を行い、床下暖房時の床下空間のように限られた高さの空間を温風が乱流かつ共存対流の状態で流れる場合の上向きおよび下向き熱流の対流熱伝達率を明らかにする。

第4章では、顕熱蓄熱材を用いた蓄熱型の床下暖房について、その温度環境と蓄熱体の蓄熱・放熱挙動の把握、および第6章で構築する数値計算モデルの実測再現精度の確認のためのデータ取得を目的として実大実験を行う。顕熱蓄熱材として容積比熱の大きい蓄熱レンガを使用し送風機による強制放熱を行った場合と、容積比熱の小さいコンクリートブロックを使用し強制放熱を行わなかった場合それぞれについて蓄熱体の蓄熱・放熱量を推定し、各部温度挙動の違いについて検討を行う。

第5章では、潜熱蓄熱材を用いた蓄熱型の床下暖房について、その温度環境と蓄熱体の蓄熱・放熱挙動の把握、および第6章で構築する数値計算モデルの実測再現精度の確認のためのデータ取得を目的として実大実験を行う。潜熱蓄熱材の温度変化と居室および床表面温度の変化を示し、それらの関係について検討を行う。

第6章では、任意の外気温度条件や建物条件、蓄熱材の熱性能や使用量において検討を行えるようにするため、建物および蓄熱システム全体を数値的にモデル化する。土間表面および床裏の対流熱伝達率は第3章で検討した結果を用いる。モデルの概要および各部温度の計算方法について述べ、第4章および第5章で行った実棟実験に対応する計算を行い、その結果と実験結果を比較して構築した数値計算モデルの実験再現精度について確認を行う。

第7章では、蓄熱型の床下暖房を行う場合のエアコン暖房能力や蓄熱材使用量の決定方法および潜熱蓄熱型の場合の適した相変化温度の選定方法について示す。これらの検討は蓄熱時および放熱時それぞれにおける定常熱収支に基づいて行い、その妥当性について第6章で構築した非定常の数値計算モデルを用いて確認する。さらに、顕熱蓄熱型と潜熱蓄熱型の比較を行い、特徴をまとめる。

第8章では、各章で得られた結論についてまとめ、今後の課題と展望を述べる。

第 2 章

実棟実験による床下暖房の基本的熱挙動の把握

2 - 1 はじめに

基礎断熱住宅において床下暖房を行う場合、エアコンから床下空間に供給された熱は、床と土間および外周基礎へ流れる。床へ流れた熱は床を暖め、居室に放射型の暖房環境を形成すると考えられる。土間および外周基礎へ流れた熱は熱損失となる。床下暖房の検討を行う上でこれらの熱流を定量的に把握することは必要不可欠である。

第 1 章 2 節 2 項で示したように、基礎断熱住宅の床下暖房については福島ら [11] や岩前ら [12] が報告しているが、床下から床、土間および外周基礎への熱流の詳細な評価は行っていない。

本章では、床下暖房時の基本的な熱挙動の把握を目的とした実棟実験について述べる。大阪市に建つ基礎断熱仕様の実大実験棟において床下暖房を行い、居室および床下の温度環境と、床下空間から床、土間および外周基礎への熱流の測定を行った。これらの実験概要を述べ、結果を示し、その考察を行う。

2 - 2 実験概要

実験は、大阪市生野区に建つ基礎断熱仕様の実大実験棟の一部で行った。図 2-1 ~ 3 に実験に用いた建物の断面図、1 階平面図および基礎伏せ図を示す。同図には、温度および熱流の測定点も併せて示した。

対象建物は 2 階建てであり、対象空間の東側も建物は続いているが、幅 1 m の南北に通じる廊下との界壁は外壁仕様で、この廊下に外気を導入することで、外気に接する環境となっている。熱的には天井・床を通じた伝導による移動はあるが、空間的には切り離されている。すなわち、熱的には対象ゾーンは戸建住宅を模擬する意図となっている。

床構造は大引 + 根太に下地合板 12mm 厚、仕上フローリング 12mm 厚、土間面は土壌

+土間コンクリート 200mm 厚となっている。

この建物の熱損失係数は、約 2.3W/m²K である。基礎部は押出発泡ポリスチレン 種により、立ち上がりは 100mm 厚、土間コンクリート外周は 50mm 厚で断熱している。

熱源には、暖房能力 6.0kW の空冷式ヒートポンプ(居室押入れ天袋・地袋隠蔽設置用ルームエアコン、以降エアコンと略記)を 30 の温度設定で用い、床下空間の北西部に設置した。これの吹出し前面にチャンバーBOX を付加し、2 つある吹出口の片側に直径 150mm のフレキシブルダクトを取り付け、2 m 伸ばして吹出し口を設けた。すなわち、温風の吹出しは、本体とアルミダクト出口の 2 箇所である。期間全体を通じて、床下暖房以外の加温は行っていない。

居室空間では、図 2-2 の 1 階平面図に示した各点について、高さ 1200mm、高さ 50mm、床表面の温度を熱電対により測定した。西と南西の測定点の間の高さ 1200mm にグローブ温度計を設けた。床下空間では、図 2-3 の基礎伏せ図に示した各点について、床裏表面、床裏 - 50mm、床裏 - 300mm、土間表面の温度を熱電対により測定した。また、HP 本体吹出しの前及び南西の土間、北、北東、南の基礎に付けた熱流計により熱流を測定した。

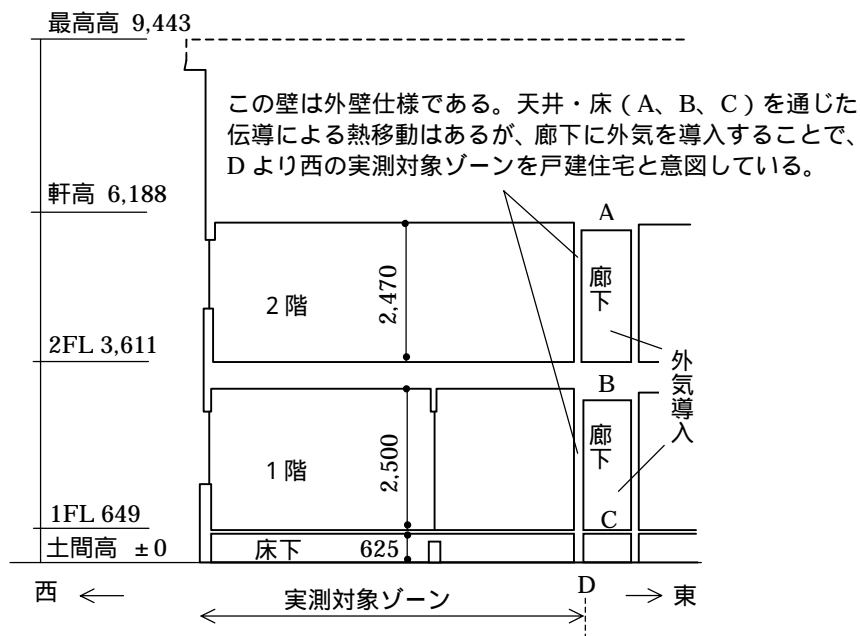


図 2-1 実験棟断面図

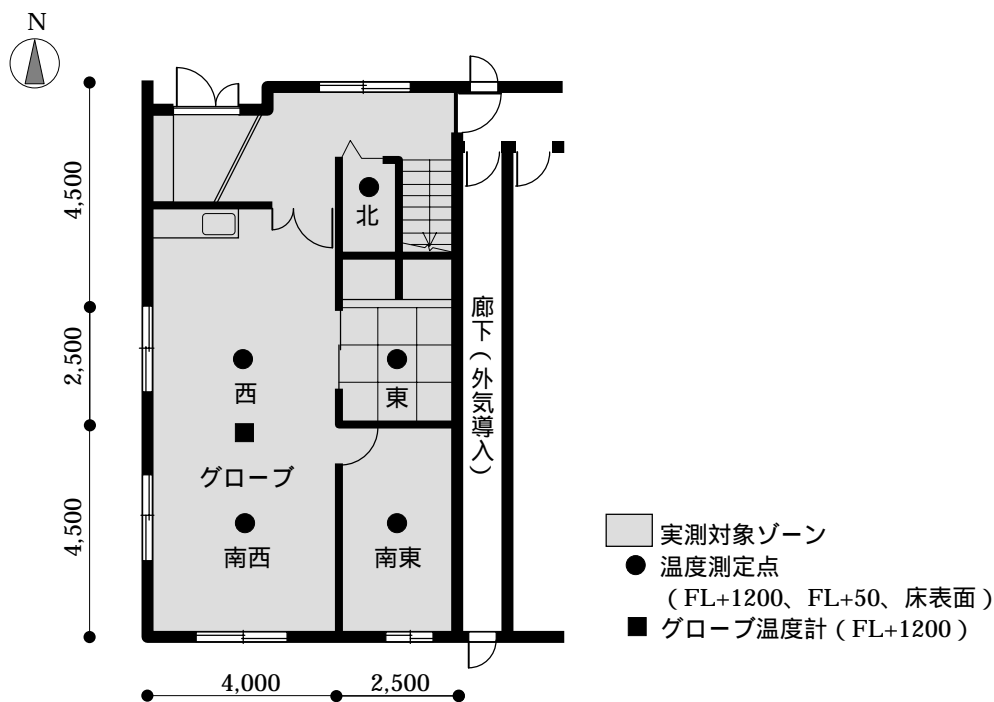


図 2-2 実験棟 1 階平面図

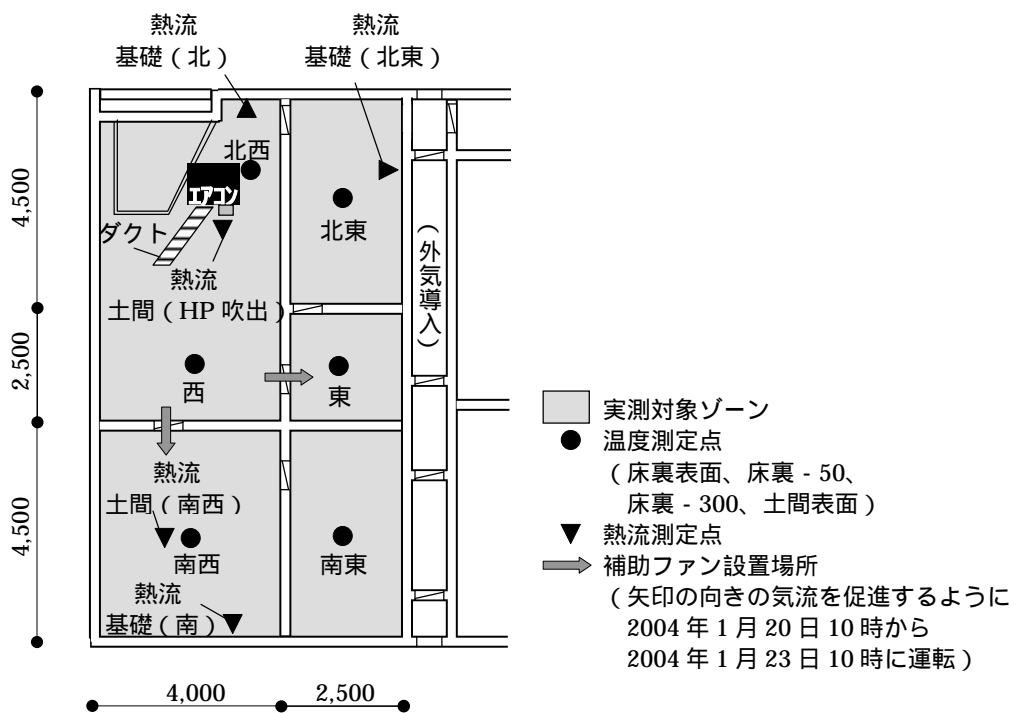


図 2-3 実験棟基礎伏せ図

表 2-1 に実験期間と実験条件を示す。床下の空気流動は、1月13～16日はエアコンからの吹出しのみによっていたが、1月20日～23日は空間温度分布の改善を目的として補助ファンによる気流制御を試み、写真 2-1 に示す送風量 650m³/h (カタログ表示値) のファンを1台ずつ、西から南西、ならびに西から東に向けて床下に設置し運転した。測定データは5分間隔で記録した。

表 2-1 実験期間と実験条件

実験期間	補助ファン
2004年1月13日10時～1月16日10時	なし
2004年1月20日10時～1月23日10時	稼動



写真 2-1 補助ファン設置状況

2 - 3 実験結果および考察

2 - 3 - 1 各部の温度

1階の各測定点における床表面+1200mmの温度を図2-4に示し、床表面温度を図2-5に示す。図2-4にはグローブ温度計により測定した温度および外気温度も示す。

外気温度は関西地域の冬期の気温変動を示し、本結果に特殊な気候の影響は関与していないといえる。この期間の外気平均温度は約6であった。

床下暖房時の居室空間温度は北東を除き16~21を推移しており一般的な暖房温度である20~22と比較すると低温であるが、東と北東以外の床表面温度自体は20以上となっており、空間に直接加熱する場合と同じ快適性の指標では判断できない。東の床表面温度が低いのは、床材がタタミでありフローリングに比べて熱伝導率が小さいためであると考えられる。これより、床下暖房を行う場合、床材にタタミ等の熱伝導率が小さい材料を用いるとその部屋には床下暖房の放射暖房環境が形成されにくいことが確認される。北東の空間および床表面温度が他の測定点に比べて低くなっているのは、後で述べるように床下の北東部分の温度が低いためである。

補助ファンの有無による各部温度の比較を行うと、外気温度が異なるため単純な比較は行えないが、補助ファンの稼働により東と北東の床表面温度は0~1程度高くなり、北東を除く居室各部の温度差も小さくなっている。

床下暖房を行っていない期間は西および南西の床表面+1200mmの熱電対による計測温度はグローブ温度と同じ温度で、床下暖房を行っている期間はグローブ温度の方が0.2程度高くなっている。これは、居室空間よりも高い温度の床表面からの放射のためであると考えられる。

図2-6に1月21日14時の1階の各測定点における垂直温度分布を示す。床表面+50mmと床表面+1200mmの温度差は最大で0.4であり、ほぼ同じ温度である。床表面の温度は東を除いて床表面+50mmより2.3~5高くなっている。これらより、床下暖房時の居室空間は、垂直温度分布が小さく、床の温度が空間より高いという、床暖房と同様の環境となることが確認される。

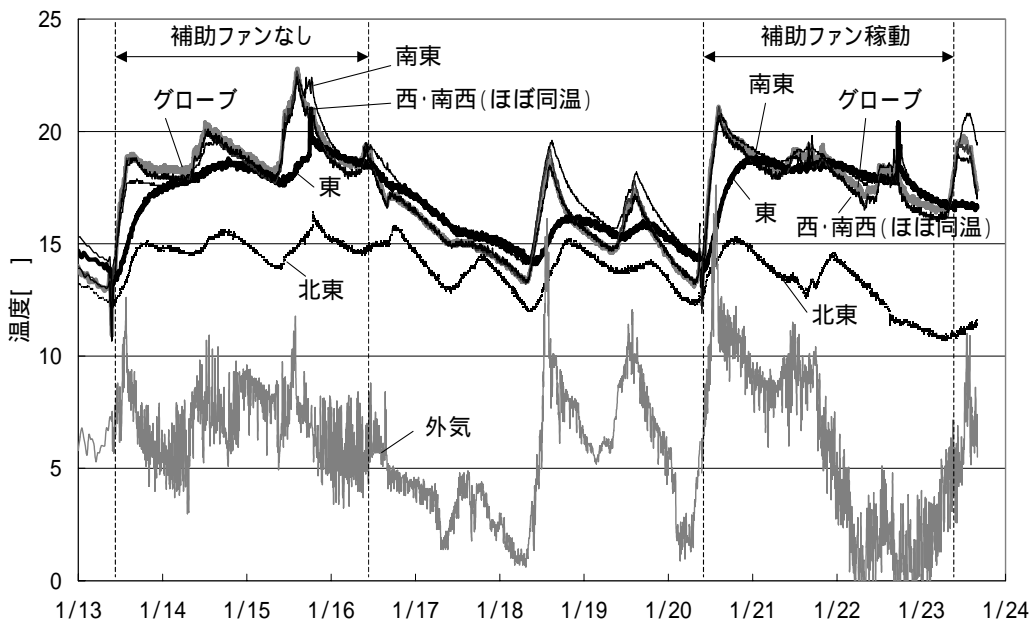


図 2-4 1 階各測定点における床表面 + 1200mm の温度

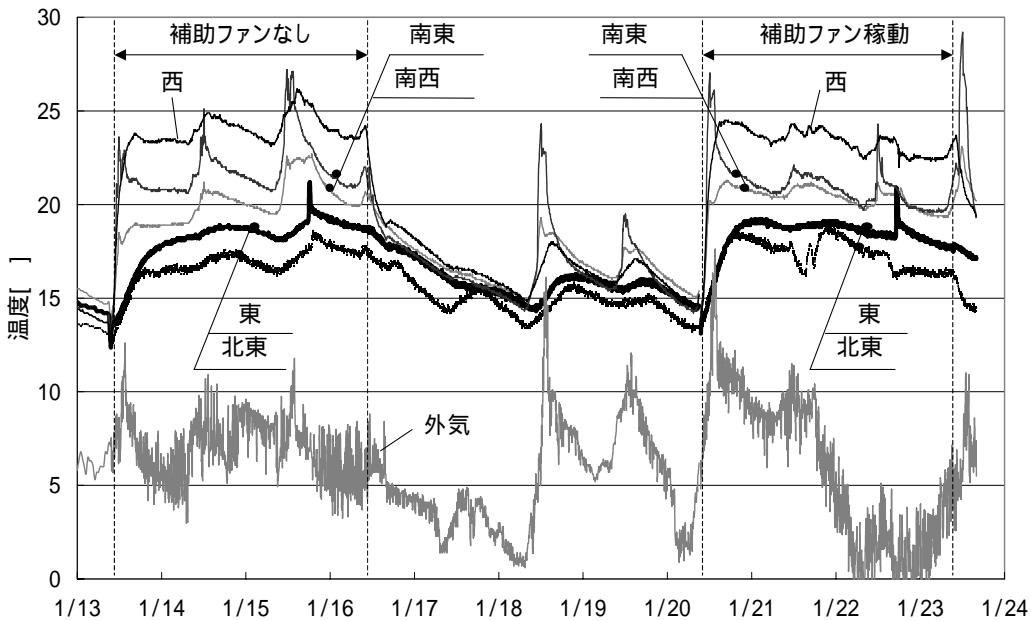


図 2-5 1 階各測定点における床表面の温度

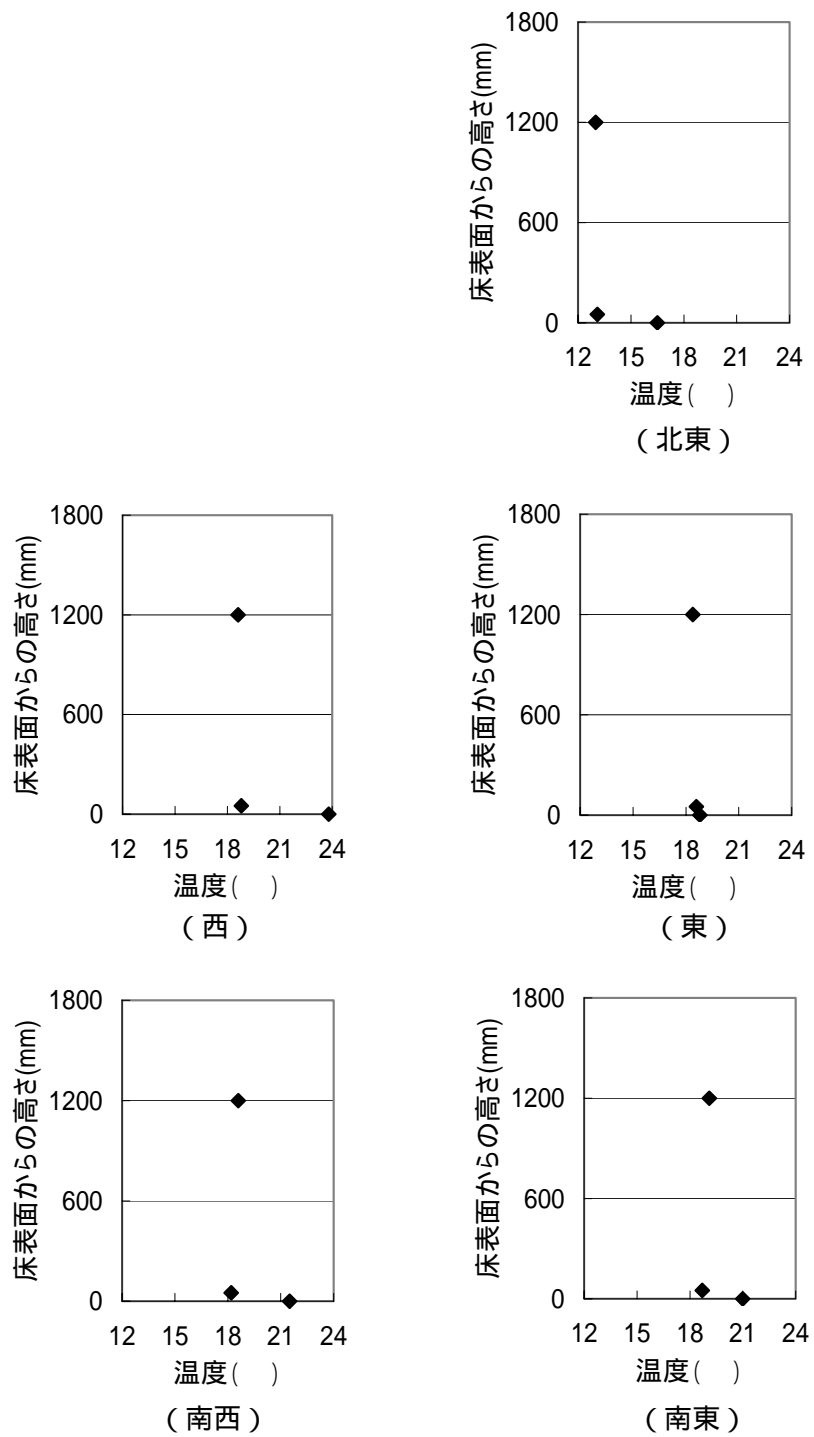


図 2-6 1階各測定点における垂直温度分布

図 2-7 に床下の各測定点における床裏温度とエアコンの吹出温度を示す。エアコン吹出温度は、補助ファンなしの期間は徐々に低下しているが、補助ファン稼働の期間はそれほど低下していない。また、同時に測定したエアコンの積算消費電力は、補助ファンなしの期間は 80.3kWh で補助ファン稼働の期間は 99.7kWh であった。補助ファンの稼働によりエアコンの積算消費電力は約 1.24 倍となった。これらは補助ファン稼働の期間の外気温が後半に大きく低下していることと、ファンの稼働によりショートサーキットが抑制されたことによると考えられる。

補助ファンなしの状態では、床裏面の温度は、北西 西 南西 東 南東 北東の順に下がっている。特に、北東の低温化が著しい。エアコンから吹出された温風が北東部まで十分に行き届いていなかったことが原因と考えられる。

補助ファンを稼働すると、低温部位の温度変動に明らかな差が現れる。特に、東位置での高温化が顕著であり、これはエアコンからの吹出し温風が流入するように補助ファンを設置・稼働させたことによると考えられる。最も温度の低かった北東部も 3 程度高温化し、床下全体の温度分布が約 10 から 7 程度に減少している。

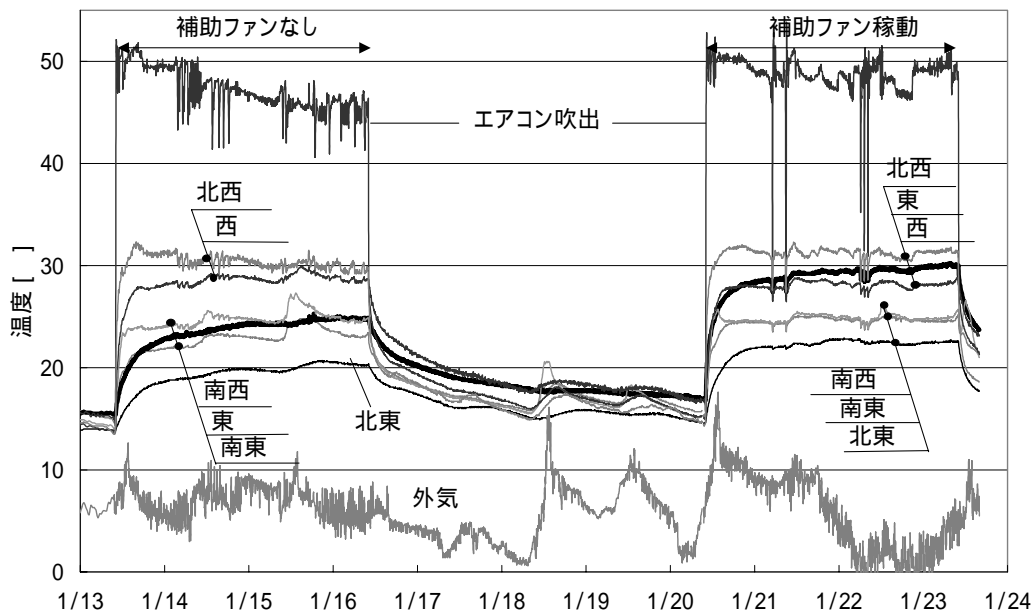


図 2-7 床下各測定点における床裏温度とエアコン吹出温度

2 - 3 - 2 床下空間から床および土間への熱流

床下空間から床および地盤への熱流について、測定結果を示し考察を行う。一般的に床下空間は間仕切基礎でいくつかの区画に分割されている。エアコンからある床下区画に吹出された温風は、間仕切基礎に設けられた人通口などの開口を通じて隣り合う区画へ流れる。この際の床下空間から床および土間への熱流は、床下空間の全ての点で異なると考えられるが、それらの挙動はエアコン吹出の直近部とそれ以外の部分で特に大きく異なると考えられる。ここではエアコン吹出の直近とエアコン吹出区画以外の区画の2つに大別して検討を行う。エアコン吹出区画以外の区画としては図 2-3 に示した南西部分の区画について検討を行う。

(A) エアコン吹出直近

図 2-8 にエアコン吹出し直近の土間表面に貼り付けた熱流計の測定値と、ダクト吹出し口の前上部である西の床表裏温度から計算した床への熱流を示す。ここで、床への熱流は床を厚さ 24mm・熱伝導率 0.20W/mK・熱容量 1,256kJ/m³K の合板とみなし、合板厚み方向の一次元熱流場として内部の温度と熱流を 1mm 刻みに求め、床裏直近の熱流を床裏表面熱流とした値である。

床への熱流は 30 ~ 50W/m² 程度、熱流計測定値による土間への熱流は 25 ~ 40W/m² 程度である。また、エアコン運転開始から時間の経過とともに、床への熱流は増加し、土間への熱流は減少している。図 2-9 に北西の床下温度および温度差を示す。床下暖房運転時は床裏温度、床下空間温度は土間表面温度よりも高く、放射熱伝達、対流熱伝達は図 2-10 に示すように床裏、床下から土間へ向かう熱流となる。床下空間温度、床裏温度はエアコンの運転開始から 1 日程度経過した後はほぼ一定温度であるが、土間表面温度はエアコン運転開始から 3 日間上昇をつづけ、床裏および床下空間と土間表面の温度差が徐々に小さくなっている。これより、エアコン運転開始から徐々に床への熱流が増加するのは床裏から土間への放射が減少するためで、土間への熱流が減少するのは地盤への放射熱伝達も対流熱伝達も減少するためと考えられる。

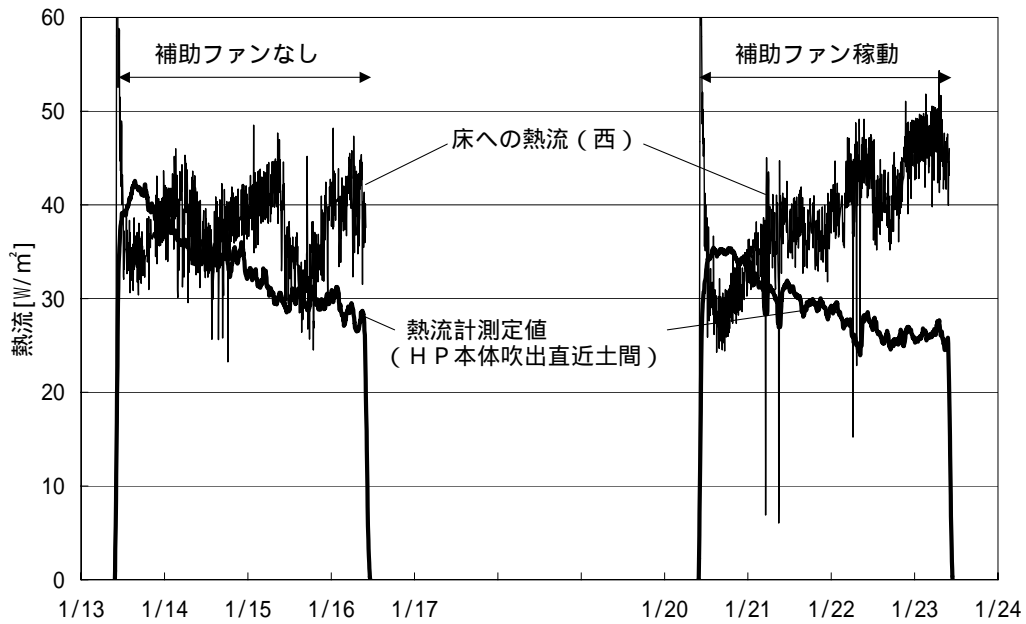


図 2-8 エアコン吹出直近の床および地盤への熱流

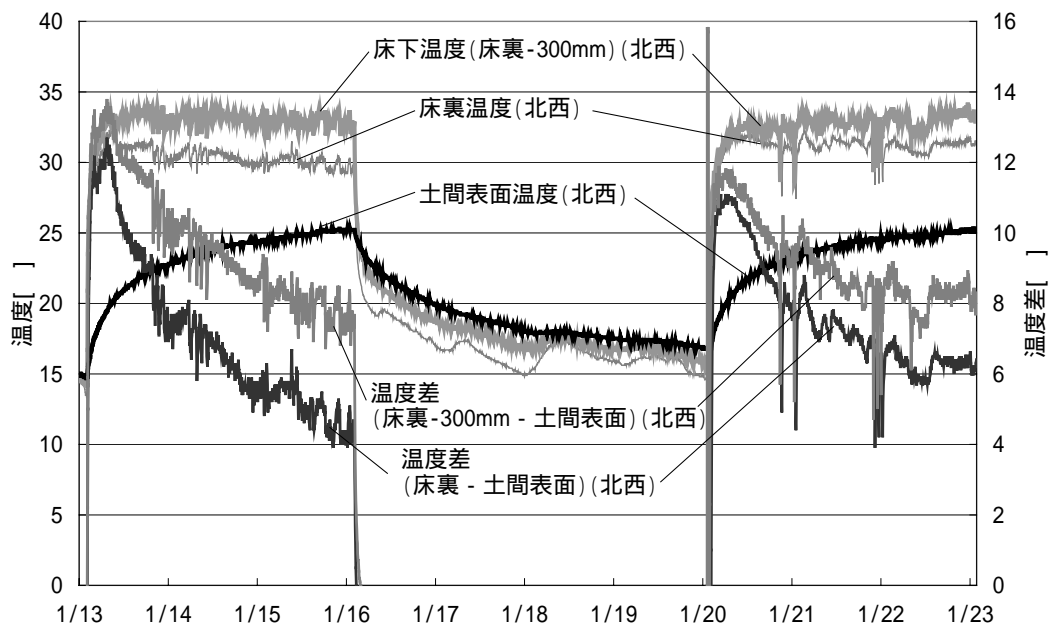


図 2-9 床下 (北西) の各部温度および温度差

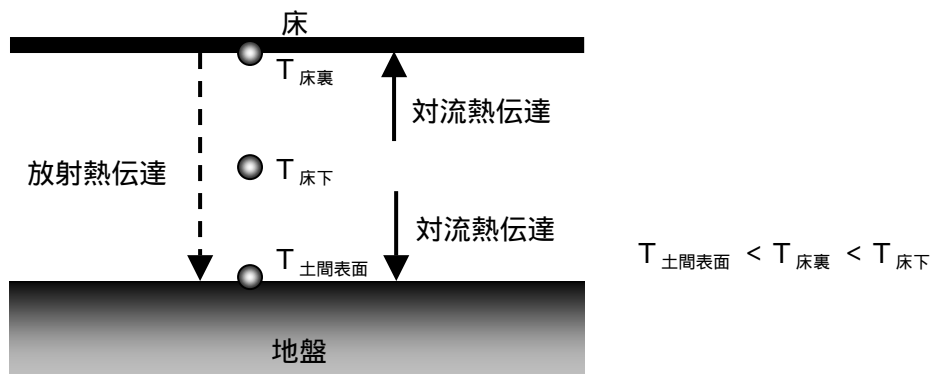


図 2-10 床下暖房時の床下温度の上下関係と各熱流の方向

(B) エアコン吹出区画以外 (南西)

図 2-11 にエアコン吹出し区画ではない南西の土間表面に貼り付けた熱流計の測定値と、南西の床表裏温度から計算した床への熱流を示す。ここで、床への熱流はエアコン吹出直近の場合と同様にして計算した。

床への熱流は、補助ファンなしの期間は $20 \sim 30 \text{W/m}^2$ 程度、補助ファン稼働の期間は $20 \sim 45 \text{W/m}^2$ 程度で徐々に増加している。熱流計測定値による土間への熱流は、補助ファンなしの期間は 2W/m^2 程度、補助ファン稼働の期間は 10W/m^2 程度と補助ファンの稼働により増加している。図 2-12 に南西の床下温度および温度差を示す。床下温度の上下関係と各熱流の方向は、エアコン吹出直近と同じく、図 2-10 に示す通りである。床裏および床下空間と土間表面の温度差は補助ファン稼働の期間の方が同じかやや小さくなる。床裏温度分布、対流熱伝達率が同じであれば、土間への熱流も小さくなるはずであるが、測定値は増加している。この原因として、補助ファンによって風速が大きくなり対流熱伝達率が大きくなった可能性と、床裏温度に分布があり補助ファンの稼働により温度の高い部分の面積が大きくなった可能性が考えられる。

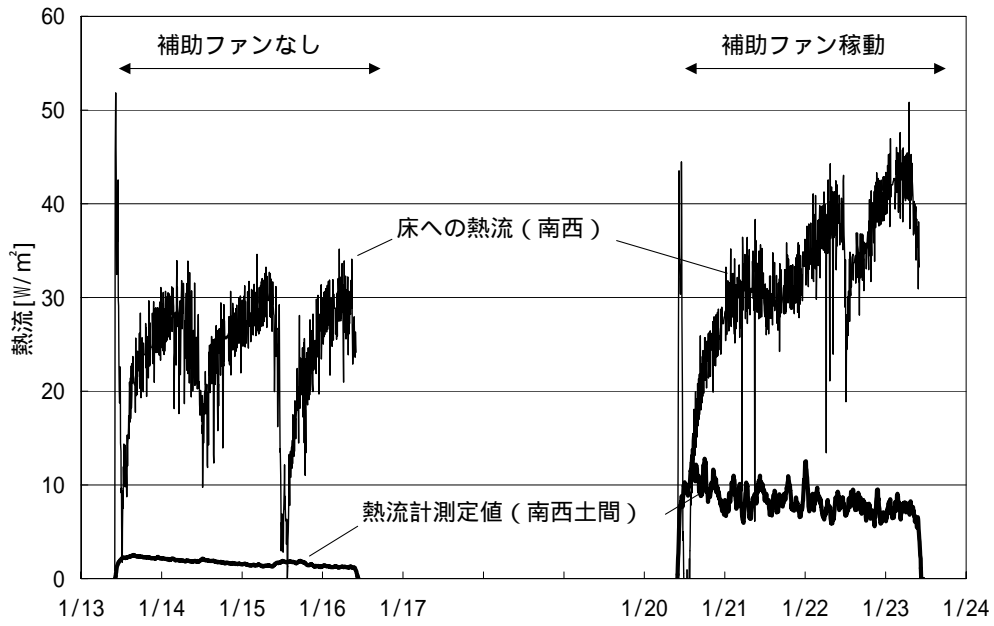


図 2-11 床下測定点 (南西) の床および地盤への熱流

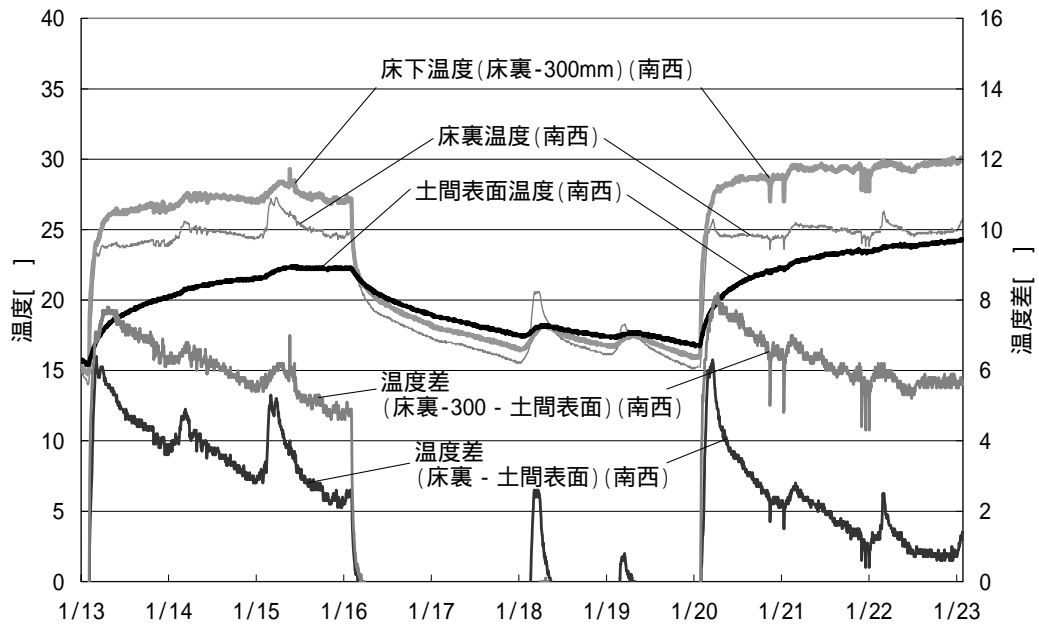


図 2-12 床下測定点 (南西) の各部温度および温度差

図 2-13 に式(2-1)にもとづいて床下南西の測定結果から求めた地盤への熱流割合を示す。補助ファンなしの場合の土間への熱流割合は 5～10%程度、補助ファン稼動時の土間への熱流の割合は 20%前後である。

$$R^g = \frac{q^g}{q^g + q^f} \times 100 \quad (2-1)$$

ここで、

R^g : 土間への熱流割合[%]

q^g : 土間への熱流（南西土間の熱流計計測値）[W/m²]

q^f : 床への熱流（南西の床表裏温度からの計算値）[W/m²]

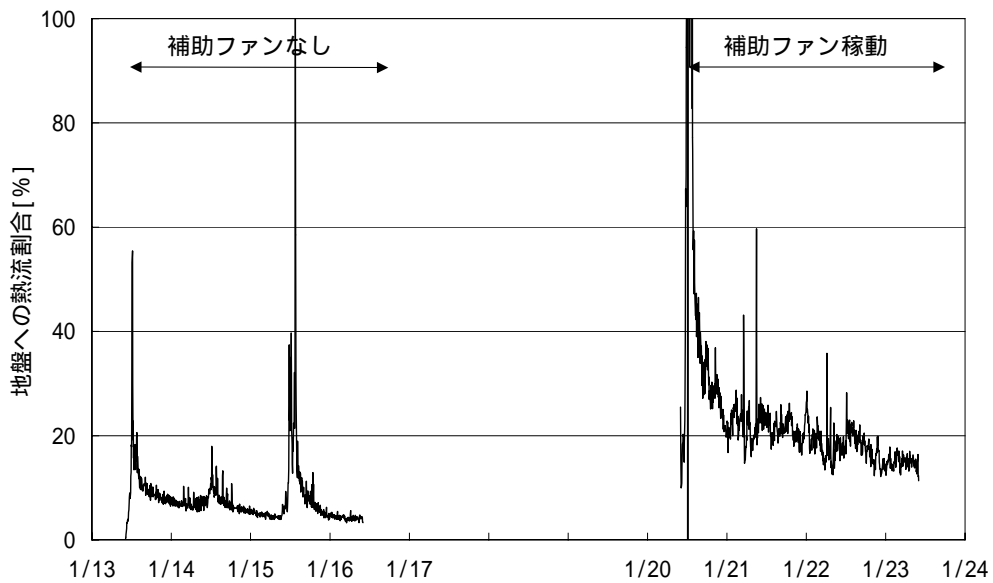


図 2-13 床下測定点（南西）の地盤への熱流割合

次に、熱流の放射成分と対流成分について検討する。

図 2-14 に南西の土間表面に貼り付けた熱流計の測定値と、南西床裏の全面が測定点の温度であるとして式(2-2)に基づいて計算した床裏から土間への放射熱伝達の値を示す。

$$q_r = \frac{\varepsilon^{fus} \varepsilon^{gs}}{\varepsilon^{fus} + \varepsilon^{gs} - \varepsilon^{fus} \varepsilon^{gs}} \sigma_B (T^{fus4} - T^{gs4}) \quad (2-2)$$

ここで

- q_r : 床裏から土間への放射熱伝達[W/m²]
- ε^{fus} : 床裏の放射係数(0.9)
- ε^{gs} : 土間コンクリートの放射係数(0.9)
- σ_B : ステファン・ボルツマン定数(5.669×10^{-8} [W/m²K⁴])
- T^{fus} : 床裏温度[K]
- T^{gs} : 土間コンクリート表面温度[K]

図 2-12 および図 2-10 に示したように、床裏温度、床下空間温度は土間表面温度よりも高く、放射熱伝達、対流熱伝達は床裏、床下から土間へ向かう熱流となり、熱流計の測定値はその合計値を示していると考えられる。ところが、補助ファン稼働3日目以外の期間では、放射熱伝達の計算値は熱流計の計測値よりも大きな値となっている。これは、実際は床裏に温度分布があり測定点よりも低い温度の部分があるのに対し、計算では床裏温度を一様としていることによる誤差であると考えられる。床裏の温度分布のばらつきは、補助ファンなしの期間は大きいですが、補助ファンを稼働すると小さくなっていると考えられ、補助ファン稼働3日目には床裏温度を測定点の温度で一様であるとして求めた床裏から土間への放射熱伝達と実際の放射熱伝達との誤差が小さくなり、対流成分が現れていると考えられる。土間への熱流の対流成分および放射成分の正確な値は把握できないが、床下暖房の立ち上げ時は、床裏と土間との温度差が大きいため、床裏から土間への放射の影響が大きいことが示唆される。このときの熱流計の測定値から放射熱伝達の計算値を引いた値の約 4W/m² を、土間表面と床下空間の温度差約 5.5 で割ると、土間表面の対流熱伝達率は 0.7W/m²K 程度となる。この値は、建築の分野で慣用的に用いられているユルゲスの式(式(2-3))に比べ小さな値となる。これは熱流の向きが下向きであることなどによると考

えられる。

$$h = 5.8 + 3.9u, \quad (u \leq 5) \quad (2-3)$$

ここで

h : 対流熱伝達率[W/m²K]

u : 風速[m/s]

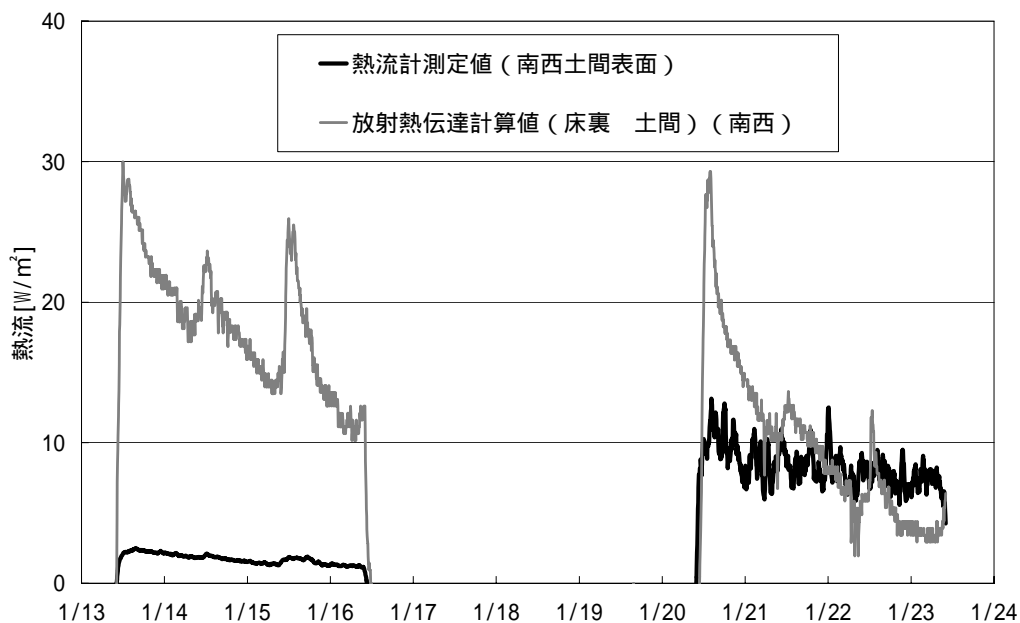


図 2-14 南西土間の熱流計測定値と床裏から土間への放射熱伝達計算値

図 2-15 に式(2-4)に基づいて計算した補助ファン稼動時の南西の床裏における対流熱伝達率を示す。

$$h^{fus} = \frac{q^f + q_r}{T^{fus-300} - T^{fus}} \quad (2-4)$$

ここで

h^{fus} : 床裏の対流熱伝達率[W/m²K]

q^f : 床への熱流 (床表裏温度からの計算値) [W/m²]

q_r : 床裏から土間への放射熱伝達 (式(2-2)に基づく計算値) [W/m²K]

$T^{fus-300}$: 床裏 - 300mm の温度[K]

T^{fus} : 床裏温度[K]

これより、床裏の対流熱伝達率は $10\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ 程度であることがわかる。土間表面の対流熱伝達率が $0.7\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ 程度であったのに対して大きな値となっている。これは熱流が上向きであることによると考えられる。

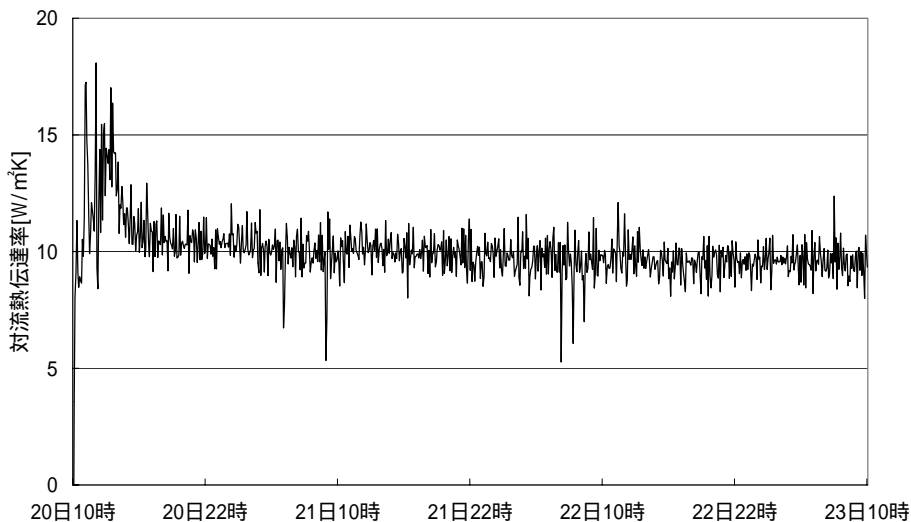


図 2-15 南西床裏の対流熱伝達率

2 - 3 - 3 床下空間から基礎立ち上がり面への熱流

図 2-16 に図 2-3 に示した北、南、北東の基礎立ち上がり面の断熱材表面に貼り付けた熱流計の測定値を示す。場所による違いは小さく、およそ $5\text{W}/\text{m}^2$ である。ショートサーキットを抑制し床下温度分布を小さくするための補助ファンの稼動を前提とすると、第図 2-11 よりエアコン稼動開始から 2 日程度経った後の床への熱流は $30 \sim 40\text{W}/\text{m}^2$ 程度、土間への熱流は $8 \sim 10\text{W}/\text{m}^2$ 程度となっている。これらより、床下から床への熱流を $40\text{W}/\text{m}^2$ 、土間への熱流を $10\text{W}/\text{m}^2$ 、基礎立ち上がり面への熱流を $5\text{W}/\text{m}^2$ 、基礎立ち上がり面の面積を 1 階床面積の 30%として床下から基礎立ち上がり面への熱流の割合を式(2-5)より求めると約 3%となり、その影響は小さいことが示唆される。

$$\frac{5 \times 0.3S^f}{40 \times S^f + 10 \times S^f + 5 \times 0.3S^f} \times 100 \approx 2.9 \quad (2-5)$$

ここで、 S^f は床面積 $[\text{m}^2]$ であり、土間面積も同じとする。

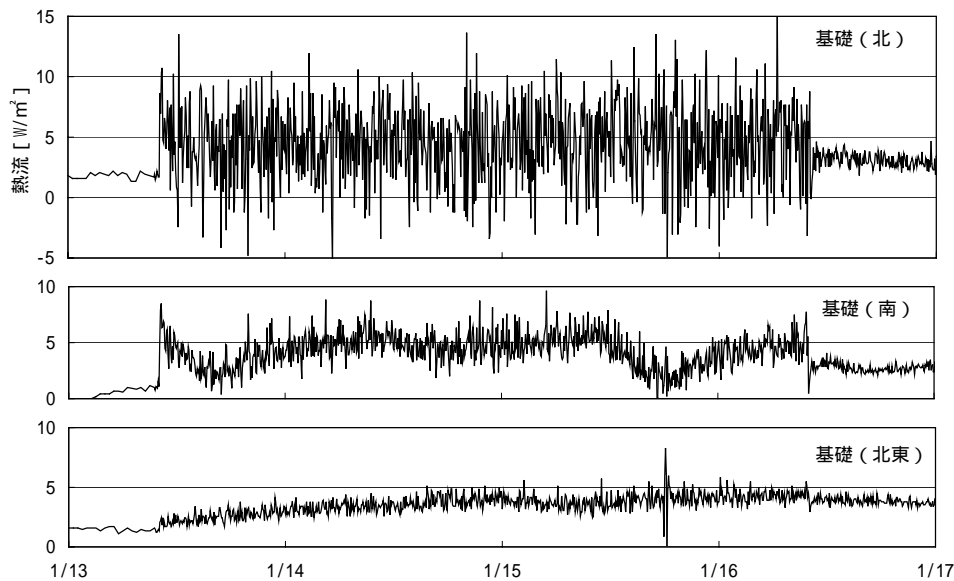


図 2-16 基礎立ち上がり面の熱流

2 - 4 第 2 章のまとめ

本章では、床下暖房時の基本的な熱挙動の把握を目的とした実棟実験について述べた。大阪市に建つ基礎断熱仕様の実大実験棟において床下暖房を行い、居室および床下の温度環境、床下空間から床、土間および外周基礎への熱流を測定した。その結果、以下のことを明らかにした。

- 1、床下暖房時の居室空間は、垂直温度分布が小さく、床の温度が空間より高いという、床暖房と同様の環境となる。ただし、床材にタタミ等の熱伝導率が小さい材料を用いるとその部屋には床下暖房の放射暖房環境が形成されにくい。
- 2、床下温度分布の制御は、ファン等による気流制御で可能である。また、ファンによる気流制御やエアコンの吸込部分と吹出部分を適切に離すことなどによりエアコンから吹出された温風のショートサーキットを抑制すると、エアコンの能力を十分に活用した暖房を行うことができる。
- 3、エアコン吹出直近における床および土間への熱流は、その他の部分よりも大きい。

- 4、エアコン吹出を行っていない区画において、床下空間から床および土間へ流れる熱流に対する土間への熱流の割合はおおよそ 20%程度である。
- 5、床下暖房の立ち上げ時は、床裏と土間との温度差が大きいため、床裏から土間への放射の影響が大きい。
- 6、床下空間から基礎立ち上がり面への熱流は各部へ流れる全熱流の 3%程度で、その影響は小さいと考えられる。

土間表面および床裏の対流熱伝達率については、土間表面は $0.7\text{W/m}^2\text{K}$ 程度、床裏は $10\text{W/m}^2\text{K}$ 程度と推定されたが、その算出に用いる床裏および土間表面からの放射による熱伝達を求める際に、それぞれの面の温度分布を考慮せずそれぞれの面の中央で測定した温度で一様であるとしたため、概算値である。床下暖房時の土間表面および床裏の対流熱伝達率についての詳細な検討は次章で行う。

第3章

土間および床裏表面の対流熱伝達率の検討

3 - 1 はじめに

前章では、床下暖房実施環境下における南西の床下区画の中央で測定した熱流と温度より土間表面および床裏の対流熱伝達率を推定し、それぞれ $0.7\text{W/m}^2\text{K}$ 程度、 $10\text{W/m}^2\text{K}$ 程度と推定された。ただし、その推定に用いる床裏および土間表面からの放射による熱伝達を求める際に、それぞれの面の温度分布は考慮しておらず、これらの値は概算値であった。また、土間表面の対流熱伝達率は建築の分野で慣用的に用いられているユルゲスの式（式(2-3)）に比べ小さな値となった。

床下暖房時の土間および床裏表面の対流熱伝達率は、床下暖房の床下供給熱量の設計や数値計算などによる温度環境の検討を行う際に重要なパラメータとなる。床下暖房時の床下空間の風速は小さく、強制対流に対して自然対流の影響が比較的に大きい共存対流の状態であると考えられる。このとき、熱流が下向きである土間表面の対流熱伝達率は小さくなり、熱流が上向きである床裏の対流熱伝達率は大きくなると考えられる。また、床下空間の形状やファンなどにより乱流の状態になっていると考えられ、土間表面と床裏の間の限られた高さの空間を流れる内部流である。しかし、第1章2節3項で示したように、空気が乱流の共存対流の状態で平行面間を流れる場合の上向きおよび下向き熱流に対する対流熱伝達率については十分に整理されていない。

本章では、床下暖房時の土間および床裏表面の対流熱伝達率を明らかにすることを目的として検討を行う。まず、実際の床下暖房実施環境下における床下風速を実測により把握する。そして、その床下空間を模擬した風洞実験を行い、限られた高さの空間を温風が乱流かつ共存対流の状態で流れる場合の上向きおよび下向き熱流の対流熱伝達率について検討を行う。

3 - 2 床下暖房時の床下風速の測定

3 - 2 - 1 測定方法

測定は前章と同じ実大実験棟の南西部分の床下において行った。エアコンの設置および吹出しは前章と同じくこの南西部分に隣接する北西および西部分にて行っている。図 3-1 に示すように、北面および東面の人通口に前章と同じ補助ファン（風量カタログ値 650m³/h）を設置し、矢印の向きの流れを促進するように稼働させている。南西部分の中央（図 3-1 の Point0）では風速センサーを土間表面+50mm と床裏 - 50mm に固定して 8 時間定点測定し、その他の点（図 3-1 の Point1 ~ 8）では土間表面+100mm と床裏 - 100mm の風速を移動測定した。測定の際、糸を用いて風向を確認し、測定者による気流への影響をできるだけ小さくするため風向に対して横から風速センサーを測定点にセットし測定した。1 つの測定点につき 1 秒間隔で 30 秒間測定し、その平均値をその位置の風速とした。風速の測定には熱式風速センサー（KANOMAX 製 MODEL6543）を用いた。

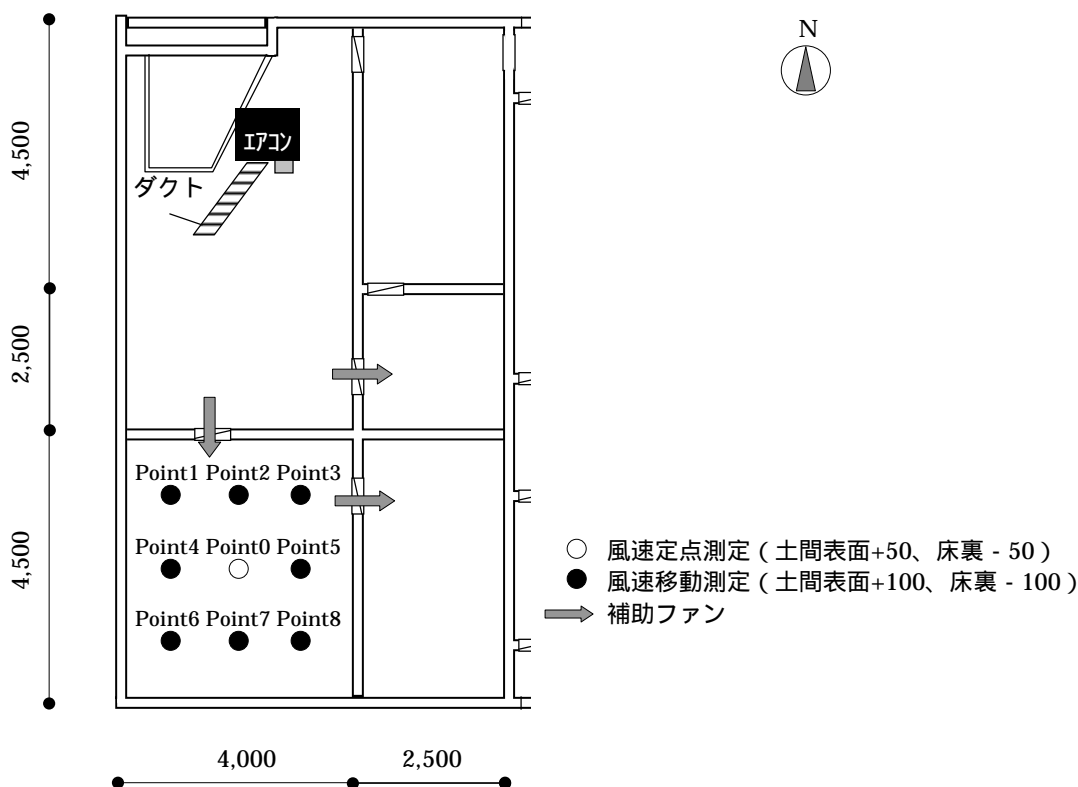


図 3-1 床下風速測定点

3 - 2 - 2 測定結果

南西床下区画の中央 (Point0) で定点測定した風速の測定結果を図 3-2 に、Point1 ~ 8 で移動測定した風速の測定結果を図 3-3 に示す。Point0 の平均風速は、土間+50mm が約 0.05m/s で、床裏 - 50mm が約 0.07m/s である。Point1 ~ 8 の風速は 0.03m/s ~ 0.48m/s である。補助ファンの風が直接当たる Point1,4 の風速は他よりやや大きくなっているが、床下暖房時の床下風速は概ね 0.05m/s ~ 0.20m/s 程度であることがわかる。

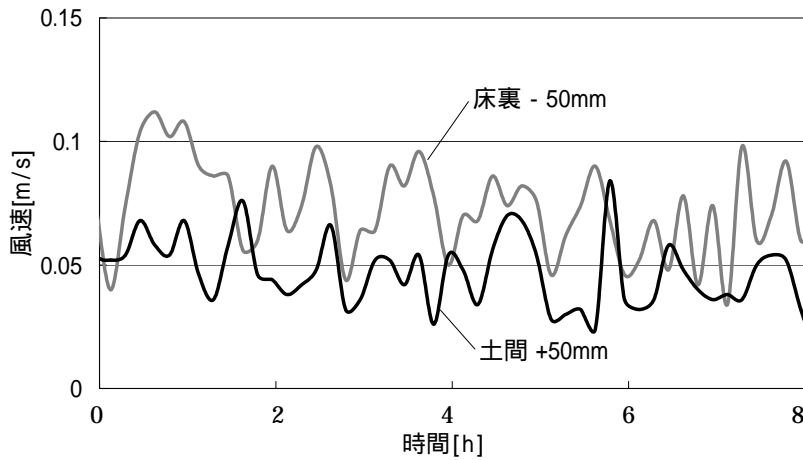


図 3-2 南西床下区画中央 (Point0) の風速

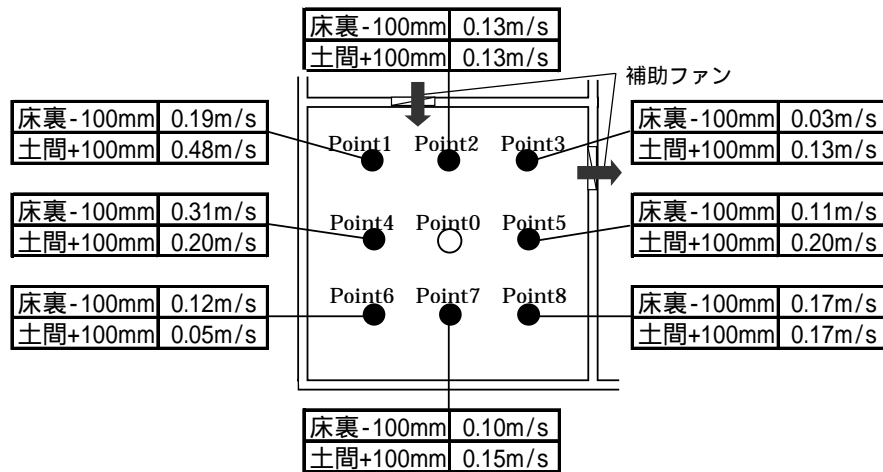


図 3-3 南西床下区画の風速分布

3 - 3 風洞実験による上・下向き熱流の対流熱伝達率の検討

3 - 3 - 1 実験方法

風洞装置を床下暖房時の床下空間に模擬した実験を行った。

風洞装置全体の側面図を図 3-4(a)に示す。風洞入口の遠心軸流送風機によって風洞内に風が送られ、コイルヒーターチャンバー内の電気ヒーターによって加熱される。空気温度の制御が可能である風速は 1.6 ~ 5.0m/s であり、その温度制御可能範囲は室温（吸込み温度）+ 10 で、仕様書に示されている温度精度は ± 1.0 である。実験を行った際の室温は 15 ~ 20 であり、風洞の温度設定を 30 としたため、室温 + 10 以上の温度設定となっているが、風洞内の温度はほぼ一定に保たれていることを確認した。

風洞装置の断面、熱電対ツリーの詳細および風速測定位置、上下面平面、側面を図 3-4(b) ~ (e)に示す。

風洞の流路断面は幅 500 × 高さ 600mm である。実際の床下空間の高さも 400 ~ 600mm 程度であり、ほぼ同じスケールである。風洞の上下面および側面の一方は 9mm の化粧合板、もう一方は 10mm のアクリル板で出来ており、側面の両面には 50mm の押出法ポリスチレンフォーム 1 種 b を内側に貼っている。上下および側面の各面にはアルミ箔を貼り、放射の影響を小さくしている。

この風洞装置の温度制御可能風速は 1.6m/s 以上であるが、床下暖房時の風速は前章で示したように概ね 0.05m/s ~ 0.20m/s である。そこで温度制御可能な 1.6m/s 以上の風速で温風を吹出させ、風量調節板を設けて、その風上側の側面を開放して風量を減少させた。風量調節板は、高さ方向の中央付近に水平なスリットを設け、スリットの高さを調節することで風量を調節した。

風洞上下面の風量調節板から 1,600mm の所に熱流計（英弘精機製 MF140）を貼り付けた。熱流計の表面にもアルミ箔を貼り、放射の影響を小さくしている。熱流の記録は 2 秒間隔で行った。なお、別途、熱流計にアルミを 1 枚貼った測定と 11 枚貼った測定を行い、アルミ 1 枚あたりの熱伝導抵抗を求めると $0.000586\text{m}^2\text{K/W}$ であった。仮に対流熱伝達率が $10\text{W/m}^2\text{K}$ であったとしてもその逆数の対流熱伝達抵抗は $0.1\text{m}^2\text{K/W}$ であり、熱流計表面のアルミの抵抗は対流熱伝達率の推定にほとんど影響を及ぼさないことが確認される。

図 3-4(d)に示すように上下面の熱流計設置位置から風上・風下それぞれ 900mm の範囲を 8 つに分割し、その中央に T 型熱電対を貼り付けてその部分の代表温度とした。また、側面は図 3-4(e)に示すように熱流計設置位置から風上・風下それぞれ 900mm の範囲を 4 つに分割し、その中央に T 型熱電対を貼り付けてその部分の代表温度とした。

垂直温度分布は熱流計を貼り付けた位置の断面中央に図 3-4(c)に示す熱電対ツリーを設け測定した。熱電対 (T 型) は上下表面から 50mm は 0, 5, 10, 30, 50mm に設け、他は 50mm 間隔で設けた。測定温度の記録は 1 秒間隔で行った。

同断面における垂直風速分布は、図 3-4(c)に示す位置に側面から熱式風速センサー (KANOMAX 製 MODEL6543) を差し込んで測定した。上下表面から 100mm は 10, 30, 50, 100mm の風速を測定し、他は 100mm 間隔で測定した。測定には 1 つの風速センサーを用い、1 つの測定位置につき 1 秒間隔で 30 秒間測定し、その平均値をその位置の風速とした。風速センサーの応答性が 7 秒であるので、測定点の移動を 15 秒で行い、次の測定点において 15 秒間慣らした後、測定を行った。風速の測定点は風速測定断面に 11 ヶ所あるので、全箇所測定には 11 分要する。なお、風量調整板のスリットから温風を吹出させることにより、風洞内が複雑な気流性状になり、逆流が生じる可能性が考えられるが、風速測定断面において逆流が生じていないことを糸を垂らした目視により確認した。

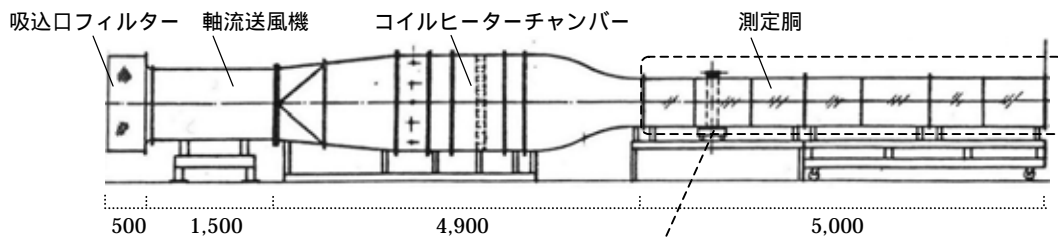


図 3-4(a) 風洞装置側面図

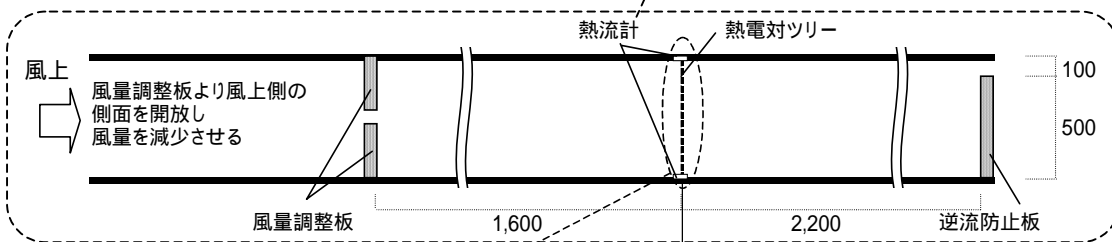


図 3-4(b) 測定胴断面図

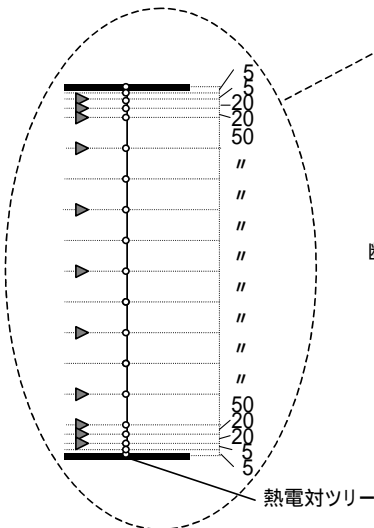


図 3-4(c) 熱電対ツリー詳細
および
風速測定位置

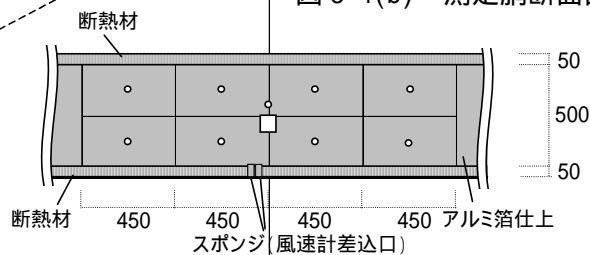


図 3-4(d) 測定胴上下面平面図

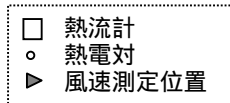


図 3-4(e) 測定胴側面図

3 - 3 - 2 実験結果

風洞装置の吹出し温度を 30 に設定し、吹出し風量および風量調整板のスリット高さを変えて 8 パターンの測定を行った。風速は各測定点で測定した風速で一定あるとし、温度および熱流は 11 分間の平均値を用いる。風速測定断面における平均風速が最も大きくなった測定をパターン A とし、平均風速が小さくなる順にパターン B, C, D, E, F, G, H とする。

垂直温度分布と垂直風速分布を図 3-5 に示す。

垂直温度分布は、パターン A から F までは乱流の渦伝導により上下表面から 100mm 程度を除く部分の温度はほぼ一様になっている。パターン G, H のように風速が小さくなると、渦伝導が小さくなり、層流のような分子伝導による場合の温度分布に近づいている。なお、平均風速がパターン C よりも小さいパターン D の温度がパターン C よりも高いのは、パターン D の周囲空気温度がパターン C よりも高かったためである。風量調整板よりも風上側の側面を開放したことおよび、断熱をしていない風洞上下面における伝熱の影響であると考えられる。(パターン A から H の測定は連続して行ったのではない。)

垂直風速分布は、高さ中央付近は小さく、上下面付近にて大きくなっている。スリットから温風を吹出させたことによるコアンダー効果の影響が考えられる。また、上面近傍の風速の方が下面近傍の風速よりも大きくなっている。これは浮力の影響と考えられる。

第3章 土間および床裏表面の対流熱伝達率の検討

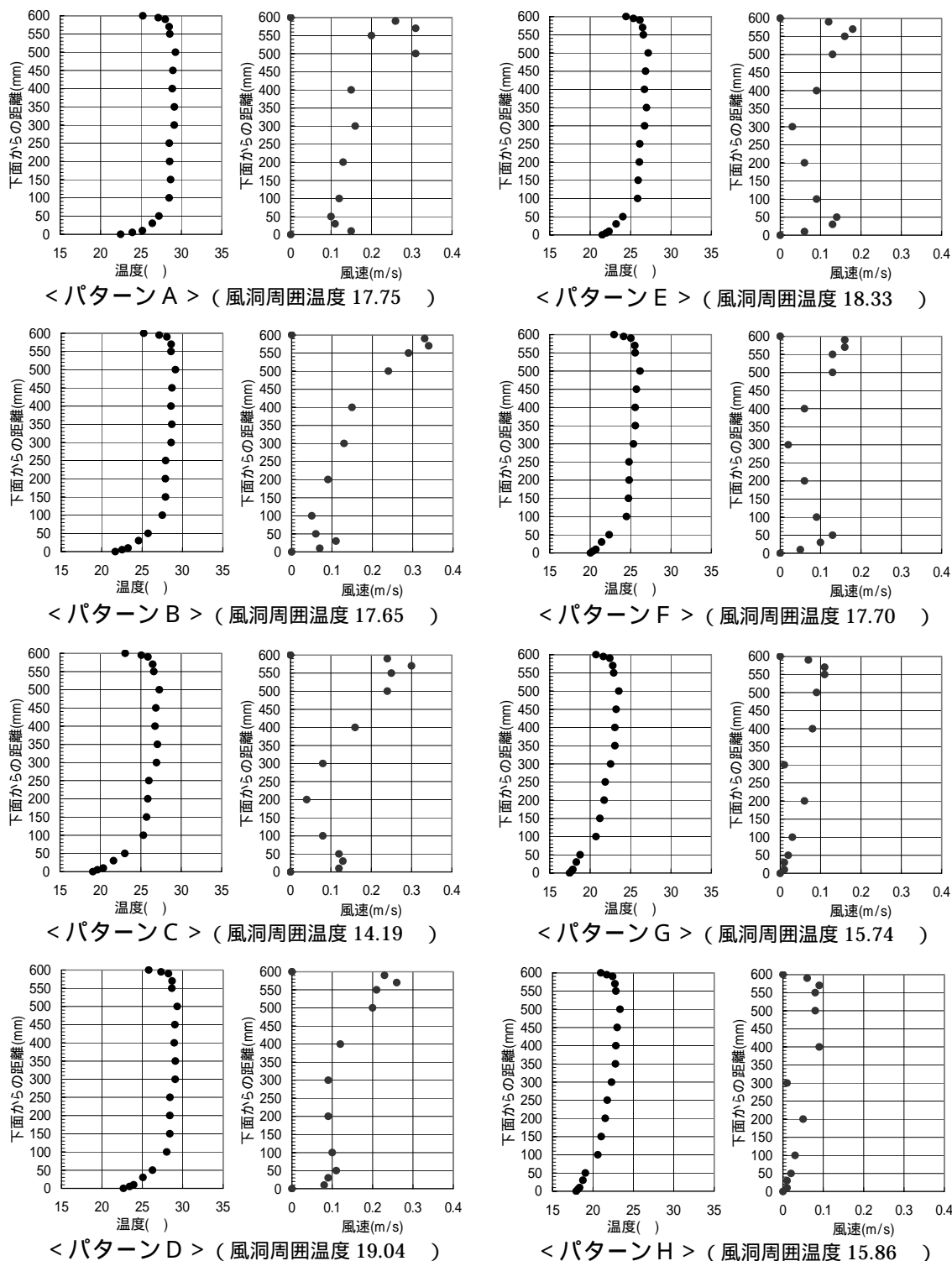


図 3-5 垂直温度分布と垂直風速分布

図 3-6 に平均風速と対流熱伝達率の関係を示す。対流熱伝達率は次のように放射を考慮して求めた。なお、対流熱伝達率への放射の影響は最大で 0.12W/m²K であった。

$$h = \frac{q_c}{(T_b - T^q)} \quad (3-1)$$

ここで

$$q_c = q_{all} - q_r \quad (3-2)$$

$$q_r = \sum_s \left\{ \frac{\varepsilon_s \varepsilon^q}{\varepsilon_s + \varepsilon^q - \varepsilon_s \varepsilon^q} F_s \sigma_B (T_s^4 - T^q{}^4) \right\} \quad (3-3)$$

$$T_b = \frac{\sum_h (u_h T_h H_h)}{\sum_h (u_h H_h)} \quad (3-4)$$

h : 対流熱伝達率[W/m²K]

q_c : 対流熱伝達[W/m²]

T_b : 混合平均温度[K]

T^q : 熱流計設置面温度[K]

q_{all} : 熱流計計測値[W/m²]

q_r : 放射熱伝達[W/m²]

ε_s : 面 s の放射係数 (0.09) [-]

ε^q : 熱流計設置面の放射係数 (0.09) [-]

F_s : 熱流計設置位置からみた対象周囲面 s の立体角投射率[-]

σ_B : ステファン・ボルツマン定数 (5.669 × 10⁻⁸[W/m²K⁴])

T_s : 面 s の温度[K]

u_h : 下面から高さ h の風速[m/s]

T_h : 下面から高さ h の温度[K]

H_h : 風速 u_h に代表させる高さ[mm] (表面から 3 つ目の風速測定点までは 20、4 つ目は 90、5 つ目と中央は 100)

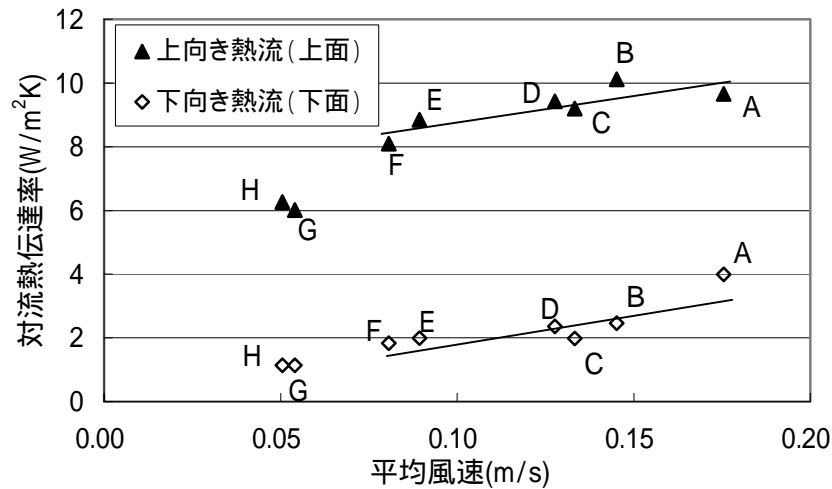


図 3-6 平均風速と対流熱伝達率

図 3-5 に示した風速の分布形状はパターンによって異なっているが、図 3-6 の平均風速と対流熱伝達率の間には比例関係が確認される。同図には、パターン A～F に対する上向きおよび下向き熱流それぞれの 1 次近似直線も示した。パターン G, H については、図 3-5 で示したように層流に近い状態となっていたため、近似直線作成の対象からは外した。それぞれの近似式は式(3-5), (3-6)となる。

(上面の上向き熱流)

$$h = 16.59 u_{ave} + 7.15 \quad \dots(3-5)$$

(下面の下向き熱流)

$$h = 18.77 u_{ave} + 0.09 \quad \dots(3-6)$$

u_{ave} : 平均風速[m/s]

平均風速が 0.08～0.18m/s のとき、上面の上向き熱流の対流熱伝達率はおよそ 8.0～10.0W/m²K で、下面の下向き熱流の対流熱伝達率はおよそ 2.0～4.0W/m²K であった。また、平均風速が 0.05m/s 程度で流れの状態が層流に近いとき、上面の上向き熱流の対流熱伝達率は 6.0W/m²K 程度で、下面の下向き熱流の対流熱伝達率は 1.0W/m²K 程度であった。上向きの対流熱伝達率が下向きの場合の 2.5～6 倍程度になっている。これは自然対流の影響であると考えられる。

実際の床下空間の風速は、人通口の位置や形状などによって様々な分布になっていると

考えられる。今回の実験結果からは、一方向に流れる温風について、風速分布の形状が多少異なっても平均風速と対流熱伝達率の間に比例関係があることが確認された。しかし、例えば床裏近傍と土間近傍で風向が異なる場合などについての対流熱伝達率については、今後の検討課題である。

式(3-7), (3-8)より計算した Re 数、Nu 数に基づくそれぞれの関係を図 3-7 に示す。

$$Re = \frac{u_{ave} l}{\nu^{air}} \quad (3-7)$$

$$Nu = \frac{hl}{\lambda^{air}} \quad (3-8)$$

Re : レイノルズ数

Nu : ヌッセルト数

l : 水力直径[m] (= $4 \times (\text{断面積}) / (\text{周長}) = 0.545$)

ν^{air} : 空気の動粘性係数[m²/s] (= 1.58×10^{-5})

λ^{air} : 空気の熱伝導率[W/msK] (= 0.0262)

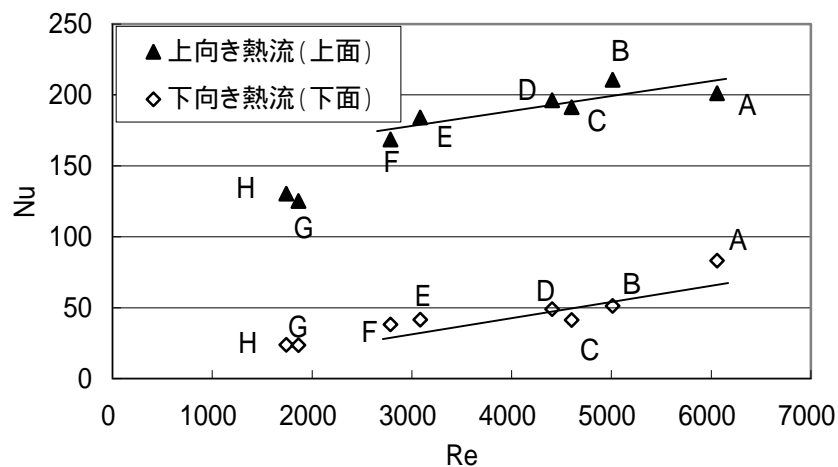


図 3-7 Re 数と Nu 数

パターン A～F に対して上向きおよび下向き熱流それぞれについて1次近似した式は式(3-9), (3-10)となる。

(上面の上向き熱流)

$$Nu = 0.010Re + 148.77 \quad \dots(3-9)$$

(下面の下向き熱流)

$$Nu = 0.011Re + 1.82 \quad \dots(3-10)$$

Re 数 1,700～6,000 において、下向き熱流の Nu 数は 25～80、上向き熱流の Nu 数 120～200 である。第1章2節3項で示した Dittus-Boelter の式(式(1-1))において Pr 数を 0.71 として上の Re 数の範囲の Nu 数を計算すると 8～22 となり、今回の実験により得られた Nu 数よりも小さくなる。これは、Dittus-Boelter の式の適用範囲および適用条件(Re > 10,000, 平均値(局所値ではない), 対数平均温度差に対する値, 円管直径 0.0127m～0.1524m, 流体速度 0.8m/s～26.4m/s) から外れているためであると考えられる。

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad [1-1]$$

3 - 3 - 3 風速・温度および対流熱伝達率の安定性の確認

風速の安定性を確認するため、風洞内の同一測定点において、30秒間の風速の測定を30秒の間隔をあけて10回行い、その標準偏差を求めた。平均風速 0.082m/s および 0.148m/s において標準偏差は 0.0079m/s であった(両平均風速において同じ標準偏差となった)。前項の検討に対して風速の安定性は十分であると考えられる。

混合平均温度および対流熱伝達率の安定性を確認するため、前節で測定した各パターンの11分間の測定データを1分毎に11分割し、その標準偏差を求めた。風速については各測定点で測定した風速で一定であるとした。結果を表3-1に示す。混合平均温度の標準偏差はパターンAが最も大きく、その平均 28.72 において標準偏差は 0.17 であった。上向き熱流の対流熱伝達率の標準偏差はパターンFが最も大きく、その平均 8.10W/m²K において標準偏差は 0.46W/m²K であった。下向き熱流の対流熱伝達率の標準偏差はパター

ン A が最も大きく、その平均 4.08W/m²K において標準偏差は 0.51W/m²K であった。パターン A の温度の安定性がやや悪く、それによって対流熱伝達率の標準偏差も大きくなっているが、前項の検討に対して温度および対流熱伝達率の安定性は十分であると考えられる。

表 3-1 混合平均温度と対流熱伝達率の標準偏差

パターン	混合平均温度()		対流熱伝達率 (上向き熱流)(W/m ² K)		対流熱伝達率 (下向き熱流)(W/m ² K)	
	平均	標準偏差	平均	標準偏差	平均	標準偏差
A	28.72	0.17	9.69	0.40	4.08	0.51
B	28.36	0.08	10.13	0.23	2.48	0.10
C	26.17	0.11	9.22	0.42	1.98	0.09
D	28.53	0.11	9.46	0.21	2.36	0.09
E	26.18	0.04	8.87	0.30	1.98	0.06
F	24.95	0.10	8.10	0.46	1.87	0.09
G	22.57	0.06	6.04	0.37	1.14	0.03
H	22.40	0.04	6.30	0.29	1.15	0.04

3 - 4 第 3 章のまとめ

本章では、床下暖房時の土間表面および床裏の対流熱伝達率の把握を目的として検討を行った。

まず、実際の床下暖房実施環境下における床下風速の実測を行った。その結果、床下暖房時の床下風速は概ね 0.05m/s ~ 0.20m/s 程度であった。

床下暖房時の床下空間のように限られた高さの空間を温風が乱流かつ共存対流の状態で行き渡る場合の上向きおよび下向き熱流の対流熱伝達率について、風速 0.05m/s ~ 0.20m/s の床下空間を模擬した風洞実験により検討を行った。その結果、上面の上向き熱流の対流熱伝達率は 6 ~ 10W/m²K で、下面の下向き熱流の対流熱伝達率は 1 ~ 4W/m²K となることがわかった。上向き熱流の対流熱伝達率が下向き熱流の場合の 2.5 ~ 5 倍程度になっているのは自然対流の影響であると考えられる。また、流れが乱流状態であった風速 0.08 ~ 0.18m/s に対する上向きおよび下向き熱流それぞれに対する対流熱伝達率の近似式を作成した。

第4章

顕熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房の実棟実験

4 - 1 はじめに

床下空間に加温する床下暖房は、その床下空間を蓄熱体の設置空間としても活用することができる。1日分の暖房エネルギーを昼間の1/3～1/4程度の料金である深夜電力（本研究では23時から7時の電力をいう）を利用してその蓄熱体に蓄熱できると、ランニングコストの低減や電力利用の平準化の効果を期待することができる。

この蓄熱型床下暖房の検討を行うには、その蓄熱・放熱挙動を把握することが必要であるが、蓄熱体を床下に設置しエアコンを熱源とした場合の蓄熱・放熱挙動に関する報告は見当たらない。

蓄熱材としては、潜熱蓄熱材と顕熱蓄熱材が挙げられる。潜熱蓄熱材は、相変化温度付近における単位質量あたりの蓄熱量は顕熱蓄熱材よりも大きく、一定温度での出力が可能であるが、適切な相変化温度の選定や投入熱量の制御が必要である。顕熱蓄熱材は、同じ蓄熱量を得るためには潜熱蓄熱材よりも大きい質量を必要とし、その出力温度は変動するが、一般的に潜熱蓄熱材よりも安価である。このように、それぞれ長所短所があるが、本章では顕熱蓄熱材を使用した場合の実棟実験について述べる。潜熱蓄熱材を使用した場合については次章で述べる。

本章では、第2章と同じ大阪市に建つ基礎断熱仕様の実大実験棟の床下に顕熱蓄熱材による蓄熱体を設置し、それにエアコンを熱源として深夜電力を利用して蓄熱する顕熱蓄熱型の床下暖房の実棟実験について述べる。本章の目的は、この顕熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房時の温度環境と蓄熱・放熱量の把握、および第6章で構築する数値計算モデルの実測再現精度の確認のためのデータを得ることである。顕熱蓄熱材としては、熱容量の異なるコンクリートブロックと蓄熱レンガの2種類を用いた実験を行い、それらの蓄熱・放熱量の違いと、各部の温度挙動の違いについても検討を行う。

4 - 2 実験概要

実験は、第2章の実験と同じく、大阪市生野区に建つ基礎断熱仕様の実大実験棟の一部で行った。実験棟の1階平面図および温度測定点は図2-2に示したとおりである。表4-1に実験期間と実験条件を示す。蓄熱材としてコンクリートブロックを使用した場合と、蓄熱レンガを使用した場合の2通りの実験を行った。コンクリートブロックを使用した実験の場合は図4-1に示す基礎伏せ図の蓄熱体位置に図4-2に示す蓄熱体を1体設置し、蓄熱レンガを使用した実験の場合は図4-3に示す基礎伏せ図の蓄熱体位置A,Bに図4-4に示す蓄熱体を1体ずつ設置した。図4-1と図4-3の基礎伏せ図には温度測定点も示す。

熱源には、第2章の実験で用いたのと同じ暖房能力6.0kWの空冷式ヒートポンプエアコンを30の温度設定で用い、床下空間の北西部に設置した。このエアコンの吹出し前面にチャンバーBOXを付加し直径150mmのフレキシブルダクトを2本取り付けた。コンクリートブロックを使用した実験の場合はその2本のダクトを1体の蓄熱体に接続し、蓄熱レンガを使用した実験の場合は2体の蓄熱体に1本ずつ接続した。エアコンは、深夜電力料金の時間帯23時から7時に稼働させた。蓄熱レンガを使用した実験の場合は、強制放熱のための送風機をそれぞれの蓄熱体に1台ずつ接続し、7時から23時に稼働させた。

図4-2と図4-4には温度および風速の測定点も併せて示した。蓄熱レンガ内の温度測定は蓄熱体Aのみで行い、蓄熱体入口と出口の温度および風速は両方の蓄熱体で測定した。

使用したコンクリートブロックと蓄熱レンガの物性値および使用体積を表4-2に示す。蓄熱レンガの容積比熱はコンクリートブロックの約2倍で、使用体積は約3倍である。コンクリートブロックには横75mm、縦55mmの穴が1個あたり3ヶ所開いており、その中をエアコンからの風が流れる。蓄熱レンガは10mmの隙間を設けて積み、その隙間をエアコンおよび送風機からの風が流れる。

図4-1と図4-3に示すように3ヶ所の人通口に第2章(写真2-1)と同様の補助ファンを設置し、矢印の向きの風の流れを促進するように稼働させた。床下暖房以外、居室側の熱源はない。居室は換気扇による強制換気を行い、窓のカーテンは閉めた。

表 4-1 実験期間と実験条件

実験期間	使用蓄熱材	エアコン稼働	送風機稼働
2006年1月11日23時 ～1月16日7時	コンクリートブロック	23:00～7:00	なし
2006年12月18日23時 ～12月28日7時	蓄熱レンガ	23:00～7:00	7:00～23:00

蓄熱体への予熱のため、コンクリートブロックを使用した実験では2006年1月6日15時から1月10日10時および1月10日12時から1月11日7時までエアコンを連続で稼働させ、蓄熱レンガを使用した実験では2006年12月11日19時から12月18日10時までエアコンを連続で稼働させた。また、蓄熱レンガを使用した実験では12月18日20時から23時に送風機を稼働させた。

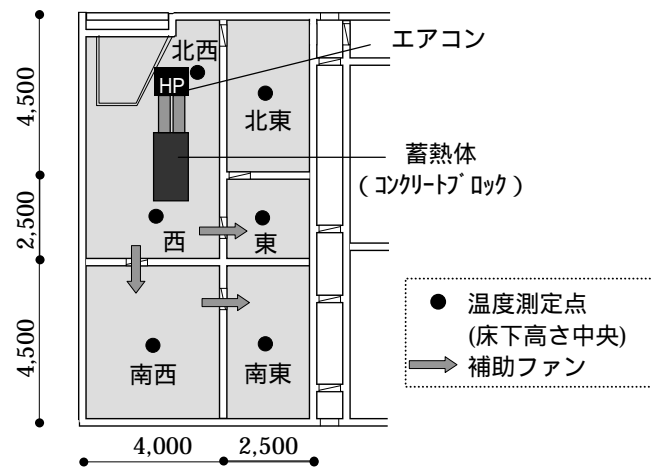


図 4-1 実験棟基礎伏せ図と温度測定点（蓄熱体：コンクリートブロック）

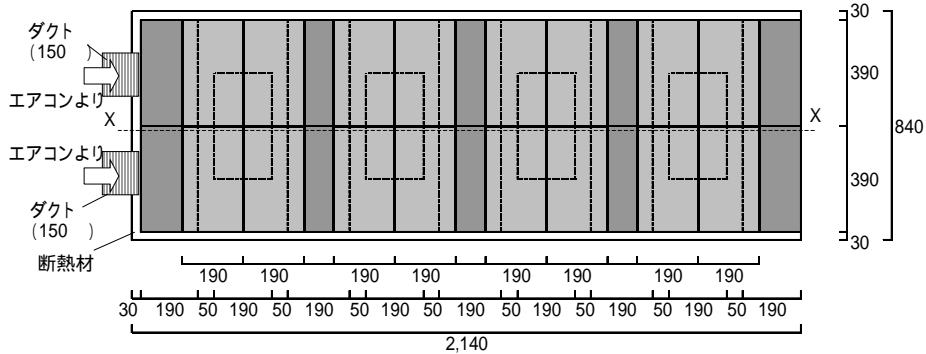


図 4-2(a) 蓄熱体平面図（コンクリートブロック）

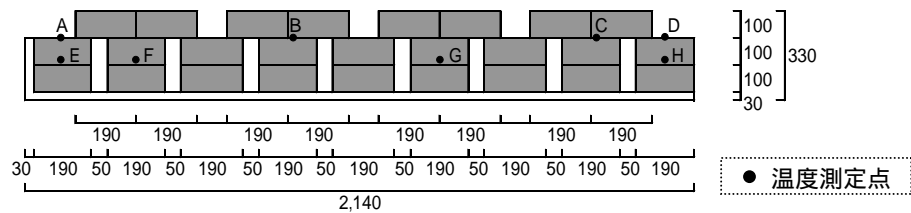


図 4-2(b) 蓄熱体断面図（X-X 断面）（コンクリートブロック）

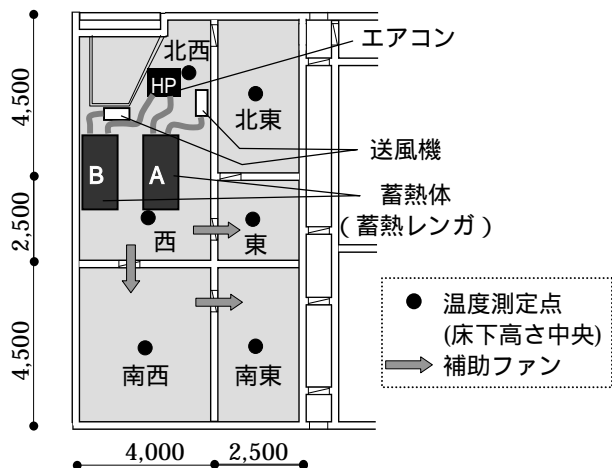


図 4-3 実験棟基礎伏せ図と温度測定点 (蓄熱体：蓄熱レンガ)

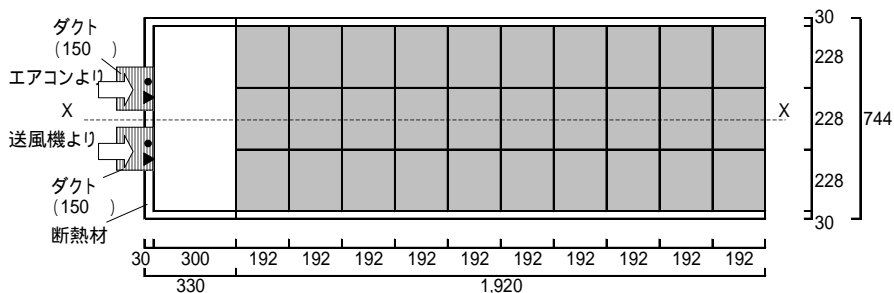


図 4-4(a) 蓄熱体平面図 (蓄熱レンガ)

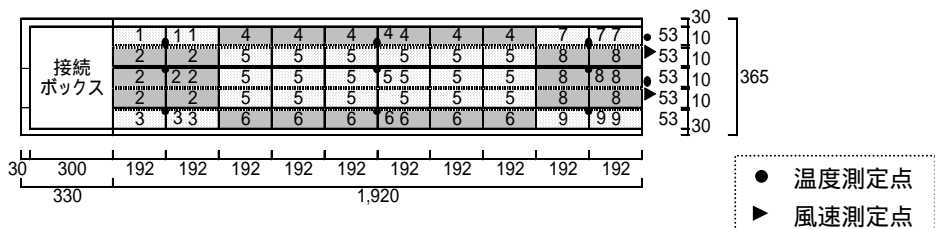


図 4-4(b) 蓄熱体断面図 (X-X 断面) (蓄熱レンガ)

表 4-2 蓄熱材の物性値と使用体積

	コンクリートブロック	蓄熱レンガ
密度(kg/m ³)	2,400	3,750
比熱(J/kgK)	800	954
容積比熱(MJ/m ³ K)	1.9	3.6
熱伝導率(W/mK)	1.4	2.7
使用体積(m ³)	0.20	0.58

4 - 3 実験結果

4 - 3 - 1 各部の温度

コンクリートブロックを使用した場合と蓄熱レンガを使用した場合それぞれの居室温度（FL+1200）をそれぞれ図 4-5、図 4-6 に示す。居室平均の温度は、各部の温度を各部の面積で加重平均した温度である。全体的に蓄熱レンガを使用した場合の方が高い温度で推移しているが、これは外気温度の違いの影響も受けられていると考えられ、単純に比較することはできない。

コンクリートブロックを使用した場合と蓄熱レンガを使用した場合で比較的近い外気温度であった 2006 年 1 月 14 日～15 日と 2006 年 12 月 21 日～22 日の居室グローブ温度・西の床表面温度・西の床下温度・外気温度を、それぞれ図 4-7 と図 4-8 に示す。コンクリートブロックを使用した場合と蓄熱レンガを使用した場合で床下温度の挙動は大きく異なっており、蓄熱レンガを使用した場合の方がエアコン稼働している 23 時～7 時の温度上昇幅が小さく、エアコン稼働を停止した 7 時以降の温度低下も緩やかである。この床下温度の挙動の違いが床表面および居室の温度挙動にも影響を与えている。蓄熱レンガを使用した場合、23 時～7 時の居室・床表面温度の上昇はコンクリートブロックを使用した場合よりも小さく、エアコン稼働を停止した 7 時以降の床表面温度の低下もコンクリートブロックを使用した場合よりも小さい。また、コンクリートブロックを使用した場合の居室温度はエアコン稼働を停止した 7 時から低下しはじめているが、蓄熱レンガを使用した場合の居室温度は 14 時頃まで上昇し続けている。コンクリートブロック使用時と蓄熱レンガ使用時で外気温度の挙動もやや異なっているが、床下温度の挙動が明らかに異なっており、床表面および居室温度の挙動の違いは外気よりも床下温度の挙動の違いの影響を大きく受けられていると考えられる。蓄熱レンガ使用時の方がコンクリートブロック使用時よりも穏やかな小さな温度変化幅となったのは、蓄熱体の熱容量の増加および昼間の送風によって、蓄熱・放熱量が増加したことの効果であると考えられる。

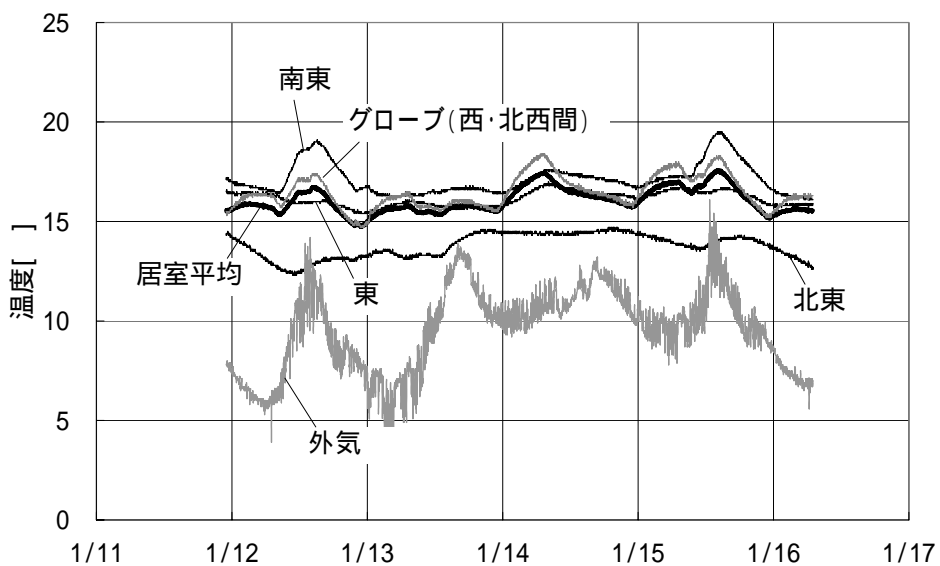


図 4-5 居室温度 (FL+1,200)(1/11~1/16)(蓄熱体：コンクリートブロック)

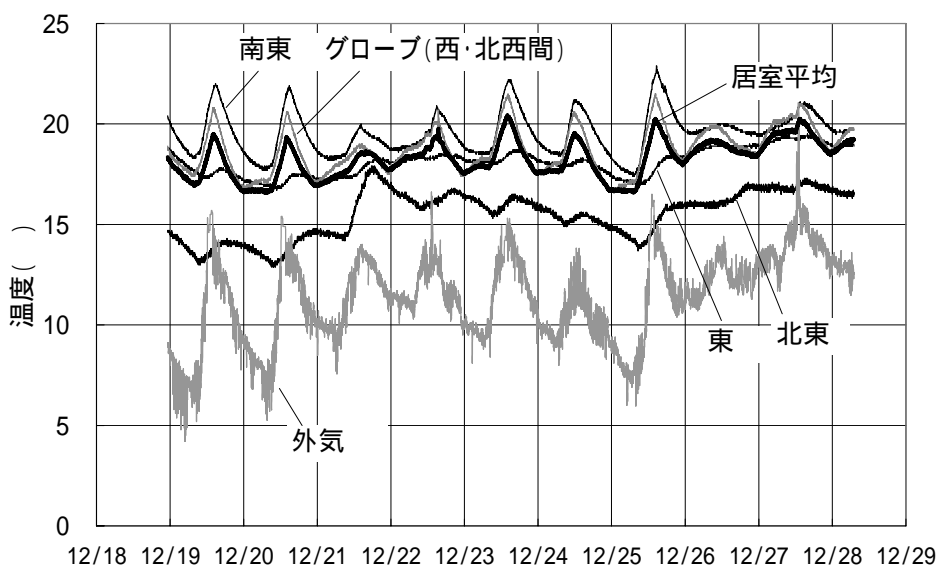


図 4-6 居室温度 (FL+1,200)(12/18~12/28)(蓄熱体：蓄熱レンガ)

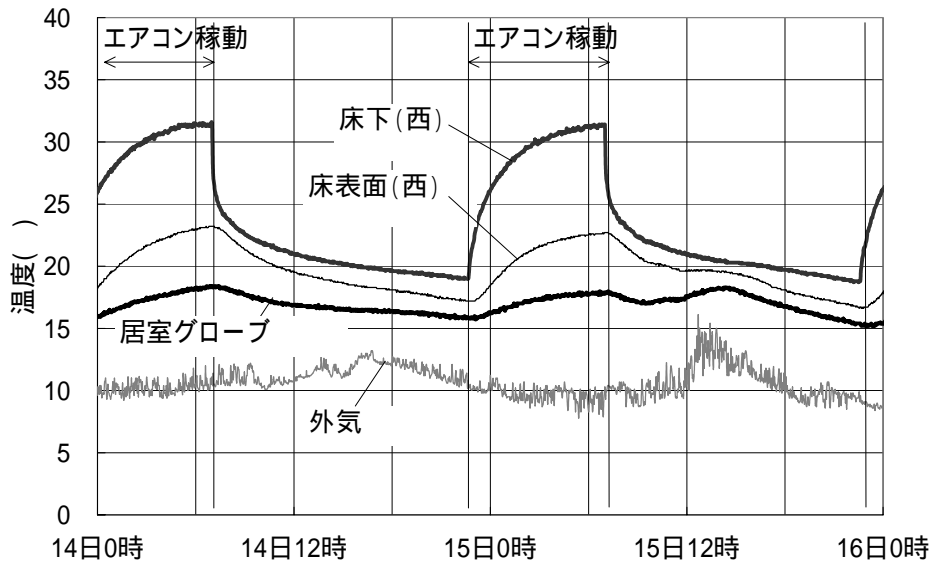


図 4-7 居室・床表面温度 (1/14~1/15)(蓄熱体：コンクリートブロック)

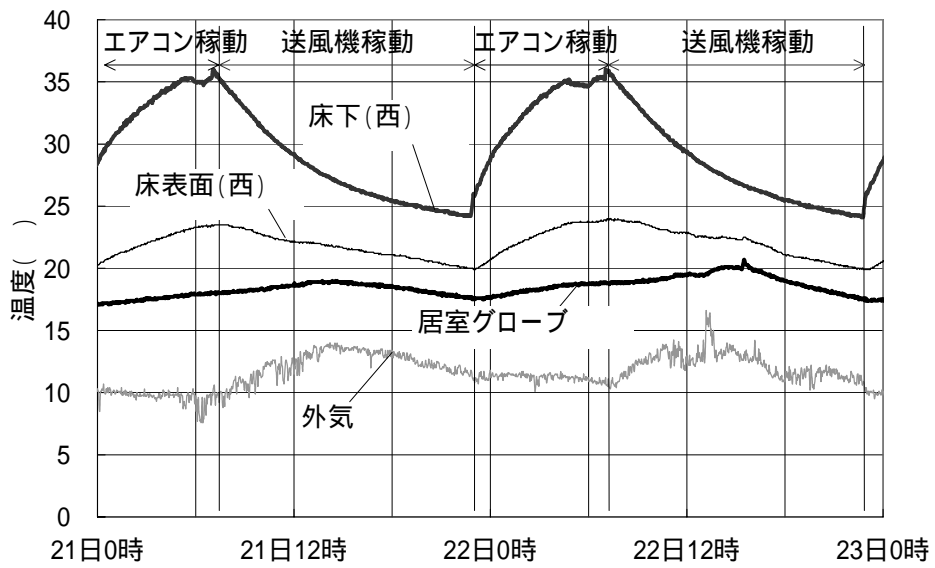


図 4-8 居室・床表面温度 (12/21~12/22)(蓄熱体：蓄熱レンガ)

4-3-2 エアコン発熱量および蓄熱体蓄熱・放熱量の推定

コンクリートブロックを使用した場合の 23 時から 7 時の蓄熱量を式(4-1)より、7 時から 23 時の放熱量を式(4-2)より推定する。ここで、コンクリートブロックの 7 時および 23 時の温度は図 4-2(b)に示した各点で測定した温度の平均値を用いた。平均値を用いたのは、図 4-9 に示すように 23 時から 7 時の温度変化幅は 25 ~ 30 で各測定点間のばらつきが小さかったためである。推定結果を表 4-3 に示す。蓄熱・放熱量は 9 ~ 10MJ 程度である。

$$Q_c^X = \rho^X C^X V^X (T_{ave,7}^X - T_{ave,y23}^X) \tag{4-1}$$

$$Q_d^X = \rho^X C^X V^X (T_{ave,7}^X - T_{ave,23}^X) \tag{4-2}$$

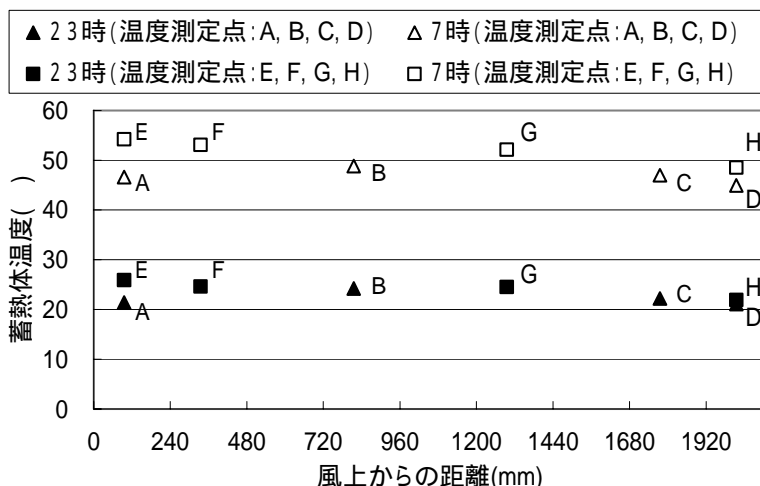


図 4-9 蓄熱材温度 (1/13 23:00 と 1/14 7:00)(蓄熱体：コンクリートブロック)

表 4-3 推定蓄熱・放熱量 (蓄熱体：コンクリートブロック)

期間	蓄熱量(MJ) (23:00 ~ 7:00)	放熱量(MJ) (7:00 ~ 23:00)
1/11 ~ 1/12	9	9
1/12 ~ 1/13	9	9
1/13 ~ 1/14	10	10
1/14 ~ 1/15	10	10
1/15 ~ 1/16	9	-

蓄熱レンガを使用した場合の 23 時から 7 時のエアコン発熱量および蓄熱体蓄熱量、7 時から 23 時の蓄熱体放熱量については、蓄熱体 A で測定した蓄熱体内温度および蓄熱体 A,B へのエアコンおよび送風機からのダクト吹出風速・温度の計測データを用いて、以下の ~ のように推定する。

式(4-3)より蓄熱体 A の蓄熱量を推定。

$$Q_c^{F,A} = \rho^F C^F \sum_{i=1}^9 \{V_i^{F,A} (T_{i,7}^{F,A} - T_{i,y23}^{F,A})\} \quad (4-3)$$

蓄熱材温度は図 4-4(b)に示した蓄熱材と同じ番号の温度測定点の温度に代表させ、各部の温度変化量から求めた蓄熱量の和として総蓄熱量を推定する。これは、コンクリートブロックの場合と異なり、蓄熱レンガの場合は図 4-10 に示すように 23 時から 7 時の温度変化幅が 10 程度から 25 程度まで測定点によって大きく異なっているためである。

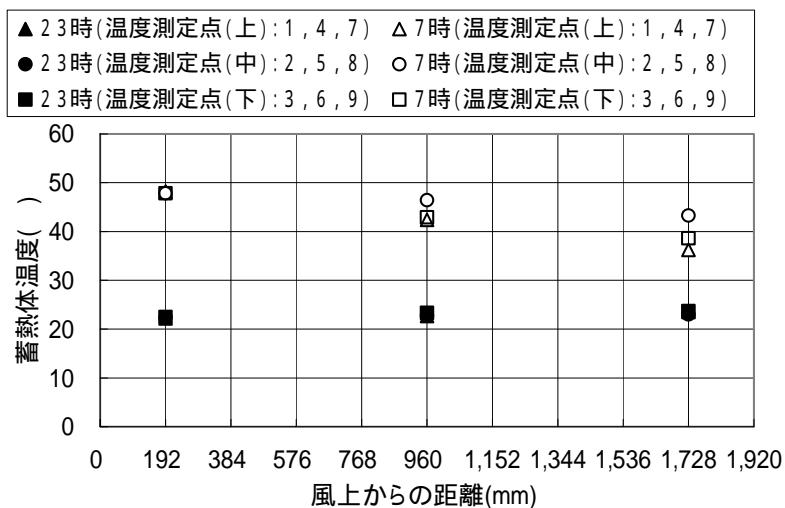


図 4-10 蓄熱材温度 (12/20 23:00 と 12/21 7:00) (蓄熱体：蓄熱レンガ)

で推定した蓄熱体 A の蓄熱量を用い、式(4-4)より蓄熱体 A へのエアコン吹出風量を推定。

$$v_{out}^{HP,A} = \frac{Q_c^{F,A}}{\sum_{t=y23}^7 \{ \rho^a C_p^a (T_{out,t}^{HP,A} - T_{out,t}^{F,A}) \Delta t \}} \quad (4-4)$$

エアコン吹出風量は 23 時から 7 時の間で一定であると考え。蓄熱体の上下側面は断熱材で覆いその接合部の隙間はアルミテープにて塞いで、蓄熱体の上下側面からの空気の漏れを防いでいる。エアコンからの吹出温度は、蓄熱体 A へのエアコンダクト吹出断面の中央で測定した温度を用いたが、断熱ダクトを使用しており、断面における温度分布は小さいと考えられる。蓄熱体からの吹出温度は図 4-4-(b)に示すように蓄熱体出口の 2 ヶ所で定点測定した温度の平均値を用いた。蓄熱体は、図 4-4(b)に示すように 5 段に積んだ蓄熱材の間に 4 層の空気層がある。その各空気層には高さを維持するためのスペーサーを横に 228mm 間隔で設置しており、各空気層は水平方向に 3 分割されている。つまり、蓄熱体の出口部分は高さ方向に 4 つ、水平方向に 3 つの計 12 の部分に分割されている。エアコン稼動時にその各空気出口部分で移動計測した温度と風速を図 4-11 に示す。各出口部分の面積は等しいとして、図 4-11 の結果から式(4-5)に基づき計算した混合平均温度は 46.17 であり、2 つの定点測定温度の平均値 45.85 との差は 0.32 である。

$$T_b = \frac{\sum_{N=1}^{12} (T^N S^N u^N)}{S^N u^N} \quad (4-5)$$

これより、蓄熱体出口の 2 ヶ所で定点測定した温度の平均値を蓄熱体からの吹出し温度であるとしても大きな誤差を生じないことが確認される。

温度()	45.7	44.7	45.4
風速(m/s)	1.6	0.9	1.4
温度()	46	45.6	45
風速(m/s)	1.6	0.9	0.9
温度()	47.7	47	46.5
風速(m/s)	2.1	1.7	1.4
温度()	47	46	45.2
風速(m/s)	1.6	1.1	1.2

温度と風速の
定点測定位置

図 4-11 蓄熱体 A 出口の各部における吹出温度と風速

で推定した蓄熱体 A へのエアコン吹出風量と、蓄熱体 A へのエアコンダクト吹出断面の中央で測定した風速にダクト断面積をかけて求めた風量との関係を調べる。結果を図 4-12 に示す。

蓄熱体 A の放熱量についても、 ~ の蓄熱量の場合と同様に、式(4-6),(4-7)より推定した蓄熱体 A への送風機吹出風量と、蓄熱体 A への送風機ダクト吹出断面の中央で測定した風速にダクト断面積をかけて求めた風量との関係を調べる。結果を図 4-12 に示す。

$$Q_d^{F,A} = \rho^F C^F \sum_{i=1}^9 \{v_i^{F,A} (T_{i,7}^{F,A} - T_{i,23}^{F,A})\} \quad (4-6)$$

$$v_{out}^{VEN,A} = \frac{Q_d^{F,A}}{\sum_{t=7}^{23} \{\rho^a C_P^a (T_{out,t}^{F,A} - T_{out,t}^{VEN,A}) \Delta t\}} \quad (4-7)$$

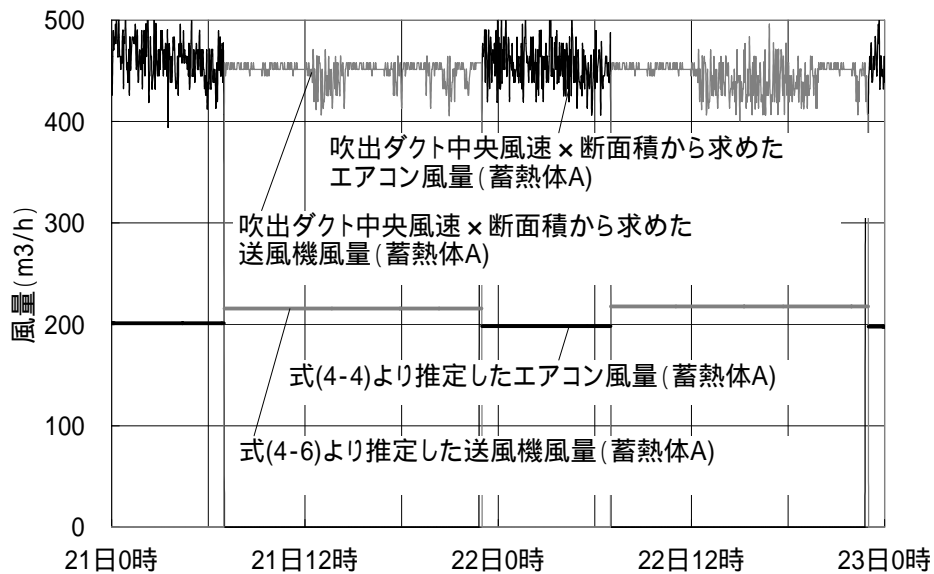


図 4-12 ダクト中央風速と蓄熱体温度変化から推定した風量（蓄熱体：蓄熱レンガ）

、の結果を示す図4-12より、蓄熱体Aのエアコンおよび送風機からの吹出風量は、ダクト吹出口断面の中央で測定した風速にダクト断面積をかけて求めた風量の45～50%であることがわかる。これは、ダクト吹出断面に風速分布があり中央部で最大になっているためであると考えられる。この関係は蓄熱体Bにおいても同様であると考え、エアコンおよび送風機からの風量はダクト吹出口断面の中央で測定した風速にダクト断面積をかけて求めた風量の50%であるとして、蓄熱体A,Bを合わせたエアコン発熱量、蓄熱体蓄熱・放熱量を式(4-8),(4-9),(4-10)より推定する。結果を表4-4に示す。

$$Q_g^{HP,A+B} = \sum_{t=y23}^7 \left\{ 0.5\rho^a C_p^a S^{duct} \times (u_{out}^{HP,A} + u_{out}^{HP,B}) (T_{out,t}^{HP} - T_{in,t}^{HP}) \Delta t \right\} \quad (4-8)$$

$$Q_c^{F,A+B} = \sum_{t=y23}^7 \left[0.5\rho^a C_p^a S^{duct} \left\{ u_{out}^{HP,A} (T_{out,t}^{HP} - T_{out,t}^{F,A}) + u_{out}^{HP,B} (T_{out,t}^{HP} - T_{out,t}^{F,B}) \right\} \Delta t \right] \quad (4-9)$$

$$Q_d^{F,A+B} = \sum_{t=7}^{23} \left[0.5\rho^a C_p^a S^{duct} \left\{ u_{out}^{VEN,A} (T_{out,t}^{F,A} - T_{out,t}^{VEN,A}) + u_{out}^{VEN,B} (T_{out,t}^{F,B} - T_{out,t}^{VEN,B}) \right\} \Delta t \right] \quad (4-10)$$

表4-4 推定エアコン発熱量および蓄熱体蓄熱・放熱量（蓄熱体：蓄熱レンガ）

	発熱量(MJ)	蓄熱量(MJ)	放熱量(MJ)
12/19 ~ 12/20	77	31	28
12/20 ~ 12/21	78	31	30
12/21 ~ 12/22	76	30	30
12/22 ~ 12/23	76	30	29
12/23 ~ 12/24	77	31	30
12/24 ~ 12/25	79	32	30
12/25 ~ 12/26	77	31	29
12/26 ~ 12/27	75	30	28

表4-4より、23時から7時にエアコンは約80MJの発熱を行い、そのうち約40%にあたる約30MJが蓄熱体に蓄熱され、約50MJがそのまま床下空間に供給されていることがわかる。また、その蓄熱された約30MJは7時から23時の送風によって強制放熱されている。このとき、蓄熱体A,Bを合わせたエアコン吹出風量は約340m³/hで、送風機吹出風量は約450m³/hであった。また、エアコンの平均発熱量は約2.7kWでCOPは約2.8で

あった。COP のカタログ値は 3.64 であったが、一般の家庭用エアコンを床下に設置し、一般の暖房設定温度よりも高い 30 に設定して稼働させているため、カタログ値よりも低くなっていると考えられる。

なお、コンクリートブロックを使用した場合のエアコン発熱量については、エアコン吹出し風速を測定しなかったため推定していないが、蓄熱レンガを使用した場合と同様の設定で稼働させており、消費電力もほぼ同じであったため、蓄熱レンガを使用した場合のエアコン発熱量と同程度であったと考えられる。

蓄熱材をコンクリートブロックから約 2 倍の容積比熱を持つ蓄熱レンガに変更し、体積を約 3 倍にして、さらに昼間に送風機からの送風により強制放熱させることによって、蓄熱体の蓄熱・放熱量を約 3 倍にすることができた。本章 3 節 1 項で示したように、蓄熱レンガを使用した場合に昼間の居室・床表面温度がコンクリートブロックを使用した場合よりも穏やかな小さな温度変化幅となったのは、蓄熱体の蓄熱・放熱量が約 3 倍に増加したためであると考えられる。

4 - 3 - 3 推定エアコン発熱量の妥当性の確認

推定したエアコン発熱量が妥当な量であるかどうかを確認するために、推定したエアコン発熱量と実験棟の熱損失係数（Q 値）から求めた居室温度が、実際の居室温度とどの程度一致しているかを確認する。

表 4-4 に示した蓄熱レンガを使用した場合の推定エアコン発熱量の平均より 1 日あたりの発熱量を 77MJ とし、外気温度をその期間の平均 11.4 として、式(4-11)の定常計算で居室温度を計算すると約 16.6 となる。図 4-6 に示した居室平均温度の期間平均 18.3 よりも 1.7 程度低くなっているが、日射の影響や熱損失係数の設計値と実際値とのずれの可能性などを考慮すると、推定したエアコン発熱量は概ね妥当な量であったと考えられる。

$$\begin{aligned}
 \text{居室温度(} \text{)} &= \frac{\text{発熱量(J)}}{\text{Q値(W/m}^2\text{K)} \times \text{床面積(m}^2\text{)} \times \text{時間(s)}} + \text{外気温度(} \text{)} \\
 &= \frac{77,000,000}{2.3 \times 74.75 \times 24 \times 3600} + 11.4 \\
 &\approx 16.6
 \end{aligned}
 \tag{4-11}$$

4 - 4 第4章のまとめ

本章では、顕熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房時の温度環境と蓄熱・放熱量の把握、および第6章で構築する数値計算モデルの実測再現精度の確認のためのデータ取得を目的とした実棟実験について述べた。大阪市に建つ基礎断熱仕様の実大実験棟の床下に顕熱蓄熱材による蓄熱体を設置し、エアコンを熱源として深夜電力を利用して蓄熱する顕熱蓄熱型の床下暖房を行った。顕熱蓄熱材としては、コンクリートブロックを使用した場合と、その約2倍の容積比熱を持つ蓄熱レンガをコンクリートの約3倍の体積使用した場合の実験を行った。

その結果、蓄熱レンガを使用し放熱時に送風機からの送風により強制的に放熱させた場合の蓄熱・放熱量は、コンクリートブロックを使用し送風機による強制放熱を行わなかった場合の約3倍となり、居室および床表面の温度変化幅が小さくなった。これらより、居室および床表面の温度の挙動は蓄熱体の蓄熱・放熱量の違いの影響を受け、蓄熱・放熱量を大きくすることで居室および床表面の温度を穏やかな変化にすることができることが確認された。

顕熱蓄熱材の熱性能および使用量と蓄熱・放熱量の関係、必要な蓄熱材の量の決定方法、および強制放熱のための送風量については、第7章にて述べる。

第 5 章

潜熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房の実棟実験

5 - 1 はじめに

前章では、蓄熱型床下暖房の蓄熱材に顕熱蓄熱材を使用した場合の実棟実験について述べた。本章では、潜熱蓄熱材を使用した実棟実験について述べる。潜熱蓄熱材は、蓄熱本来の目的から、温度の安定性の面で魅力的な蓄熱材である。人工気象室内に建てられた基礎断熱仕様の実大実験棟の床下に潜熱蓄熱材による蓄熱体を設置し、それにエアコンを熱源として深夜電力（本研究では 23 時から 7 時の電力をいう）を利用して蓄熱する潜熱蓄熱型の床下暖房の実棟実験を行う。本章の目的は、この潜熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房時の温度環境と蓄熱・放熱量の把握、および第 6 章で構築する数値計算モデルの実測再現精度の確認のためのデータを得ることである。

5 - 2 実験概要

実験は外界気象条件を制御できる人工気象室内の実大実験棟で行った。この実験棟は、1 階 60m²、2 階 60m²（吹抜けを含む）の述べ 120m²の床面積をもつ総 2 階の建物であり、熱損失係数は 2.5W/m²K で、基礎断熱仕様となっている。図 5-1 および図 5-2 に実験に用いた建物の 1 階平面図および基礎伏せ図を示す。同図には温度測定点も併せて示した。1 階の LDK およびその床下を暖房対象とした。LDK の吹抜け部および廊下との間の開口部は断熱ボードで塞いだ（写真 5-1）。床下においても同様に、暖房対象区画とその他の区画との間の人通口は断熱材で塞いだ。ただし、間仕切基礎の上端と床裏との間には根太の高さ分程度の間隙が開いている。LDK と外気との間の換気は通気口および隙間を通した自然換気のみであり、機械による強制換気は行っていない。

床下の暖房対象部分は、間仕切基礎によって 2 つの区画に分けられており、その一方の区画にエアコンを 1 台設置し、もう一方の区画に送風機 2 台と蓄熱体 2 体（写真 5-2）を

設置した。送風機の吸込み口にはフレキシブルダクトを接続してエアコンを設置した区画まで伸ばした。つまり、エアコンと送風機の吸込みはエアコンを設置した区画で行った。エアコンの吹出し口にチャンバーBOX を付加し直径 150mm のフレキシブルダクトを2本接続して1本ずつ2つの蓄熱体につないだ。送風機はそれぞれの蓄熱体に1台ずつ接続した。

蓄熱体の平面図および断面図を図5-3に示す。1枚の厚さが21mm、幅×長さが250mm×800mmの有機系蓄熱材を20mmの隙間をあけて9段に積み、その隙間をエアコンおよび送風機からの風が蓄熱材と熱交換しながら流れる。同図には温度測定点も併せて示した。蓄熱体内の温度測定は一方の蓄熱体(蓄熱体A)のみで行い、蓄熱体入口と出口の温度は両方の蓄熱体で測定した。使用した潜熱蓄熱材の物性値および使用体積を表5-1に示す。

実験は2007年1月19日～30日まで行った。実験期間と実験条件を表5-2に示す。Mode0は蓄熱体への予熱期間でエアコンを連続で稼働させた。Mode1,2,3のエアコン稼働時間は23時～7時である。Mode1,2は関西地域の最寒期の外気温度を想定し、Mode3は関西地域の冬期平均温度を想定した。送風機はMode1,3では7時～23時に稼働させ、Mode2では15時～23時に稼働させた。すべてのModeでエアコンは30℃の温度設定で稼働した。床下暖房以外、居室側の熱源はない。

居室空間では、図5-1の1階平面図に示した各点について、高さ1200mmと床表面の温度を熱電対により測定した。床下空間では図5-1の基礎伏せ図に示した各点について、床下高さ中央の温度を熱電対により測定した。

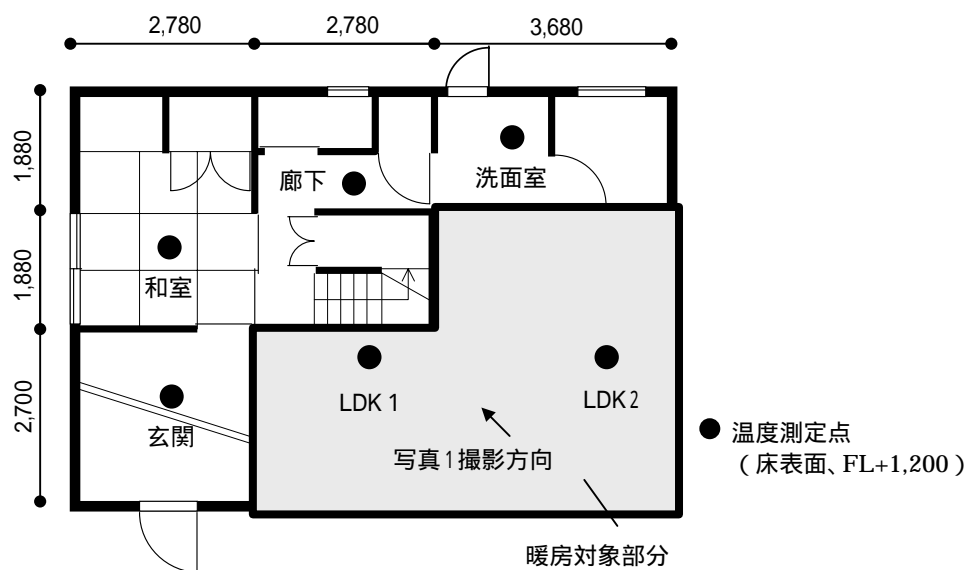


図 5-1 実験棟 1 階平面図

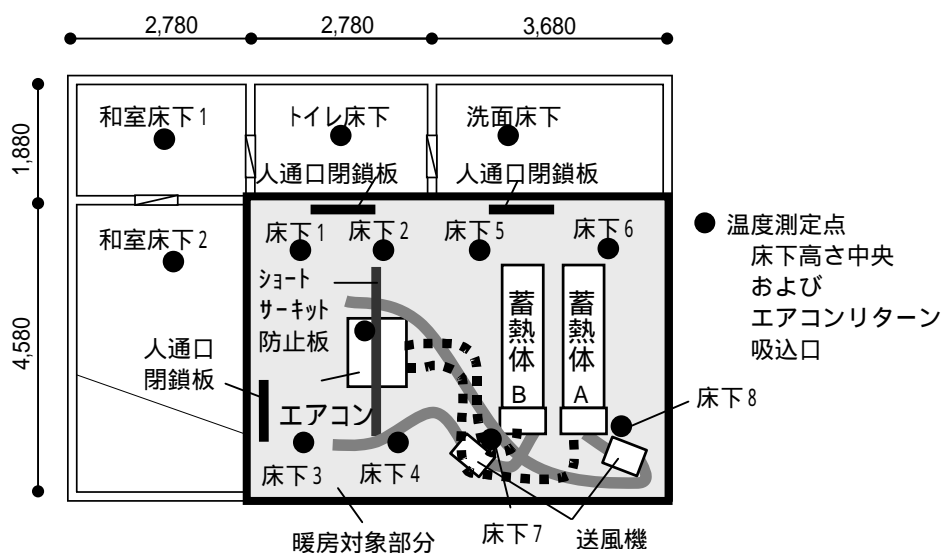


図 5-2 実験棟基礎伏せ図

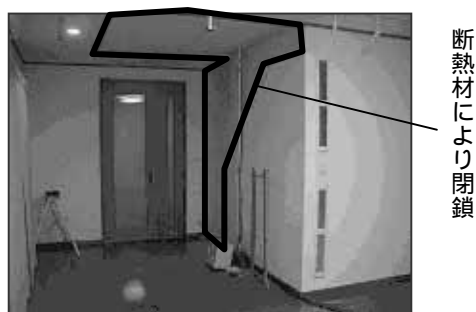


写真 5-1 LDK と吹抜け・廊下間の閉鎖状況

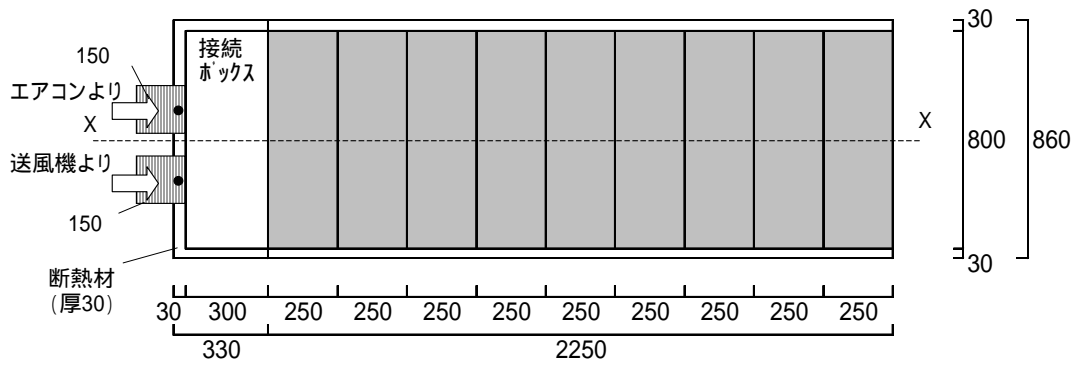


図 5-3(a) 蓄熱体平面図

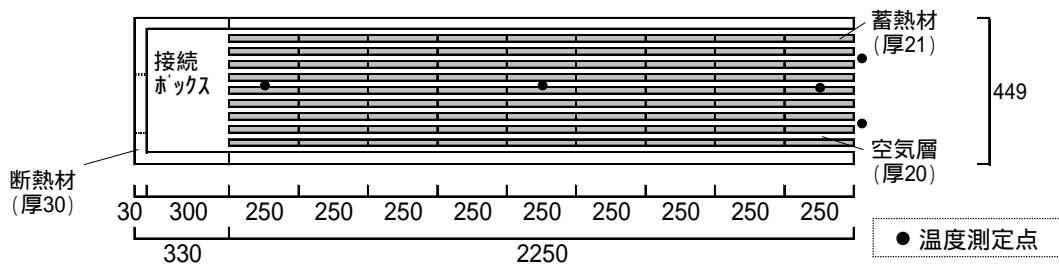


図 5-3(b) 蓄熱体断面図 (X-X 断面)

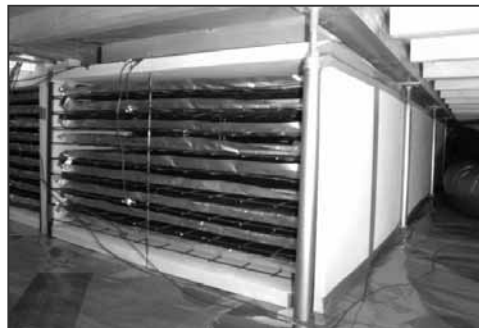


写真 5-2 蓄熱体 (Bの温風出口側)

表 5-1 潜熱蓄熱材の物性値と使用量

相変化温度	36	
融解熱量	175	kJ/kg
密度	900	kg/m ³
比熱	2,500	J/kgK
熱伝導率	0.219	W/mK
使用体積	0.68	m ³

表 5-2 実験期間および実験条件

	実験期間	外気温度	エアコン稼働時間	送風機稼働時間	備考
Mode 0	1/19 ~ 1/21	0.5 ~ 6.8	0 ~ 24時	-	予熱のため24時間エアコン稼働
Mode 1	1/22 ~ 1/24		23 ~ 7時	7 ~ 23時	1/24は19時からエアコン稼働
Mode 2	1/25 ~ 1/27			15 ~ 23時	
Mode 3	1/28 ~ 1/30	3.0 ~ 8.0		7 ~ 23時	1/28の7 ~ 10時は自然放熱

5 - 3 実験結果

5 - 3 - 1 各部の温度

居室・床表面・床下および蓄熱材の温度を図 5-4 に示す。

蓄熱材温度に着目すると、風下側（図 5-4（中）の の線）は風上側（図 5-4（中）の の線）や中央（図 5-4（中）の の線）に比べて小さな温度変化となっている。風下側の蓄熱材温度は、Mode1,2 の期間は相変化温度（36 ）の前後であるが、Mode3 の期間になるとほぼ相変化温度以下になり、顕熱的な大きな温度変化となっている。これは、蓄熱量の不足により Mode1 ~ 3 の期間で蓄熱量よりも放熱量の方が大きくなったためであると考えられる。Mode2 の期間、風下側の蓄熱材温度は、エアコンによる蓄熱が終了し放熱のための送風機の稼働を開始するまでの 7 時から 15 時に緩やかに低下し、15 時の送風開始後に一度上昇した後に低下する。これは、送風開始後、風上側からの温風により風下側の蓄熱材が一度再蓄熱をした後に放熱していることを示している。各 Mode の風下側蓄熱材の蓄熱放熱挙動を模擬的に示すと図 5-5 のようになる。

Mode1,3 の期間、床下温度は風下側の蓄熱材温度に対応する形で推移している。

居室温度は、床下温度の推移に外気温度の影響が加わった形で推移している。風下側の蓄熱材温度が相変化温度前後で推移している Mode1,2 の期間の居室および床表面の温度振幅は、Mode3 の期間に比べて小さくなっている。居室温度は 15 程度であり、一般的な暖房温度よりも低くなっている。暖房負荷に対してエアコンの発熱量が不足していたと考えられる。

床表面温度は居室温度よりも 2 ~ 3 高くなっている。

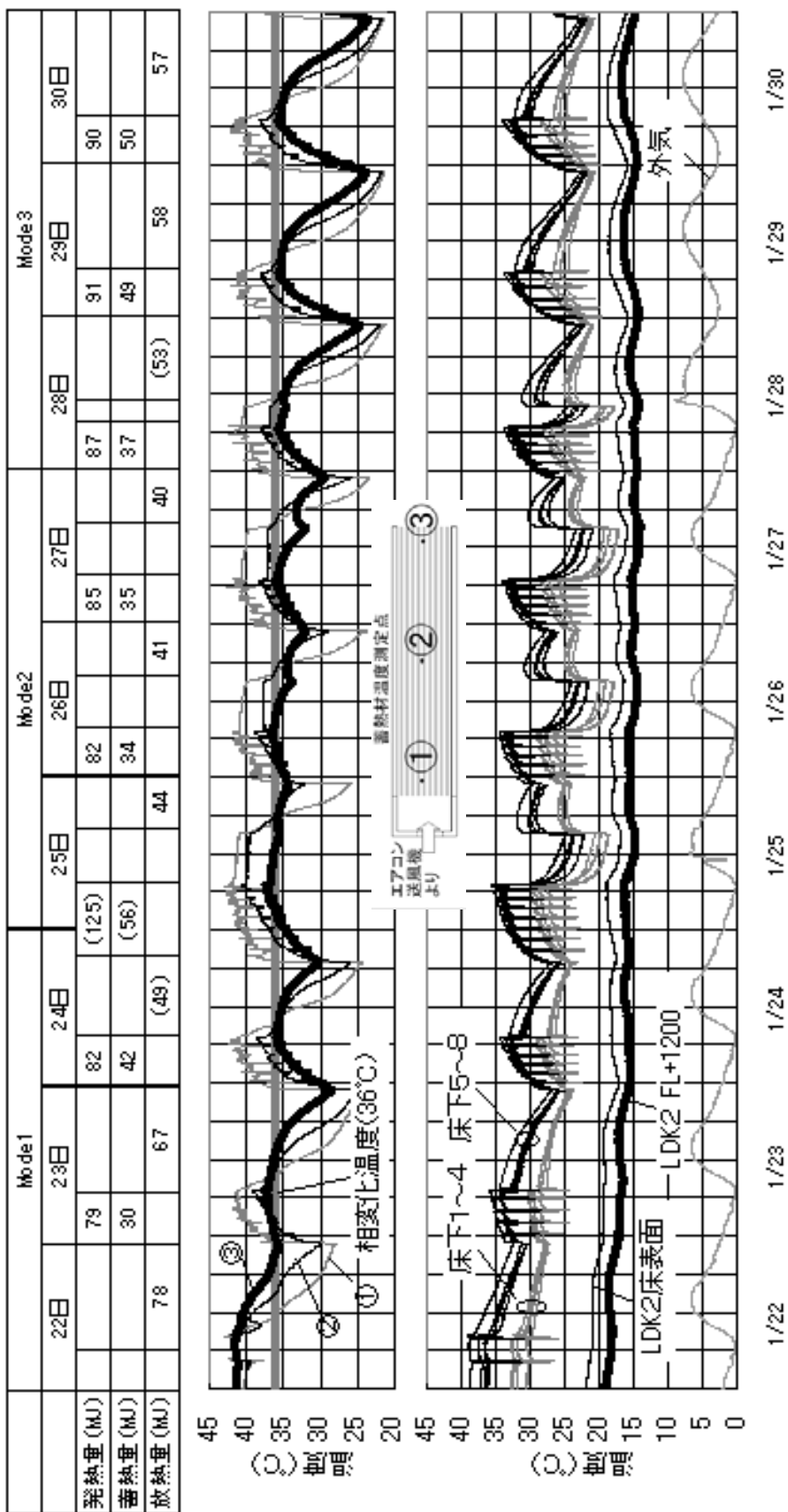


図5-4 (上) 推定発熱・蓄熱・放熱量、(中) 蓄熱材温度、(下) 床下・床表面・居室・外気温度

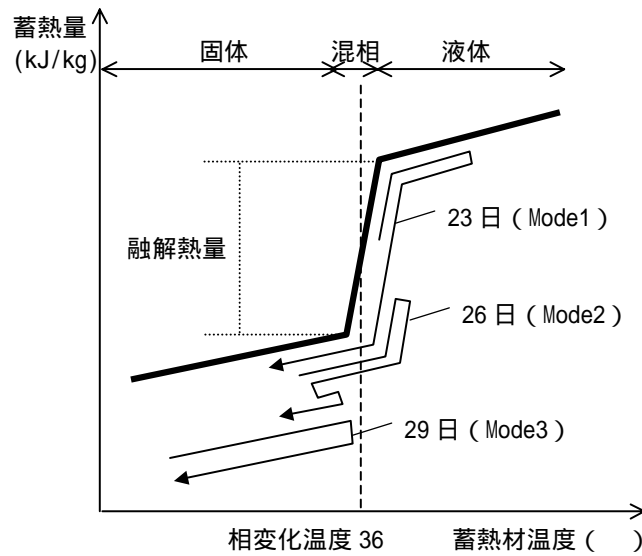


図 5-5 模擬的に示した風下側蓄熱材の蓄熱放熱挙動

5 - 3 - 2 エアコン発熱量および蓄熱体蓄熱・放熱量の推定

エアコンおよび送風機の風量と、エアコンおよび蓄熱体の出入り空気温度より、エアコンの発熱量および蓄熱体の蓄熱・放熱量の推定を行う。

送風機の吸込口で風速を計測し風量を算出すると、蓄熱体 A,B それぞれに接続した 2 台とも約 300m³/h であった。また、送風機とエアコンのダクト吹出口で風速を計測するとほぼ同じ風速であった。よって、エアコンの風量も蓄熱体 1 体あたり約 300m³/h、合計約 600m³/h であったと推定される。

エアコンの発熱量、蓄熱体の蓄熱量、放熱量はそれぞれ式(5-1),(5-2),(5-3)より推定した。結果を図 5-4 (上) に示す。

$$Q_g^{HP} = \sum_{t=HPstart}^{HPstop} \{600/3600 \rho^a C_p^a (T_{out,t}^{HP} - T_{in,t}^{HP}) \Delta t\} \quad (5-1)$$

$$Q_c^{TS} = \sum_{t=HPstart}^{HPstop} \{600/3600 \rho^a C_p^a (T_{out,t}^{HP} - T_{out,t}^{TS}) \Delta t\} \quad (5-2)$$

$$Q_d^{TS} = \sum_{t=VENstart}^{VENstop} \{600/3600 \rho^a C_p^a (T_{out,t}^{TS} - T_{out,t}^{VEN}) \Delta t\} \quad (5-3)$$

ここで dt は計測時間間隔の 300 秒である。蓄熱体からの吹出温度は図 5-3(b)に示すようにそれぞれの蓄熱体出口の 2 ヶ所で測定した温度の平均値を用いた。

23 時～7 時のエアコン発熱量は約 80～90MJ である。

蓄熱体の蓄熱量は、風下の蓄熱材温度が相変化温度付近である 23 日、26 日、27 日は 30～35MJ であり、相変化温度を大きく下回っている 29 日、30 日は約 50MJ である。これは、蓄熱材の温度が低くなるとエアコンから吹出される温風との温度差が大きくなり、温風から蓄熱材に流れる熱流が大きくなっているためであると考えられる。

7 時～23 時の送風による蓄熱体からの放熱量は、予熱により風下側の蓄熱材温度も相変化温度よりも高くなっていた 22 日は約 80MJ であるが、風下側の蓄熱材温度が相変化温度以下となっていた 29 日、30 日は約 60MJ である。これは、送風機から蓄熱体に送り込まれる床下温度の空気と蓄熱材の温度の差が、22 日より 29 日、30 日の方が大きかったためであると考えられる。

15 時～23 時の送風による蓄熱体からの放熱量は約 40～45MJ である。

蓄熱材が相変化温度付近で保たれる場合が潜熱蓄熱の理想的な場合であると考え、Mode2 がその状況に近い。エアコンの発熱量が 80MJ 程度で、蓄熱体の蓄熱・放熱量が 40MJ 程度となるように制御できれば、蓄熱材が相変化温度付近で保たれる状況をつくることができると考えられる。

また、23 日～30 日の蓄熱量の総量は 333MJ で、放熱量の総量は 409MJ であった。前項で述べたように、Mode1～3 の期間で蓄熱量よりも放熱量の方が大きくなっていたことが確認される。

5 - 3 - 3 推定エアコン発熱量の妥当性の確認

推定したエアコンの発熱量が妥当な量であるかどうかを確認するために、推定したエアコン発熱量と実験棟の熱損失係数（Q値）から求めた居室温度が、実際の居室温度とどの程度一致しているかを確認する。

図 5-4（上）に示した推定発熱量の 1 月 23 日から 30 日の平均より 1 日あたりのエアコン発熱量を 90MJ とし、外気温度をその期間の平均 3.8 として式(5-4)の定常計算より居室温度を計算すると約 20.9 となる。ここで、床面積は暖房対象と考えた LDK の部分の面積としている。図 5-4 に示した居室（LDK2）の温度の期間平均は 15.6 であり、5 以上の差がある。

$$\begin{aligned} \text{居室温度()} &= \frac{\text{発熱量(J)}}{\text{Q値(W/m}^2\text{K)} \times \text{床面積(m}^2\text{)} \times \text{時間(s)}} + \text{外気温度()} \\ &= \frac{90,000,000}{2.5 \times 24.36 \times 24 \times 3600} + 3.8 \\ &\approx 20.9 \end{aligned} \tag{5-4}$$

図 5-6 に、図 5-1 に示した 1 階各測定点の温度および、各部の温度を各部の面積で加重平均した温度を示す。2 節の実験概要で述べたように、暖房対象を LDK として、LDK の吹抜け部および廊下との間の開口部や、床下の暖房対象区画とその他の区画との間の人通口を断熱材で塞いだが、1 階各測定点の温度は LDK の温度変動に付随して変動している。これは、1 階の間仕切壁や、床下間仕切基礎と床裏との間の隙間などを通して熱が移動しており、暖房対象と考えた部分からその周囲へ熱が漏れていたためであると考えられる。そこで、式(5-5)のように、床面積を 1 階全体の 59.7m² として居室温度を計算すると約 10.7 となり、図 5-6 に示した平均の期間平均 12.3 との差は 1.7 程度に小さくなる。

$$\begin{aligned} \text{居室温度()} &= \frac{\text{発熱量(J)}}{\text{Q値(W/m}^2\text{K)} \times \text{床面積(m}^2\text{)} \times \text{時間(s)}} + \text{外気温度()} \\ &= \frac{90,000,000}{2.5 \times 59.7 \times 24 \times 3600} + 3.8 \\ &\approx 10.7 \end{aligned} \tag{5-5}$$

つまり、暖房対象と想定した部分から他の周囲の部分へ熱が漏れており、それらを考慮し、また、熱損失係数の設計値と実際値とのずれの可能性なども考慮すると、推定したエアコ

ン発熱量は概ね妥当な量であったと考えられる。

また、暖房対象と考えたLDKの温度が15 程度と一般的な暖房温度よりも低くなって
いたのは、暖房対象と考えた部分からその周囲へ熱漏れがあったためで、理論的には当然
であるが、床下暖房を行う場合は、1階全体を暖房対象と考え、それに必要な発熱を行わ
なければならないことが実験によっても示されたといえる。

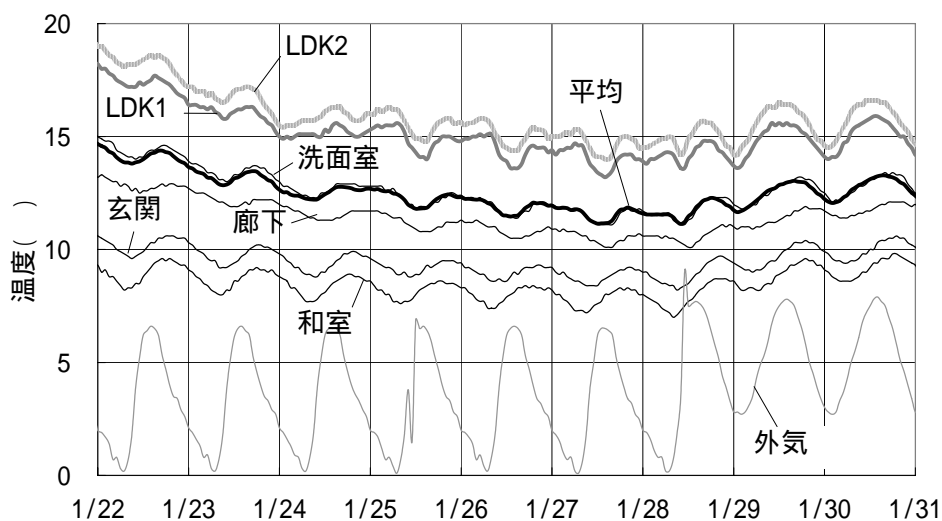


図 5-6 1階各測定点およびその面積加重平均温度

5 - 4 第5章のまとめ

本章では、潜熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房時の温度環境と蓄熱・放熱量の把握、および第6章で構築する数値計算モデルの実測再現精度の確認のためのデータ取得を目的とした実棟実験について述べた。外界気象条件を制御できる人口気象室内の実大実験棟の床下に潜熱蓄熱材による蓄熱体を設置し、エアコンを熱源として蓄熱する潜熱蓄熱型の床下暖房を行った。

その結果、暖房対象と想定した部分から周囲への熱漏れ、それに対応するエアコン発熱量の不足により、一般的な暖房温度よりも低い15程度^{°C}の居室温度になり、潜熱蓄熱材も実験期間の後半には相変化温度よりも低い顕熱的な温度変化となった。しかし、蓄熱材が相変化温度付近で推移する場合には、変化の小さい安定した居室・床表面温度が得られることが確認された。今回の実験条件の建物および外気温度、潜熱蓄熱材の相変化温度の場合には、エアコンの発熱量が80MJ程度で、蓄熱体の蓄熱・放熱量が40MJ程度となるように制御できれば、蓄熱材が相変化温度付近で保たれる状況をつくることができると考えられる。しかし、建物条件や外気条件によって、適当なエアコン発熱量や用いる潜熱蓄熱材の相変化温度は異なると考えられる。これらについては第7章で述べる。

第 6 章

蓄熱型床下暖房の数値計算モデルの構築

6 - 1 はじめに

第 4 章および第 5 章では、顕熱蓄熱材および潜熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房の実棟実験について、その温度環境および蓄熱・放熱量の実験結果を示した。それらの結果は、実験を行った外気温度条件、建物条件、蓄熱材の性能における結果である。蓄熱型の床下暖房の性能やその熱挙動について、実験時とは異なる様々な外気温度条件や建物条件、蓄熱材の熱性能や使用量において検討を行うためには、建物および蓄熱システム全体をモデル化する必要がある。そこで、本章では、この蓄熱型床下暖房を数値的にモデル化する。数値計算法は前進型有限差分法を用いる。まず、モデル全体の概要、エアコン制御のモデル化、各部温度の計算方法について述べ、差分刻みの検討を行う。さらに、第 4 章および第 5 章で示した実験に対応する数値計算を行い、その結果と実験結果を比較し、構築した数値計算モデルの再現精度について確認を行う。

6 - 2 計算方法

6 - 2 - 1 数値計算モデルの概要

図 6-1 にモデルの概念図を示す。居室、床下の温度は、それぞれ 1 質点に代表させる。

床下に設置したエアコンおよび送風機の吹出し先に蓄熱体を設置する。蓄熱体は、蓄熱材の層とその間の空気層から構成される。エアコンおよび送風機から蓄熱体内の空気層に吹出された空気は、蓄熱材と熱交換しながら流れ、床下に吹出される。

居室と外気間の熱移動は、外壁の熱貫流と換気を考え、床および地盤内部の温度は垂直方向の 1 次元非定常熱伝導を考える。第 2 章 3 節 3 項で示したように、床下から基礎立ち上がり面への総熱流は床下から床および土間への総熱流に比べて十分小さいため、床下と外気間の熱移動は無視する。第 2 章の実棟実験より、暖房開始後しばらくは床裏から土間

への放射の影響が大きいことが明らかになっており、床裏と土間表面間の放射熱伝達も考
える。土間表面および床裏の対流熱伝達率は、第3章で行った検討結果をふまえ、それぞ
れ $3\text{W/m}^2\text{K}$ 、 $10\text{W/m}^2\text{K}$ とする。

床、土間、および蓄熱材表面は第3種境界条件とし、地盤底面は地中 10m で外気温の年
平均値で一定とする。

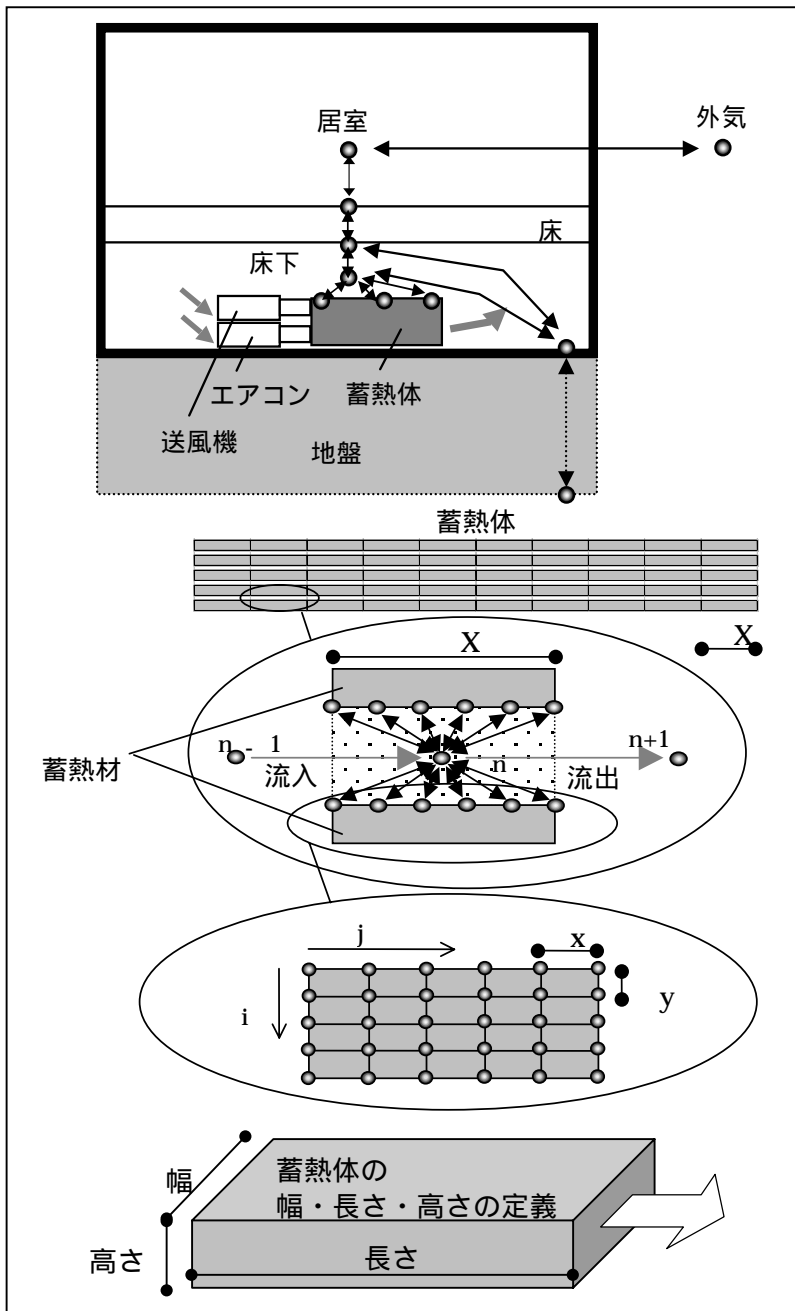


図 6-1 数値計算モデル概要図

6 - 2 - 2 エアコン制御

一般的にエアコンは、設定温度や「強」「弱」などの風量設定および吸込温度に応じて吹出温度および吹出風量を制御している（図 6-2）。それらの制御は、吹出温度が高く吹出風量が小さい場合やその逆など、エアコンの機種や能力によって異なっている。よって、設定温度と設定風量から吹出温度と吹出風量を決定するには、それぞれの機種の制御方法を機種に応じてモデルに組み込む必要があり、煩雑となる。そこで、本モデルでは、使用するエアコンの吹出温度および吹出風量は測定などにより既知であるものとして、エアコンの吹出温度と吹出風量を設定し、吸込温度に応じて定圧条件で質量保存の条件のもと、吸込風量を計算する方法とする（図 6-3）。

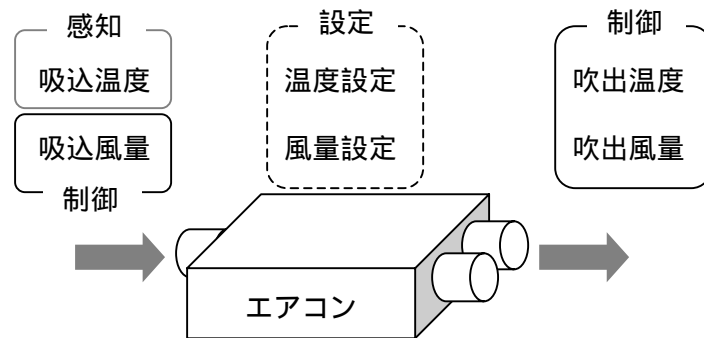


図 6-2 一般的なエアコンの制御方法

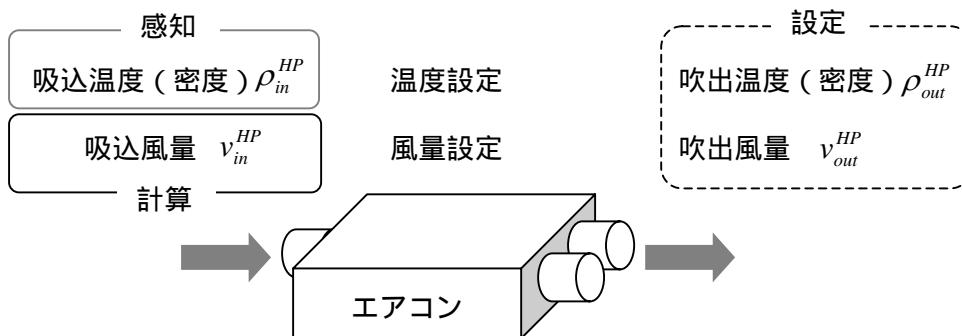


図 6-3 エアコン制御計算モデルの概要

エアコン吸込空気と吹出空気の質量保存式(6-1)より、エアコン吸込風量は式(6-2)で示される。

$$0 = v_{in}^{HP} \rho_{in}^{HP} - v_{out}^{HP} \rho_{out}^{HP} \quad (6-1)$$

$$v_{in}^{HP} = \frac{v_{out}^{HP} \rho_{out}^{HP}}{\rho_{in}^{HP}} \quad (6-2)$$

ここで、

$$\rho_{in}^{HP} = \rho^C \quad (6-3)$$

$$\rho = \frac{353.25}{T} \quad (6-4)$$

とする。

6 - 2 - 3 蓄熱体の空気層温度

蓄熱体内の空気層の温度計算方法について述べる。図 6-1 に示すように、蓄熱体内の空気層を流れ方向にいくつかの検査体積に分割し、前後の検査体積との流入および流出空気に伴う熱移動と、上下の蓄熱材表面との対流熱伝達による熱移動を考える。

検査体積の内部エネルギー収支は式(6-5)のようになる。左辺第 1 項は検査体積の内部エネルギーの変化、右辺第 1 項は移流に伴って検査体積に加えられる熱量、右辺第 2 項は上下の蓄熱材表面との対流熱伝達によって検査体積に加えられる熱量を表している。

$$C_v V \frac{d\rho T}{dt} = -\iint \rho C_p T u \cdot ndS - \iint q \cdot ndS \quad (6-5)$$

定圧条件とすると $\frac{d\rho T}{dt} = 0$ なので、式(6-5)は式(6-6)のようになる。

$$0 = -\iint \rho C_p T u \cdot ndS - \iint q \cdot ndS \quad (6-6)$$

式(6-6)の右辺各項を具体的に示した式(6-7)より、検査体積 n から次の検査体積 n+1 への流量は式(6-8)のように示される。

$$0 = -\left(\rho_n^{TS,air} C_p T_n^{TS,air} v_{n \rightarrow n+1}^{TS,air} - \rho_{n-1}^{TS,air} C_p T_{n-1}^{TS,air} v_{n-1 \rightarrow n}^{TS,air}\right) + \sum h^{TS,s} S_j^{TS,s} (T_j^{TS,s} - T_n^{TS,air}) \quad (6-7)$$

$$v_{n \rightarrow n+1}^{TS,air} = \frac{\rho_{n-1}^{TS,air} C_p T_{n-1}^{TS,air} v_{n-1 \rightarrow n}^{TS,air} + \sum h^{TS,s} S_j^{TS,s} (T_j^{TS,s} - T_n^{TS,air})}{\rho_n^{TS,air} C_p T_n^{TS,air}} \quad (6-8)$$

検査体積 n の質量保存の差分式は式(6-9)のように示される。

$$V_n^{TS,air} \frac{\rho_{n,new}^{TS,air} - \rho_n^{TS,air}}{\Delta t} = v_{n-1 \rightarrow n}^{TS,air} \rho_{n-1}^{TS,air} - v_{n \rightarrow n+1}^{TS,air} \rho_n^{TS,air} \quad (6-9)$$

式(6-10)の定圧状態における理想気体の関係を用いて、差分時間刻み後の空気層 n の温度は式(6-11)より計算される。

$$\rho^{air} T^{air} = 353.25(const.) \quad (6-10)$$

$$T_{n,new}^{TS,air} = \frac{1}{\left(\frac{\rho_{n,new}^{TS,air} - \rho_n^{TS,air}}{353.25} + \frac{1}{T_n^{TS,air}}\right)} \quad (6-11)$$

6 - 2 - 4 床下温度

床下の温度計算方法について述べる。前項で述べた蓄熱体内の空気層の温度を計算する場合と同様、定圧条件として床下の内部エネルギー収支より床下から居室への流量を計算し、質量保存より次の時間刻みの温度を計算する。

床下の内部エネルギー収支は式(6-12)のようになり、床下から居室への流量は式(6-13)のように示される。

$$0 = -\left(\rho^{C(R)} C_p T^{C(R)} v_{C \rightarrow R} + \rho^C C_p T^C v_{in}^{HP} - \rho_{out}^{TS} C_p T_{out}^{TS} v_{out}^{TS}\right) + h^{fus} S^{fus} (T^{fus} - T^C) + h^{gs} S^{gs} (T^{gs} - T^C) + \sum h^{TS,s} S_j^{TS,s} (T_j^{TS,s} - T^C) \quad (6-12)$$

$$v_{C \rightarrow R} = \frac{\left(-\rho^C C_p T^C v_{in}^{HP} + \rho_{out}^{TS} C_p T_{out}^{TS} v_{out}^{TS} + h^{fus} S^{fus} (T^{fus} - T^C) + h^{gs} S^{gs} (T^{gs} - T^C) + \sum h^{TS,s} S_j^{TS,s} (T_j^{TS,s} - T^C)\right)}{\rho^{C(R)} C_p T^{C(R)}} \quad (6-13)$$

ここで、式(6-12)の右辺第1項および式(6-13)の右辺の分母の密度 ρ と温度 T に関しては、式(6-13)の右辺の分子が正の場合は床下の値を用い、負の場合は居室の値を用いる。これは、式(6-13)の左辺の流量が、床下から居室への流量であるか、居室から床下への流量であるかの違いである。

床下の質量保存の差分式は式(6-14)のように示される。

$$V^C \frac{\rho_{new}^C - \rho^C}{\Delta t} = v_{out}^{TS} \rho_{out}^{TS} - v_{in}^{HP} \rho^C - v_{C \rightarrow R} \rho^{C(R)} \quad (6-14)$$

これより、差分時間刻み後の床下温度は式(6-15)より計算される。

$$T_{new}^C = \frac{1}{\left(\frac{\rho_{new}^C - \rho^C}{353.25} + \frac{1}{T^C} \right)} \quad (6-15)$$

6 - 2 - 5 居室温度

居室の温度計算方法について述べる。蓄熱体内の空気層および床下の温度を計算する場合と同様、定圧条件として居室の内部エネルギー収支より居室から外気への流量を計算し、質量保存より次の時間刻みの温度を計算する。

居室の内部エネルギー収支は式(6-16)のようになり、居室から外気への流量は式(6-17)のように示される。

$$0 = -\left(\rho^{R(O)} C_p T^{R(O)} v_{R \rightarrow O} + \rho^R C_p T^R N V^R - \rho^{C(R)} C_p T^{C(R)} v_{C \rightarrow R} \right) + K^W S^W (T^O - T^R) + h^{fs} S^f (T^{fs} - T^R) \quad (6-16)$$

$$v_{R \rightarrow O} = \frac{\left(-\rho^R C_p T^R N V^R + \rho^{C(R)} C_p T^{C(R)} v_{C \rightarrow R} \right)}{\rho^{R(O)} C_p T^{R(O)}} \quad (6-17)$$

ここで、式(6-16)の右辺第1項および式(6-17)の右辺の分母の密度 ρ と温度 T に関しては、式(6-17)の右辺の分子が正の場合は居室の値を用い、負の場合は外気の値を用いる。これは、式(6-17)の左辺の流量が、居室から外気への流量であるか、外気から居室への流量であるかの違いである。

居室の質量保存の差分式は式(6-18)のように示される。

$$V^R \frac{\rho_{new}^R - \rho^R}{\Delta t} = v_{C \rightarrow R} \rho^{C(R)} - NV^R \rho^R - v_{R \rightarrow O} \rho^{R(O)} \quad (6-18)$$

これより、差分時間刻み後の床下温度は式(6-19)より計算される。

$$T_{new}^R = \frac{1}{\left(\frac{\rho_{new}^R - \rho^R}{353.25} + \frac{1}{T^R} \right)} \quad (6-19)$$

6 - 2 - 6 蓄熱体の蓄熱材温度

蓄熱体内の蓄熱材温度の計算方法について述べる。蓄熱材内は、図 6-1 に示すように、空気層の空気流れに平行な方向と垂直方向の 2 次元非定常熱伝導を考える。

蓄熱材の検査体積 i, j への正味流入熱量は式(6-20)のように示される。

$$\begin{aligned} q_{i,j}^{TS} = & \frac{\lambda_{i-1,j \rightarrow i,j}^{TS}}{\Delta y} (T_{i-1,j}^{TS} - T_{i,j}^{TS}) \Delta x \Delta z - \frac{\lambda_{i,j \rightarrow i+1,j}^{TS}}{\Delta y} (T_{i,j}^{TS} - T_{i+1,j}^{TS}) \Delta x \Delta z \\ & + \frac{\lambda_{i,j-1 \rightarrow i,j}^{TS}}{\Delta x} (T_{i,j-1}^{TS} - T_{i,j}^{TS}) \Delta y \Delta z - \frac{\lambda_{i,j \rightarrow i,j+1}^{TS}}{\Delta x} (T_{i,j}^{TS} - T_{i,j+1}^{TS}) \Delta y \Delta z \end{aligned} \quad (6-20)$$

ここで、熱伝導率は式(6-21)のように考える。

$$\lambda_{i-1,j \rightarrow i,j}^{TS} = \frac{\lambda_{i-1,j}^{TS} + \lambda_{i,j}^{TS}}{2} \quad (6-21)$$

潜熱蓄熱材の場合、潜熱蓄熱材の温度と蓄熱量の関係は図 6-4 のように考える。検査体積 i, j の潜熱蓄熱材が相変化温度にあるときは固相と液相が混在していると考え、その熱伝導率は融解熱量 Q_m^{TS} に対する潜熱蓄熱量 $Q_{li,j}^{TS}$ の割合に応じて式(6-22)のように考える。

$$\lambda_{i,j}^{TS} = \frac{\lambda_{liq}^{TS} \sum Q_{li,j}^{TS} + \lambda_{sol}^{TS} (\rho_{i,j}^{TS} V_{i,j}^{TS} Q_m^{TS} - \sum Q_{li,j}^{TS})}{\rho_{i,j}^{TS} V_{i,j}^{TS} Q_m^{TS}} \quad (6-22)$$

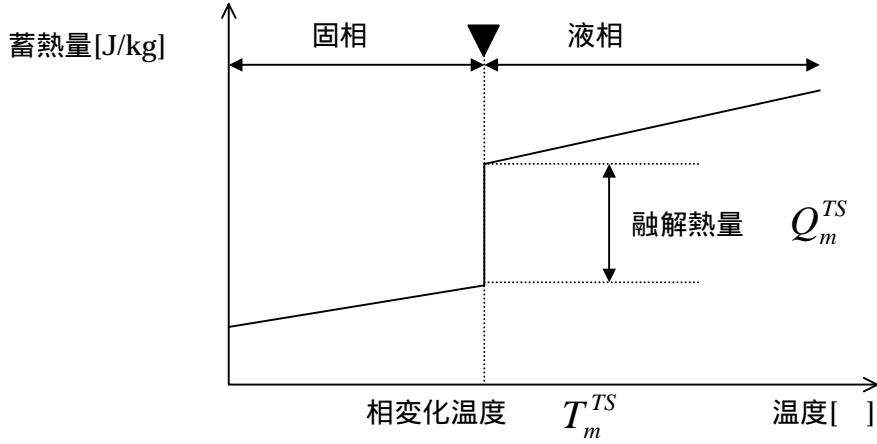


図 6-4 数値計算モデルにおける潜熱蓄熱材の温度と蓄熱材の関係

潜熱蓄熱材の固相、混相、液相における蓄熱材の温度は、それぞれ次の(a)～(c)のように計算する。顕熱蓄熱材の場合には(a)の固相の場合の計算方法を適用し、相変化温度 T_m^{TS} は無限大とする。

(a)固相の場合

検査体積 i, j の熱収支の差分式(6-23)より、差分時間刻み後の温度は式(6-24)のように示される。

$$C_{sol}^{TS} \rho_{sol}^{TS} \Delta x \Delta y \Delta z \frac{T_{i,j,new}^{TS} - T_{i,j}^{TS}}{\Delta t} = q_{i,j}^{TS} \quad (6-23)$$

$$T_{i,j,new}^{TS} = \frac{q_{i,j}^{TS} \Delta t}{C_{sol}^{TS} \rho_{sol}^{TS} \Delta x \Delta y \Delta z} + T_{i,j}^{TS} \quad (6-24)$$

ここで、 $T_{i,j,new}^{TS} > T_m^{TS}$ なら、式(6-25)より検査体積 i, j の潜熱蓄熱量が計算され、差分時間刻み後の温度は式(6-26)もしくは式(6-27)のように計算される。

$$Q_{li,j}^{TS} = q_{i,j}^{TS} \Delta t - C_{sol}^{TS} \rho_{sol}^{TS} \Delta x \Delta y \Delta z (T_m^{TS} - T_{i,j}^{TS}) \quad (6-25)$$

$Q_{li,j}^{TS} \leq \rho_{i,j}^{TS} V_{i,j}^{TS} Q_m^{TS}$ の場合、検査体積 i, j は混相となるので、

$$T_{i,j,new}^{TS} = T_m^{TS} \quad (6-26)$$

$Q_{li,j}^{TS} > \rho_{i,j}^{TS} V_{i,j}^{TS} Q_m^{TS}$ の場合、検査体積 i, j は液相となるので、

$$T_{i,j,new}^{TS} = \frac{Q_{li,j}^{TS} - \rho_{i,j}^{TS} V_{i,j}^{TS} Q_m^{TS}}{C_{liq}^{TS} \rho_{liq}^{TS} \Delta x \Delta y \Delta z} + T_m^{TS} \quad (6-27)$$

(b)混相の場合

差分時間刻み後の検査体積 i, j の潜熱蓄熱量は式(6-28)のように示される。

$$\sum Q_{li,j,new}^{TS} = \sum Q_{li,j}^{TS} + q_{i,j}^{TS} \Delta t \quad (6-28)$$

ここで、 $0 \leq \sum Q_{li,j,new}^{TS} \leq \rho_{i,j}^{TS} V_{i,j}^{TS} Q_m^{TS}$ の場合、検査体積 i, j は混相であるので、差分刻み後の温度は式(6-29)で示される。

$$T_{i,j,new}^{TS} = T_m^{TS} \quad (6-29)$$

$\sum Q_{li,j,new}^{TS} > \rho_{i,j}^{TS} V_{i,j}^{TS} Q_m^{TS}$ の場合、検査体積 i, j は液相であるので、差分刻み後の温度は式(6-30)のように計算される。

$$T_{i,j,new}^{TS} = \frac{\sum Q_{li,j,new}^{TS} - \rho_{i,j}^{TS} V_{i,j}^{TS} Q_m^{TS}}{C_{liq}^{TS} \rho_{liq}^{TS} \Delta x \Delta y \Delta z} + T_m^{TS} \quad (6-30)$$

$\sum Q_{li,j,new}^{TS} < 0$ の場合、検査体積 i, j は固相であるので、差分刻み後の温度は式(6-31)のように計算される。

$$T_{i,j,new}^{TS} = \frac{\sum Q_{li,j,new}^{TS}}{C_{sol}^{TS} \rho_{sol}^{TS} \Delta x \Delta y \Delta z} + T_m^{TS} \quad (6-31)$$

(c)液相の場合

検査体積 i, j の熱収支の差分式(6-32)より、差分時間刻み後の温度は式(6-33)のように示される。

$$C_{liq}^{TS} \rho_{liq}^{TS} \Delta x \Delta y \Delta z \frac{T_{i,j,new}^{TS} - T_{i,j}^{TS}}{\Delta t} = q_{i,j}^{TS} \quad (6-32)$$

$$T_{i,j,new}^{TS} = \frac{q_{i,j}^{TS} \Delta t}{C_{liq}^{TS} \rho_{liq}^{TS} \Delta x \Delta y \Delta z} + T_{i,j}^{TS} \quad (6-33)$$

ここで、 $T_{i,j,new}^{TS} < T_m^{TS}$ なら、式(6-34)より検査体積 i, j の潜熱蓄熱量が計算され、差分刻み後の温度は式(6-35)もしくは式(6-36)のように計算される。

$$Q_{li,j}^{TS} = \rho_{i,j}^{TS} V_{i,j}^{TS} Q_m^{TS} + q_{i,j}^{TS} \Delta t + C_{liq}^{TS} \rho_{liq}^{TS} \Delta x \Delta y \Delta z (T_{i,j}^{TS} - T_m^{TS}) \quad (6-34)$$

$Q_{li,j}^{TS} \leq \rho_{i,j}^{TS} V_{i,j}^{TS} Q_m^{TS}$ の場合、検査体積 i, j は混相となるので、

$$T_{i,j,new}^{TS} = T_m^{TS} \quad (6-35)$$

$Q_{li,j}^{TS} < 0$ の場合、検査体積 i, j は固相となるので、

$$T_{i,j,new}^{TS} = \frac{Q_{li,j}^{TS}}{C_{sol}^{TS} \rho_{sol}^{TS} \Delta x \Delta y \Delta z} + T_m^{TS} \quad (6-36)$$

液相の場合、蓄熱材の中で対流が起きることが考えられるが、計算の簡略化のため、その影響については無視する。

6 - 2 - 7 床および地盤温度

床および地盤温度の計算方法について述べる。床および地盤内は、垂直方向の1次元非定常熱伝導を考える。

検査体積 i の熱収支の差分式(6-37)より、差分時間刻み後の温度は式(6-38)のように示される。

$$C^{f or g} \rho^{f or g} S^{f or g} \Delta y \frac{T_{i,new}^{f or g} - T_i^{f or g}}{\Delta t} = q_i^{f or g} \quad (6-37)$$

$$T_{i,new}^{f or g} = \frac{q_i^{f or g} \Delta t}{C^{f or g} \rho^{f or g} S^{f or g} \Delta y} + T_i^{f or g} \quad (6-38)$$

ここで

$$q_i^{f or g} = \frac{\lambda^{f or g}}{\Delta_{i-1} y_i} (T_{i-1}^{f or g} - T_i^{f or g}) S^{f or g} - \frac{\lambda^{f or g}}{\Delta_i y_{i+1}} (T_i^{f or g} - T_{i+1}^{f or g}) S^{f or g} \quad (6-39)$$

$$\Delta_{i-1} y_i = \frac{\Delta y_{i-1} + \Delta y_i}{2} \quad (6-40)$$

$$\Delta_i y_{i+1} = \frac{\Delta y_i + \Delta y_{i+1}}{2} \quad (6-41)$$

6 - 3 差分刻みの検討

6 - 3 - 1 差分時間刻みと蓄熱体空気層検査体積の検討

差分時間刻みと、蓄熱体空気層の検査体積の関係について検討する。蓄熱時、蓄熱体空気層にはエアコンからその空気層および蓄熱材の温度よりも高温の空気が吹出される。その高温の空気は、蓄熱材に熱を伝達して温度を下げながら流れていく。このとき、差分時間刻みの許容最大値が最も小さくなるのは、温度変化が最も大きい蓄熱開始時のエアコン吹出し側の検査体積であると考えられる。よって、蓄熱開始時のエアコン吹出し側の空気層検査体積について検討を行えば十分である。蓄熱開始直後のエアコン吹出し側の空気層検査体積 $V_1^{TS,air}$ の温度 $T_{1,new}^{TS,air}$ は、式(6-42)のように、エアコン吹出し温度 T_{out}^{HP} 以下とならなければならない。

$$T_{1,new}^{TS,air} \leq T_{out}^{HP} \quad (6-42)$$

式(6-42)は式(6-11)より式(6-43)となる。

$$\left(\frac{1}{\frac{\rho_{1,new}^{TS,air} - \rho_1^{TS,air}}{353.25} + \frac{1}{T_1^{TS,air}}} \right) \leq T_{out}^{HP} \quad (6-43)$$

式(6-43)を移項して整理すると式(6-44)となる。

$$\rho_{1,new}^{TS,air} - \rho_1^{TS,air} \geq \frac{353.25}{T_{out}^{HP}} \left(1 - \frac{T_{out}^{HP}}{T_1^{TS,air}} \right) \quad (6-44)$$

式(6-9)より、式(6-44)は式(6-45)となる。

$$\Delta t \left(\frac{v_{out}^{HP} \rho_{out}^{HP} / L - v_{1 \rightarrow 2}^{TS,air} \rho_1^{TS,air}}{V_1^{TS,air}} \right) \geq \rho_{out}^{HP} - \rho_1^{TS,air} \quad (6-45)$$

ここで、 L は蓄熱体空気層の層数とし、エアコンから吹出された温風は各空気層に均等に分配されると考える。

蓄熱開始時の空気層検査体積 $V_1^{TS,air}$ の温度 $T_{1,new}^{TS,air}$ と蓄熱材表面温度 $T_j^{TS,s}$ は等しいとすると、式(6-8)より右辺分子の対流による熱伝達の項が0となり、

$$v_{out}^{HP} / L = v_{1 \rightarrow 2}^{TS,air} \quad (6-46)$$

となる。

空気層検査体積 $V_1^{TS,air}$ の温度は上昇するので式(6-45)の両辺は負であることに注意し、各検査体積の体積を等しいとすると、式(6-45)は式(6-47)となり、差分時間刻みと、蓄熱体空気層の検査体積およびエアコン吹出し風量の関係が得られる。

$$\Delta t \leq \frac{V_n^{TS,air}}{v_{out}^{HP} / L} \quad (6-47)$$

例えば、検査体積 $V_n^{TS,air}$ を 0.008m^3 [= 幅 0.2m × 奥行き 2.0m × 空気層高さ 0.02m] とし、エアコン吹出し風量を $500 / 3600\text{m}^3/\text{s}$ 、空気層の層数を 4 層とすると、 $\Delta t \leq 0.23$ となる。

式(6-47)において、エアコン吹出し風量を一定と考えると、検査体積が大きくなると差分時間刻みの最大値は大きくなる。

蓄熱体の空気層の温度は式(6-8),(6-9),(6-11)により計算されるが、検査体積は式(6-9)に含まれる。この検査体積を実際よりも大きくすると、単位時間あたりの密度変化が小さくなり、異なった温度変化となる。

$$V_n^{TS,air} \frac{\rho_{n,new}^{TS,air} - \rho_n^{TS,air}}{\Delta t} = v_{n-1 \rightarrow n}^{TS,air} \rho_{n-1}^{TS,air} - v_{n \rightarrow n+1}^{TS,air} \rho_n^{TS,air} \quad [6-9]$$

ただし、その温度変化の違いが蓄熱体の蓄熱・放熱挙動および住宅全体の温度挙動を検討することを目的とする立場から無視可能な違いであれば、この検査体積を実際よりも大きくして、差分時間刻みを大きくし、計算時間の短縮をすることができる。表 6-1 に示す計算条件で差分時間刻みを 0.1 秒とし、空気層高さを 0.02m とした場合と 0.2m とした場合の蓄熱開始直後 1 分間のエアコン吹出し側空気層の温度計算結果を図 6-5 に示す。ここで各部温度の初期値は 5 とし、外気温度は 5 で一定とした。蓄熱開始から 10 秒程度の間は、温度上昇の速度に違いが見られるが、その後はほぼ同じ値となっている。これは、空気の温度上昇に比べ、図 6-6 に示すように空気層の上下にある蓄熱材表面の温度上昇の速度が遅いためであると考えられる。これらより、空気層の高さを実際よりも大きくすることにより空気層検査体積を 10 倍に大きくしても、1 時間単位程度で蓄熱・放熱挙動を検討するにはほとんど影響を及ぼさないことがわかる。このとき、差分時間刻みの最大値も 10 倍にすることができる。

表 6-1 差分刻み検討の計算条件

建物	床面積	25m ²	蓄熱体	設置数	1体
	床下高	0.5m		幅(1体あたり)	2m
	居室天井高	2.5m		長さ(1体あたり)	2m
	外壁面積(屋根含)	75m ²		高さ(1体あたり)	0.05m × 5層
	外壁熱貫流率	0.474W/m ² K		空気層差分分割幅	0.2m
	床厚	0.03m	蓄熱材	材料	顕熱蓄熱材
	床差分厚	0.003m		比熱	954J/kgK
	床熱容量	1,128kJ/m ³ K		密度	3,750kg/m ³
	床熱伝導率	0.18W/mK		熱伝導率	2.7W/mK
	居室換気回数	0.5回/h		差分分割幅 × 高さ	0.02m × 0.01m
地盤	対流熱伝達率(床下・熱流上向)	10W/m ² K	蓄熱体内対流熱伝達率	8W/m ² K	
	対流熱伝達率(床下・熱流下向)	3W/m ² K	エアコン風量	500m ³ /h	
	熱伝導率	0.65W/mK	エアコン吹出し温度	50	
	容積比熱	2,400kJ/m ³ K	送風機風量	500m ³ /h	

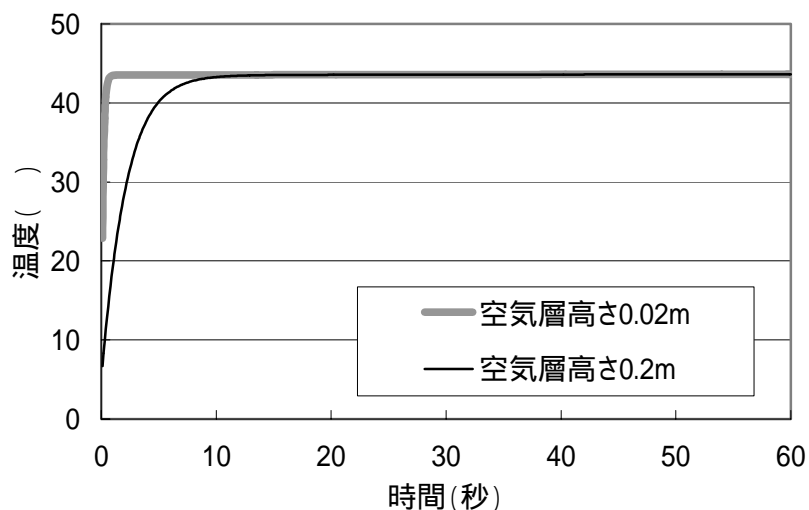


図 6-5 空気層高さの違いとエアコン吹出し側空気層温度

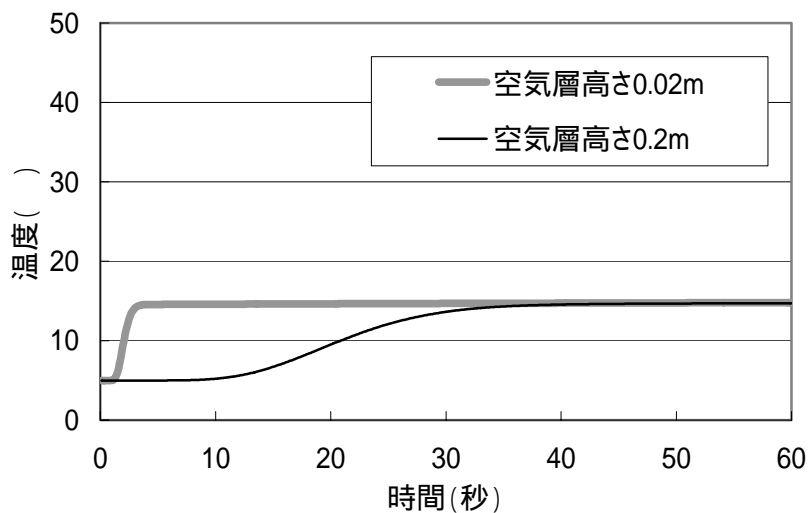


図 6-6 空気層高さの違いとエアコン吹出し側蓄熱材表面温度

表 6-1 に示す計算条件で空気層高さを 0.2m とし、差分時間刻みを 0.5 秒とした場合と 1 秒とした場合の計算開始 10 日後の蓄熱体から吹出される空気の温度を図 6-7 に示す。ここで、各部の初期値は 5 としている。両者はほぼ同じ値を示しており、差分時間刻みは 1 秒で十分であることが確認される。

これらより、数値計算における空気層高さは実際の高さの 10 倍とし、差分時間刻みは 1 秒とする。

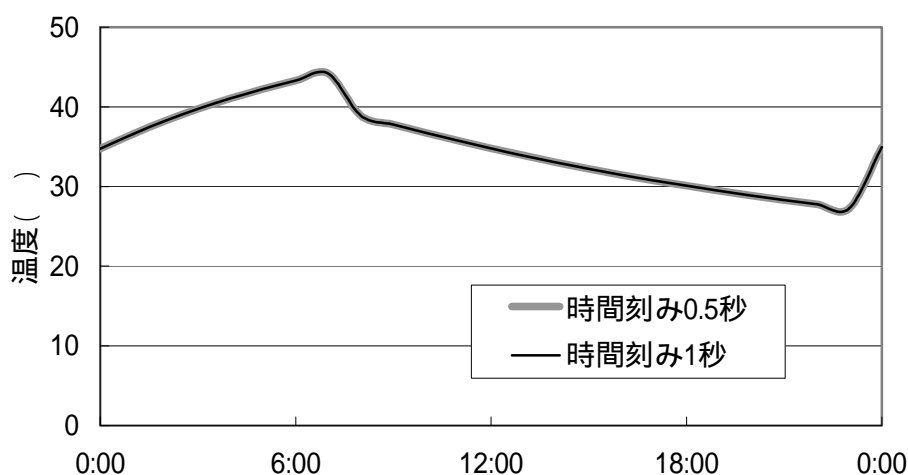


図 6-7 差分時間刻みの違いと蓄熱体吹出し温度（蓄熱開始 10 日後）

6 - 3 - 2 蓄熱材の分割刻みの検討

顕熱蓄熱材の分割刻みについて検討する。

蓄熱材の差分分割幅および高さ以外は表 6-1 に示したのと同じ条件で差分分割幅を 0.02m とし、差分分割高さを 0.005m とした場合と 0.01m とした場合の蓄熱体出口側の蓄熱材表面温度を図 6-8 に示す。両者はほぼ同じ値を示しており、差分分割高さは 0.01m で十分であることが確認される。

蓄熱材の差分分割幅および高さ以外は表 6-1 に示したのと同じ条件で差分分割高さを 0.01m とし、差分分割幅を蓄熱体長さ 2m の $1/200$ の 0.01m とした場合と $1/100$ の 0.02m とした場合の蓄熱体出口側の蓄熱材表面温度を図 6-9 に示す。両者はほぼ同じ値を示しており、差分分割幅は蓄熱体長さ 2m の $1/100$ の 0.02m で十分であることが確認される。

これらより、顕熱蓄熱材の差分分割高さは 0.01m とし、差分分割幅は蓄熱体長さの 1/100 とする。

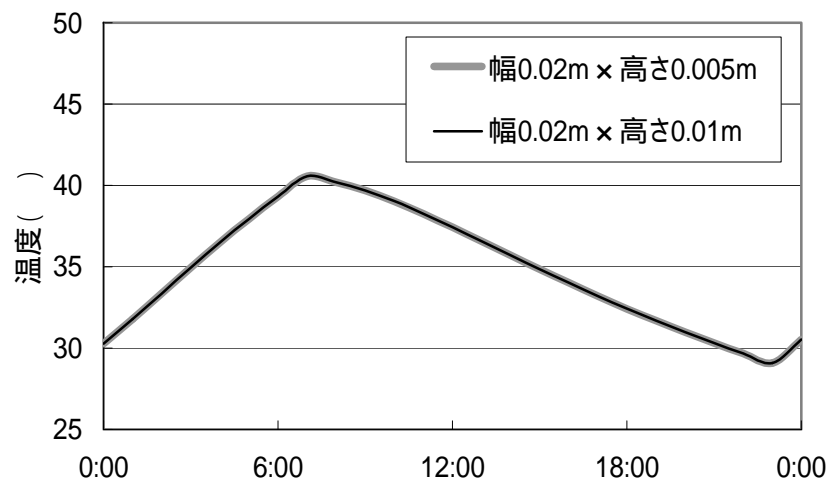


図 6-8 差分分割高さの違いと蓄熱体出口側蓄熱材表面温度（顕熱・蓄熱開始 10 日後）

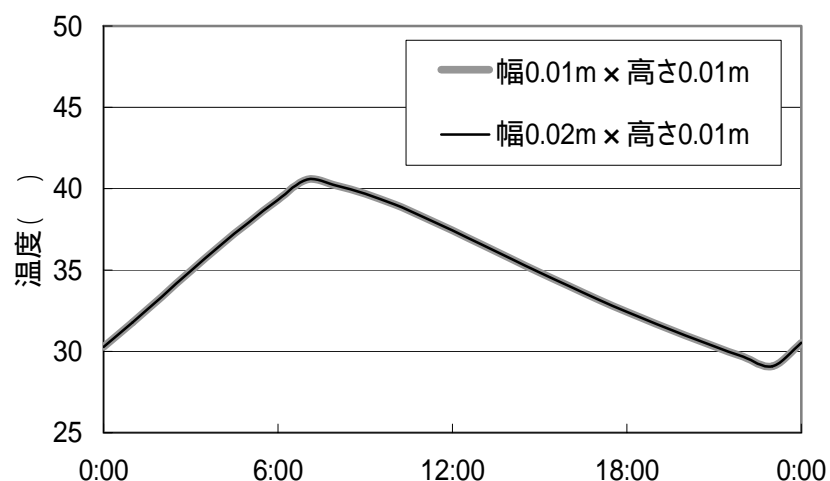


図 6-9 差分分割幅の違いと蓄熱体出口側蓄熱材表面温度（顕熱・蓄熱開始 10 日後）

潜熱蓄熱材の分割刻みについて検討する。

蓄熱材以外は表 6-1 に示したのと同じ条件で差分分割幅を 0.02m として、差分分割高さを 0.001m とした場合と 0.002m とした場合の蓄熱体出口側の蓄熱材表面温度を図 6-10 に示す。蓄熱材としては潜熱蓄熱材を用い、その比熱、密度、熱伝導率、相変化温度はそれぞれ 2,500J/kgK、900kg/m³、0.219W/mK、38 とし、各物性値は固相と液相で同じとした。

両者はほぼ同じ値を示しており、差分分割高さは 0.002m で十分であることが確認される。

蓄熱材以外は表 6-1 に示したのと同じ条件で上で示した潜熱蓄熱材を用い、差分分割高さを 0.002m として、差分分割幅を蓄熱体長さ 2m の $1/200$ の 0.01m とした場合と $1/100$ の 0.02m とした場合の蓄熱体出口側の蓄熱材表面温度を図 6-11 に示す。両者はほぼ同じ値を示しており、差分分割幅は蓄熱体長さ 2m の $1/100$ の 0.02m で十分であることが確認される。

これらより、潜熱蓄熱材の差分分割高さは 0.002m とし、差分分割幅は蓄熱体長さの $1/100$ とする。

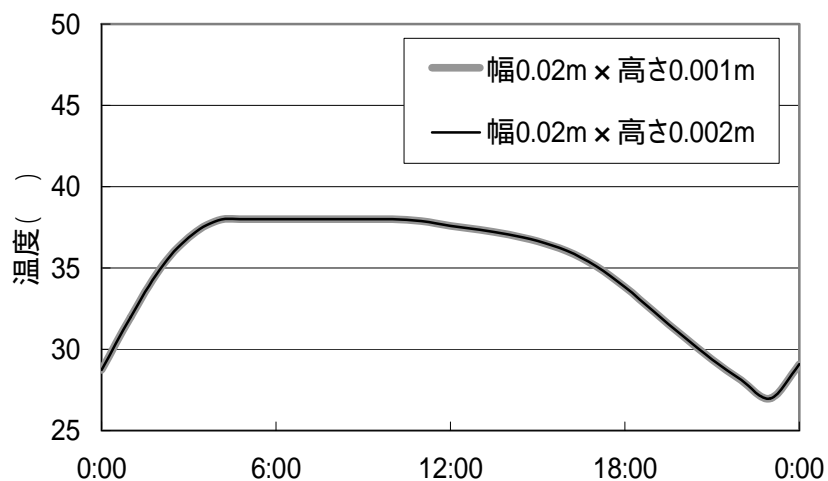


図 6-10 差分分割高さの違いと蓄熱体出口側蓄熱材表面温度（潜熱・蓄熱開始 10 日後）

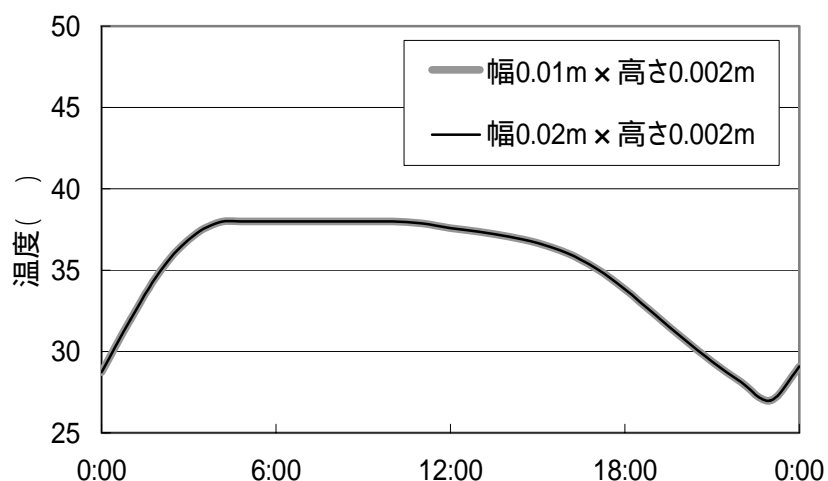


図 6-11 差分分割幅の違いと蓄熱体出口側蓄熱材表面温度（潜熱・蓄熱開始 10 日後）

6 - 4 実験結果と数値計算結果の比較

6 - 4 - 1 顕熱蓄熱型

第4章で示した顕熱レンガを用いた蓄熱型床下暖房の実験の条件を本章の第2節で構築した数値計算モデルに与えて計算を行い、両者の結果を比較して、顕熱蓄熱材を用いる場合について数値計算モデルの実験再現精度の確認を行う。

計算条件を表6-2に示す。実験では蓄熱体上面を断熱材で覆っているが、計算では蓄熱体上面と床下間の対流熱伝達率を $0.5\text{W/m}^2\text{K}$ として計算した。蓄熱体上面における放射は考慮していない。

外気温度は、外気温度を測定記録していた2006年12月11日18時から28日10時まででは実測温度を使用し、他の期間は大阪の気象台観測データをフーリエ級数展開して年周期と日周期のみを考慮したもの(式(6-48))を用いた。初期値設定の影響を消去するため、計算は暖房開始の約2ヶ月前の10月1日に開始した。

$$T^o = 15.29 - 10.867 \cos\left(2\pi f_{year}t - \frac{2\pi}{3}\right) - 2.9626 \cos\left(2\pi f_{day}t - \frac{\pi}{6}\right) \quad (6-48)$$

ここで、 $f_{year} = 1/3600/24/365$, $f_{day} = 1/3600/24$

図6-12に居室および床下温度の実験結果と計算結果を示す。実験結果の温度は、図2-2に示した各部の測定温度を各部の面積で加重平均した値を示している。図6-13に蓄熱体A出口付近の蓄熱材温度(図4-4(b)の温度測定点8)および蓄熱体Aからの吹出空気温度(図4-4(b)の蓄熱体からの吹出温度下部測定点)の実験値および数値計算値を示す。居室・床下・蓄熱材・蓄熱体吹出それぞれの温度は、計算値の方が実験値よりもやや低くなっている。その差は、床下・居室温度で最大2程度、蓄熱材・蓄熱体吹出温度で最大4程度あるが、温度変化の全体的な挙動は概ね再現されている。

表 6-2 蓄熱レンガを使用した実験に対応する数値計算の計算条件

建物	床面積	74.75m ²	設置数	2体
	床下高	0.5m	蓄熱体 幅(1体あたり)	0.684m
	居室天井高	2.5m	長さ(1体あたり)	1.9m
	外壁面積(屋根含)	164.75m ²	高さ(1体あたり)	0.05m × 5層
	外壁熱貫流率	0.68W/m ² K	空気層差分分割幅	0.2m
	床厚	0.03m	蓄熱材 材料	蓄熱レンガ
	床差分厚	0.003m	比熱	954J/kgK
	床熱容量	1,128kJ/m ³ K	密度	3,750kg/m ³
	床熱伝導率	0.18W/mK	熱伝導率	2.7W/mK
	居室換気回数	0.5回/h	差分分割幅 × 高さ	0.019m × 0.01m
地盤	対流熱伝達率(床下・熱流上向)	10W/m ² K	蓄熱体内対流熱伝達率	8W/m ² K
	対流熱伝達率(床下・熱流下向)	3W/m ² K	エアコン風量(蓄熱体A, B)	230, 110m ³ /h
	熱伝導率	0.65W/mK	エアコン吹出し温度	51
	容積比熱	2,400kJ/m ³ K	送風機風量(蓄熱体A, B)	225, 225m ³ /h

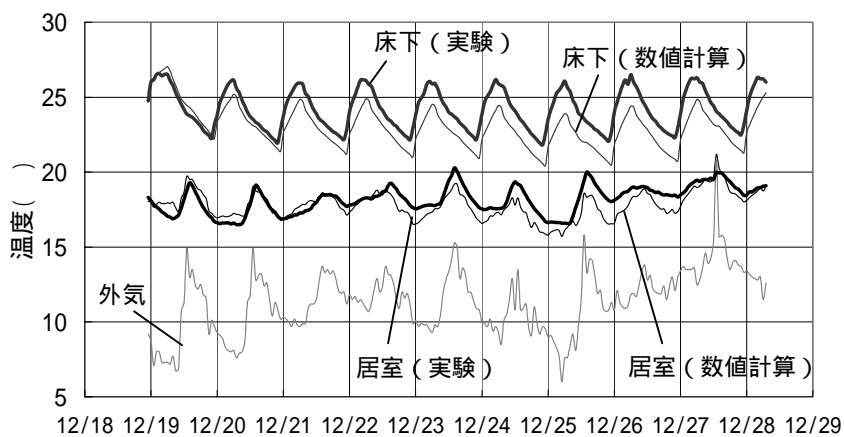


図 6-12 居室・床下温度の実験結果と数値計算結果(蓄熱材:蓄熱レンガ)

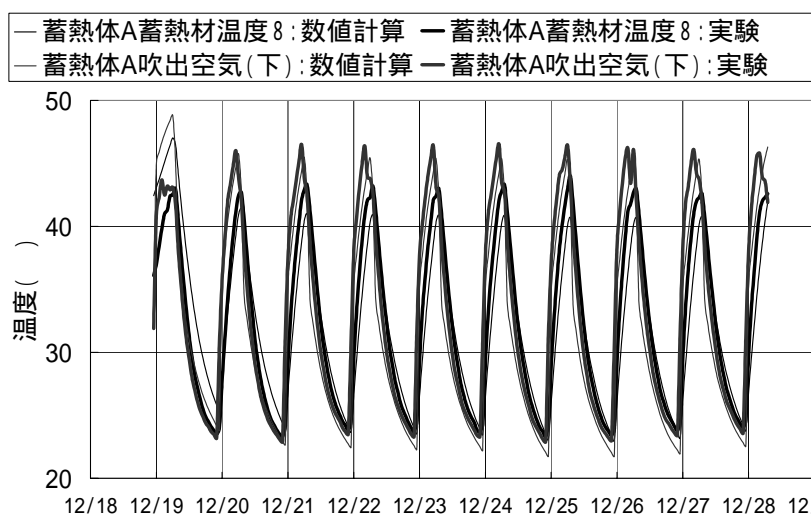


図 6-13 蓄熱体 A 出口付近の蓄熱材・吹出空気温度の実験結果と数値計算結果(蓄熱材:蓄熱レンガ)

図 6-14 に発熱・蓄熱・放熱量の実測推定値と数値計算値を示す。発熱量は概ね一致しており、蓄熱・放熱量は計算値の方が 2 割程度大きくなっている。この原因としては、推定値に含まれる誤差や、蓄熱体モデルを 2 次元で考え蓄熱体内の空気の流れに垂直な水平方向の温度分布を考慮していないことなどが考えられる。

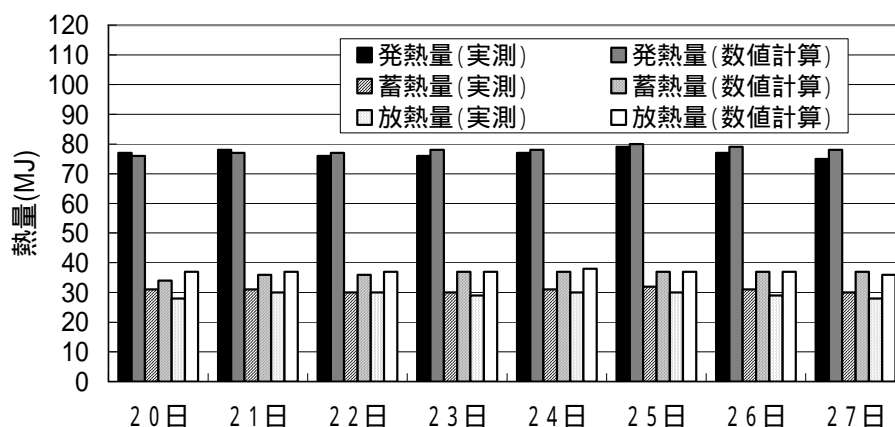


図 6-14 発熱・蓄熱・放熱量の実験推定値と数値計算値（蓄熱材：蓄熱レンガ）

実験結果と計算結果で多少の違いはあるが、数値計算によって実験結果は概ね再現されている。顕熱蓄熱材を用いる場合、本章の第 2 節で構築した数値計算モデルは、外気条件や建物条件を変えて蓄熱型床下暖房の温熱環境や蓄熱・放熱量の検討を行うためには十分な精度を持っているとみなされる。

6 - 4 - 2 潜熱蓄熱型

第 5 章で示した潜熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房の実験の条件を本章の第 2 節で構築した数値計算モデルに与えて計算を行い、両者の結果を比較して、潜熱蓄熱材を用いる場合について数値計算モデルの実験再現精度の確認を行う。

計算条件を表 6-3 に示す。本章の第 2 節で示した数値計算モデルは、1 階全体を対象として床下暖房を行うことを前提としているが、実験では 1 階の 1 部の部屋（LDK）のみを対象とした。そこで、居室の壁を、外気・1 階の LDK 以外の部屋・2 階に面する面の 3 面に分割し、それぞれの面の熱貫流を考えた。外気・1 階の LDK 以外の部屋・2 階の温

度は実測値を与えた。床下はエアコンおよび送風機の吸込みを行う区画と蓄熱体を設置する区画の2区画に分割した。第5章3節3項で示したように暖房対象の床下区画から周囲区画への熱漏れが確認されたため、居室と同様に周囲区画との熱貫流を考えた。周囲区画の温度は実測値を与えた。実験では蓄熱体上面を断熱材で覆っているが、計算では蓄熱体上面と床下間の対流熱伝達率を $0.5\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ として計算した。蓄熱体上面における放射は考慮していない。

外気温度は、2007年1月19日～30日は実測温度を使用し、他の期間は大阪の気象台観測データをフーリエ級数展開して年周期と日周期のみを考慮したもの(式(6-50))を用いた。初期値設定の影響を消去するため、計算は暖房開始の2ヶ月前の11月19日に開始した。

表 6-3 潜熱蓄熱材を使用した実験に対応する数値計算の計算条件

建物	床面積	24.36 m^2	設置数	2体	
	床下高	0.5m	幅(1体あたり)	0.8m	
	居室天井高	2.5m	長さ(1体あたり)	2.25m	
	外壁面積	27.6 m^2	高さ(1体あたり)	0.02m \times 9層	
	外壁熱貫流率	0.73 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	空気層差分分割幅	0.2m	
	間仕切壁面積	27.6 m^2	蓄熱材	材料	潜熱蓄熱材
	間仕切壁熱貫流率	1.8 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$		比熱(固相・液相時)	2,500 J/kgK
	間仕切基礎熱貫流率	2.4 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$		密度(固相・液相時)	900 kg/m^3
	床厚	0.03m		熱伝導率(固相・液相時)	0.219 W/mK
	床差分厚	0.003m		相変化温度	36
	床熱容量	1,128 $\text{kJ}/\text{m}^3\text{K}$		融解熱量	175 kJ/kg
	床熱伝導率	0.18 W/mK		差分分割幅 \times 高さ	0.025m \times 0.01m
	居室換気回数	0.5回/h	蓄熱体内対流熱伝達率	8 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	
	対流熱伝達率(床下・熱流上向)	10 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	エアコン風量(蓄熱体A, B)	230, 110 m^3/h	
対流熱伝達率(床下・熱流下向)	3 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	エアコン吹出し温度	51		
地盤	熱伝導率	0.65 W/mK	送風機風量(蓄熱体A, B)	225, 225 m^3/h	
	容積比熱	2,400 $\text{kJ}/\text{m}^3\text{K}$			

図 6-15 に居室および床下温度の実験結果と数値計算結果を示す。居室温度は最大で 1.5 程度、床下温度は最大で 3 程度の差が生じているが、全体的な挙動は概ね再現されているといえる。

図 6-16 に蓄熱体出口付近の蓄熱材温度(図 5-3(b)の温度測定点)および蓄熱体からの吹出空気温度(図 5-3(b)に示す吹出温度測定点の平均)の実験値および数値計算値を示す。Mode2(1/25~1/27)の7時~15時は送風機を停止したため、蓄熱体からの吹出空気温度は示していない。蓄熱材温度に最大 5 程度の差が生じているが、全体的な挙動は概ね再現されているといえる。

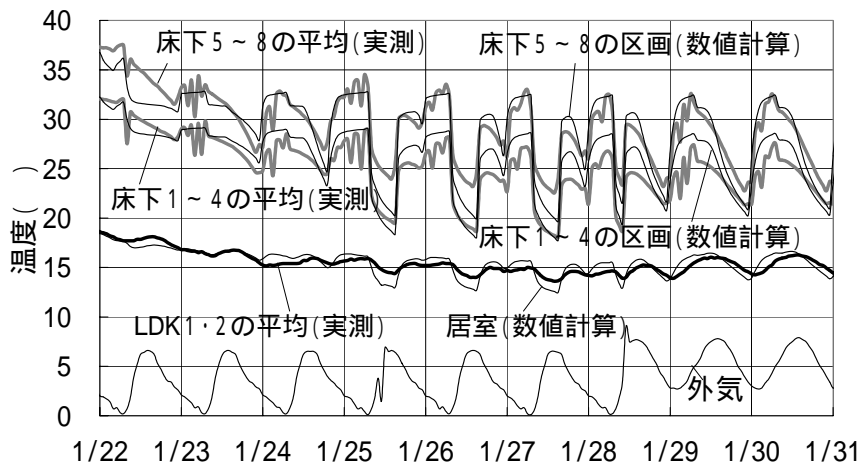


図 6-15 居室・床下温度の実験結果と数値計算結果(蓄熱材:潜熱蓄熱材)

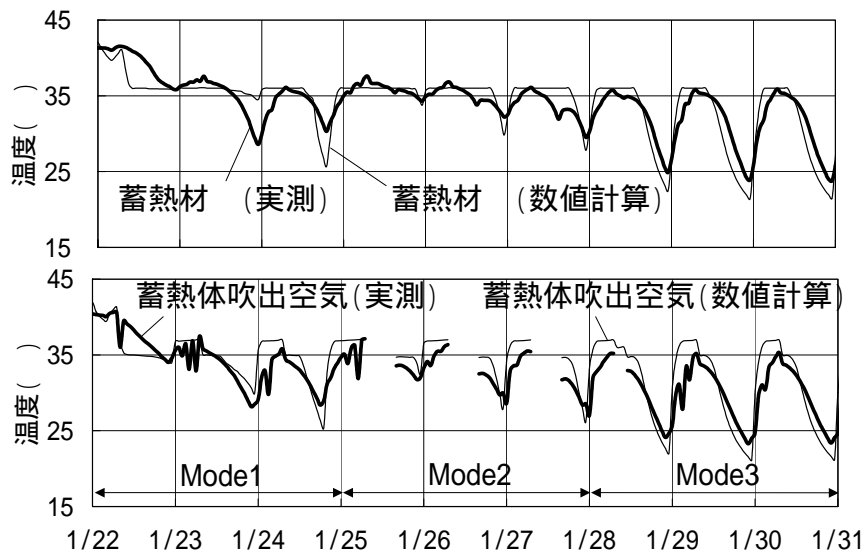


図 6-16 蓄熱体出口付近の蓄熱材・吹出空気温度の実験結果と数値計算結果(蓄熱材:潜熱蓄熱材)

図 6-17 に発熱・蓄熱・放熱量の実測推定値と数値計算値を示す。Mode3 の蓄熱・放熱量が数値計算の方が 5~10MJ 程度小さくなっているが、他は概ね一致している。

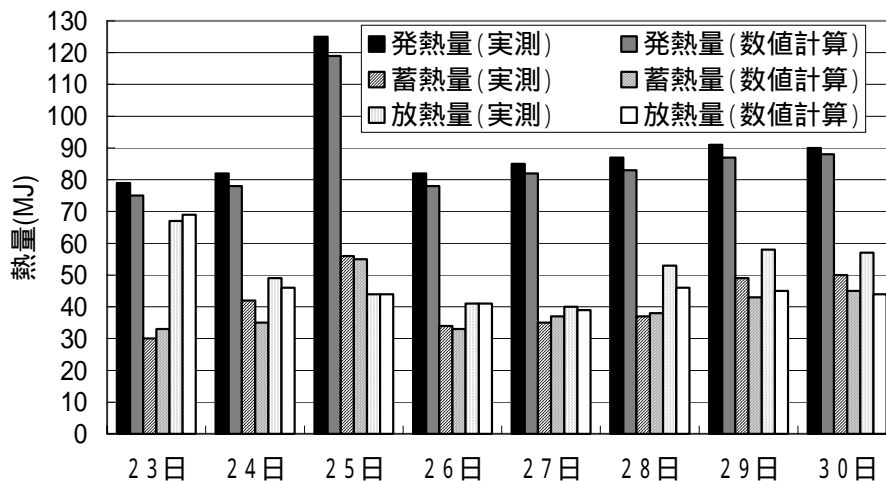


図 6-17 発熱・蓄熱・放熱量の実験推定値と数値計算値（蓄熱材：潜熱蓄熱材）

実験結果と計算結果で多少の違いはあるが、数値計算によって実験結果は概ね再現されている。潜熱蓄熱材を用いる場合も、本章の第2節で構築した数値計算モデルは、外気条件や建物条件を変えて蓄熱型床下暖房の温熱環境や蓄熱・放熱量の検討を行うためには十分な精度を持っているとみなされる。

6 - 5 第6章のまとめ

本章では、蓄熱型床下暖房実施時の建物および蓄熱システム全体の数値計算モデルを構築した。その目的は、任意の外気温度条件や建物条件、蓄熱材の熱性能や使用量においても蓄熱型床下暖房の検討を行えるようにするためである。

数値計算法としては前進型有限差分法を用いた。居室、床下の温度はそれぞれ1質点に代表させ、居室と外気間の熱移動は外壁の熱貫流と換気を考えた。床および地盤内部の温度は垂直方向の1次元非定常熱伝導を考えた。土間表面および床裏の対流熱伝達率は、第3章の検討結果をふまえ、それぞれ $3\text{W/m}^2\text{K}$ 、 $10\text{W/m}^2\text{K}$ とした。蓄熱体内の空気層および居室、床下の温度の計算方法は、定圧条件としてそれぞれのエネルギー収支から流出流量を計算し、質量保存から温度を計算する方法とした。蓄熱体内の蓄熱材温度については、空気層の空気流れに平行な方向と垂直方向の2次元非定常熱伝導を考えた。潜熱蓄熱材の場合には、1つの相変化温度を考え、その温度にあるときは一定温度のまま融解熱量分を蓄熱もしくは放熱するモデルとした。

差分刻みについて検討した結果、蓄熱体内の空気層高さを実際の高さの10倍とし、差分時間刻みを1秒としても、1時間単位程度で蓄熱・放熱挙動を検討するにはその温度挙動にほとんど影響がないことを確認した。差分分割高さは、顕熱蓄熱材は0.01m、潜熱蓄熱材は0.002mとし、差分分割幅は蓄熱体長さの1/100とした。

このように構築した数値計算モデルに、第4章および第5章で示した顕熱蓄熱材および潜熱蓄熱材を用いた実験の条件を与えて計算を行った結果、実験結果と数値計算結果で多少の違いはあるが全体的な熱挙動は概ね再現されており、外気条件や建物条件を変えて蓄熱型床下暖房の温熱環境や蓄熱・放熱挙動の検討を行うには十分な精度を持っているとみなされた。

第7章

蓄熱型床下暖房のエアコン暖房能力および蓄熱材の選定方法

7 - 1 はじめに

第1章1節で示したように、本研究における床下暖房は、居住者の寒暖感覚や温度設定に応じて詳細な制御を行うのではなく、大きな温度差による結露の発生やヒートショックの危険を低減できるように温度が極端に低くなる場所や時間をつくらないようにするベース暖房としての活用を想定している。この想定にもとづき、本章では23時～7時の蓄熱時および7時～23時の放熱時それぞれにおける居室の平均温度を概ね設定した温度とするためのエアコンの暖房能力や蓄熱材使用量などの決定方法について検討する。

第4章および第5章の蓄熱型床下暖房の実験結果より、居室および床表面の温度は蓄熱体の蓄熱・放熱量の影響を受け、さらに潜熱蓄熱型の場合には使用する潜熱蓄熱材の相変化温度の影響を受けることが確認された。しかし、外気温度条件や建物の断熱性能とそれに適した蓄熱・放熱量の関係については確認されていない。適した蓄熱・放熱量は外気温度条件や建物の断熱性能に応じて異なると考えられ、またそれを得るためのエアコンの発熱量や蓄熱材の使用量も異なると考えられる。さらに潜熱蓄熱型の場合には、潜熱蓄熱材の適した相変化温度も異なると考えられる。

そこで、本章では、蓄熱時および放熱時それぞれにおける居室平均温度を概ね設定した温度とするためのエアコン暖房能力や蓄熱材使用量を外気温度条件や建物の断熱性能に応じて決定する方法、および潜熱蓄熱型の場合の適した相変化温度の選定方法について検討する。上で述べたように、本研究で考える暖房方法は時々刻々変化する熱負荷に対して居室を設定した温度に常に保つように非定常的に制御する方法ではないため、蓄熱時および放熱時それぞれにおける定常熱収支に基づいて検討を行う。その妥当性については第6章で構築した非定常の数値計算モデルを用いて計算し、確認する。さらに、顕熱蓄熱型と潜熱蓄熱型の比較を行い、特徴をまとめる。

7 - 2 エアコン暖房能力の決定方法

第2章の図2-13で示したように、エアコンのショートサーキットの抑制および床下温度分布の制御を目的とした補助ファンの稼動を前提としたとき、床下から土間への熱流の割合は、床下から土間および床への熱流の約20%である。第2章3節3項で示したように床下から基礎立ち上がり面への熱流は床下から各部へ流れる熱流の3%程度で無視可能な量であるので、床下に供給された熱のうち80%が居室へ流れるとすると、居室の定常熱収支および1階床を通した床下から居室への貫流熱は、蓄熱時の23時から7時については式(7-1)、(7-2)のようになり、放熱時の7時から23時については式(7-3)、(7-4)のようになる。

$$[\text{居室熱収支 (蓄熱時)}] \quad A(T^R - T_N^O) = K^f S^f (T_N^C - T^R) \quad (7-1)$$

$$[\text{床下から居室への貫流熱 (蓄熱時)}] \quad K^f S^f (T_N^C - T^R) = 0.8Q_N^{need} \quad (7-2)$$

$$[\text{居室熱収支 (放熱時)}] \quad A(T^R - T_D^O) = K^f S^f (T_D^C - T^R) \quad (7-3)$$

$$[\text{床下から居室への貫流熱 (放熱時)}] \quad K^f S^f (T_D^C - T^R) = 0.8Q_D^{need} \quad (7-4)$$

ここで、

$$A = \sum K^W S^W + \rho^a C_p^a N V^R \quad (7-5)$$

また、必要暖房能力は式(7-1)～(7-4)の関係を考慮して式(7-6)のように示される。

$$W = \frac{(8Q_N^{need} + 16Q_D^{need})}{8} = \frac{A}{0.8} (3T^R - T_N^O - 2T_D^O) \quad (7-6)$$

エアコンの暖房能力と吹出風量、吹出温度、吸込温度（床下温度）の関係は式(7-7)のようになるので、必要なエアコン風量は式(7-8)のように示される。これに式(7-1)から求められる床下温度（式(7-9)）、エアコン吹出温度、居室設定温度、設計外気温度を代入すれば必要エアコン風量が求められる。

$$W = \rho^a C_p^a v_{out}^{HP} (T_{out}^{HP} - T_N^C) \quad (7-7)$$

$$v_{out}^{HP} = \frac{A(3T^R - T_N^O - 2T_D^O)}{0.8\rho^a C_p^a (T_{out}^{HP} - T_N^C)} \quad (7-8)$$

ここで、

$$T_N^C = \frac{A(T^R - T_N^O)}{K^f S^f} + T^R \quad (7-9)$$

式(7-8)で求めた必要エアコン風量を、使用するエアコン1台あたりの風量で割ると、必要エアコン台数が求められる。ここで、式(7-7)で求めた必要暖房能力を使用するエアコンの定格暖房能力で割ってエアコン台数を求めないのは、エアコンを床下に設置し床下温度を30程度に設定して稼働させるので、居室に設置して居室温度を20程度に設定して稼働させる場合に比べて吸込温度が高くなり定格の出力を得ることができないためである。

7 - 3 顕熱蓄熱型の蓄熱材体積と蓄熱量の関係

顕熱蓄熱材として第4章の実棟実験で用いた蓄熱レンガを使用する場合について、使用する蓄熱材の体積と蓄熱量の関係について検討する。検討には第6章で構築した数値計算モデルを用いる。

計算条件を表7-1に示す。蓄熱材は第4章の実験と同様、0.05mの高さの蓄熱材を空気層を挟んで5層に積む。蓄熱体の幅は1m, 2m, 3mの場合を考え、長さは2m, 3m, 4m, 5mの場合を考える。外気温度は大阪を想定して式(6-48)を用いる。暖房開始は12月1日とし、初期温度の影響を消去するため、計算は暖房開始の2ヶ月前の10月1日に開始する。

$$T^o = 15.29 - 10.867 \cos\left(2\pi f_{year} t - \frac{2\pi}{3}\right) - 2.9626 \cos\left(2\pi f_{day} t - \frac{\pi}{6}\right) \quad [6-48]$$

ここで、 $f_{year} = 1/3600/24/365$, $f_{day} = 1/3600/24$

表7-1 蓄熱材体積と蓄熱量の関係検討の計算条件（蓄熱材：蓄熱レンガ）

建物	床面積	25m ²	蓄熱体	設置数	1体
	床下高	0.5m		幅(1体あたり)	1m, 2m, 3m
	居室天井高	2.5m		長さ(1体あたり)	2m, 3m, 4m, 5m
	外壁面積(屋根含)	75m ²		高さ(1体あたり)	0.05m × 5層
	外壁熱貫流率	0.474W/m ² K		空気層差分分割幅	長さ / 10 m
	床厚	0.03m	蓄熱材	材料	蓄熱レンガ
	床差分厚	0.003m		比熱	954J/kgK
	床熱容量	1,128kJ/m ³ K		密度	3,750kg/m ³
	床熱伝導率	0.18W/mK		熱伝導率	2.7W/mK
	居室換気回数	0.5回/h		差分分割幅 × 高さ	長さ / 100 m × 0.01m
		対流熱伝達率(床下・熱流上向)	10W/m ² K	蓄熱体内対流熱伝達率	8W/m ² K
		対流熱伝達率(床下・熱流下向)	3W/m ² K	エアコン風量(蓄熱体A, B)	600m ³ /h
地盤	熱伝導率	0.65W/mK	エアコン吹出し温度	50	
	容積比熱	2,400kJ/m ³ K	送風機風量(蓄熱体A, B)	600m ³ /h	

エアコンの稼働は23時～7時、送風機の稼働は7時～23時とする。

図7-1に蓄熱材の「幅×長さ」と発熱量および蓄熱量の関係を示す。蓄熱体の幅が1mおよび2mの場合は蓄熱体の長さで蓄熱量の間に比例関係が見られるが、幅が3mの場合は蓄熱体の長さが4m以上のとき蓄熱量の増加割合は小さくなっている。図7-2に、「幅×長さ」が「3m×5m」の場合について、蓄熱開始時の23時と蓄熱終了時の7時の蓄熱材温度を示す。この図7-2に示すように、蓄熱材の温度上昇幅は、蓄熱体のエアコン側と出口側で異なり、出口側の方が小さくなっている。図7-1で蓄熱体の幅が2mおよび3mの場合に蓄熱体の長さが4mよりも長くなっても蓄熱量があまり増加していないのは、このためである。

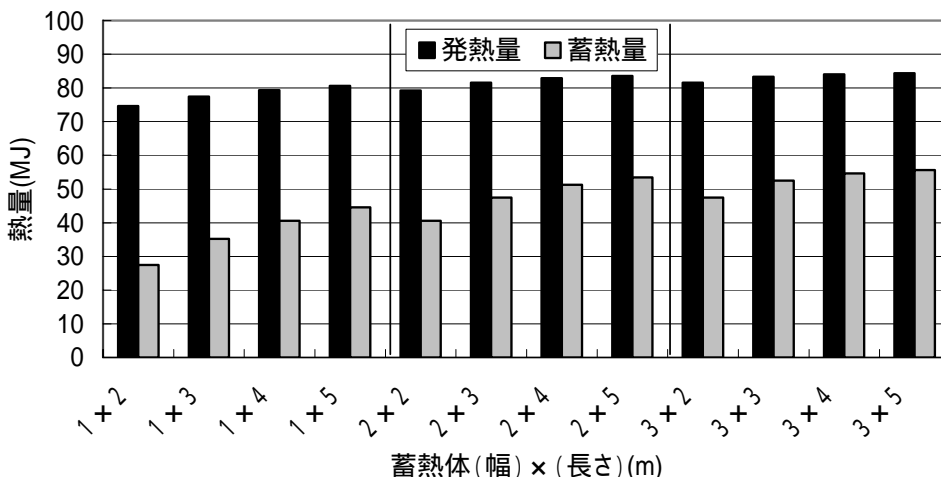


図7-1 蓄熱材の「幅×長さ」と発熱量および蓄熱量(蓄熱材:蓄熱レンガ)(2月1日)

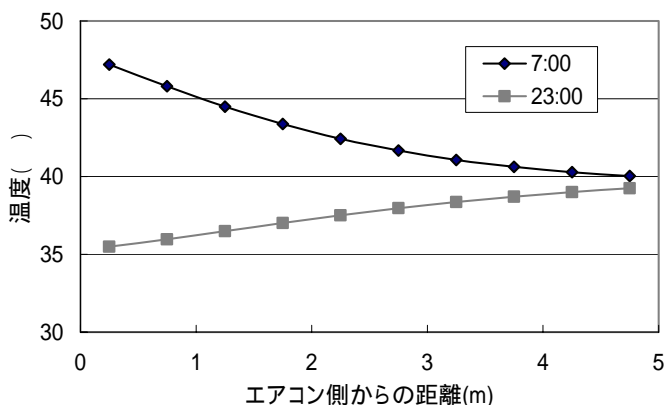


図7-2 12月19日23時および12月20日7時の蓄熱材温度(蓄熱材:蓄熱レンガ、幅×長さ:3m×5m)

同じ蓄熱材の使用を前提とした場合、蓄熱量は、使用する蓄熱材の体積、エアコンからの風量の大小や吹出温度、建物の断熱性能、外気温度などの影響を受けることが考えられる。そこで、蓄熱体の幅および長さ、エアコンおよび送風機の風量、エアコンの吹出温度、建物の熱損失係数（Q 値）の条件をそれぞれ組み合わせ、合計 48 通りの計算を行う。計算条件の組み合わせを表 7-2 に示す。蓄熱材は第 4 章の実験および上の検討と同様、0.05m の高さの蓄熱材を空気層を挟んで 5 層に積む。蓄熱体の幅は 1m, 2m, 3m の場合を考え、長さは 2m, 3m, 4m, 5m の場合を考える。エアコンおよび送風機の風量、エアコン吹出温度は、一般的な家庭用エアコンの使用を考え、400m³/h と 600m³/h、50 と 45 の場合を考える。建物の Q 値は、1.9W/m²K, 2.4W/m²K, 2.7W/m²K の場合を設定し、それに対応する外壁の熱貫流率を設定する。その他、計算条件は表 7-1 と同様とする。外気温度は上の検討と同様に式(6-48)を用いる。10 月 1 日から計算を開始し、2 ヶ月で初期値設定の影響を消去した後、12 月 1 日からエアコンの稼働を開始し、2 月 28 日まで稼働させる。エアコンの稼働は 23 時～7 時、送風機の稼働は 7 時～23 時とする。

表 7-2 計算条件の組み合わせ（蓄熱材：蓄熱レンガ）

		蓄熱体 幅(m) × 長さ(m)		
		1 × 2 1 × 3 1 × 4 1 × 5	2 × 2 2 × 3 2 × 4 2 × 5	3 × 2 3 × 3 3 × 4 3 × 5
		風量(m ³ /h)-吹出温度()	風量(m ³ /h)-吹出温度()	風量(m ³ /h)-吹出温度()
Q 値 (W/m ² K)	1.9		400 - 50 600 - 50	
	2.4	400 - 50 600 - 50	400 - 50 600 - 50 400 - 45 600 - 45	400 - 50 600 - 50
	2.7		400 - 50 600 - 50	

図 7-3 に発熱量に対する蓄熱量の割合（蓄熱割合）と蓄熱材の体積の関係を示す。同図には表 7-2 で示した全ての計算条件で、日平均外気温度が年最低の 4.4 とする 2 月 1 日と、日平均外気温度が 7.0 であった 12 月 20 日の値を示している。それぞれの蓄熱材体積において、風量 400m³/h と 600m³/h それぞれでプロットはほぼ重なっており、蓄熱材

体積と蓄熱割合の関係に、外気温度や建物の断熱性能、エアコンからの吹出温度の影響はほとんどなく、エアコンおよび送風機の風量の影響を受けることがわかる。また、蓄熱材体積が2m³よりも大きくなっても蓄熱割合はほとんど増加していない。これは、図7-2に示したように、蓄熱材の温度上昇幅が蓄熱体のエアコン側と出口側で異なり、出口側の方が小さくなっているためである。また、蓄熱材の体積が同じであればその幅と長さの比率はほとんど影響していない。

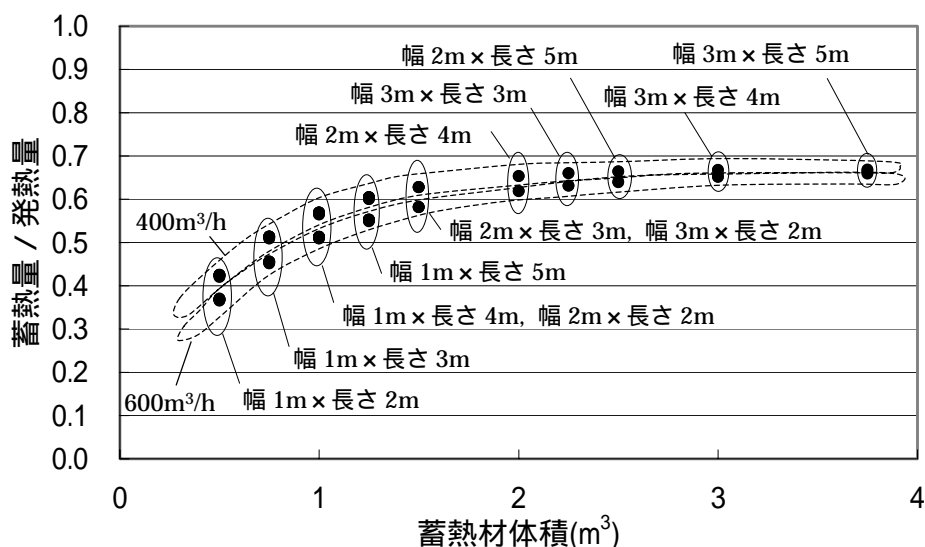


図7-3 発熱量に対する蓄熱量の割合と蓄熱材体積（蓄熱材：蓄熱レンガ）

顕熱蓄熱材としてコンクリートを使用する場合について、上で示した図7-3と同様の検討を行った。顕熱蓄熱材として蓄熱レンガを使用する場合の結果と合せて、結果を図7-4に示す。計算に使用したコンクリートの物性値を表7-3に示す。コンクリートの容積比熱は $920\text{J/kgK} \times 2,300\text{kg/m}^3 = 2,116\text{kJ/m}^3$ であり、蓄熱レンガの容積比熱 $954\text{J/kgK} \times 3,750\text{kg/m}^3 = 3,578\text{kJ/m}^3$ の約0.6倍である。しかし、コンクリートの場合の発熱量に対する蓄熱量の割合は、蓄熱レンガの場合の0.6倍にはならず、それよりも大きな値となっている。図7-5に、蓄熱材としてコンクリートを用い、「幅×長さ」が「3m×5m」の場合について、蓄熱開始時の23時と蓄熱終了時の7時の蓄熱材温度を示す。図7-2に示した蓄熱材として蓄熱レンガを用いる場合と比べると、7時から23時の温度変化幅はコンクリートを使用する場合の方が大きいことがわかる。つまり、コンクリートの場合の発熱量に対

する蓄熱量の割合が蓄熱レンガの場合の 0.6 倍とならないのは、コンクリートの方が蓄熱レンガよりも容積比熱は小さいが、蓄熱時の温度変化は大きいためである。

表 7-3 蓄熱材体積と発熱量に対する蓄熱量の割合の検討に用いる
コンクリートの物性値

比熱	920J/kgK
密度	2,300kg/m ³
熱伝導率	1.5W/mK

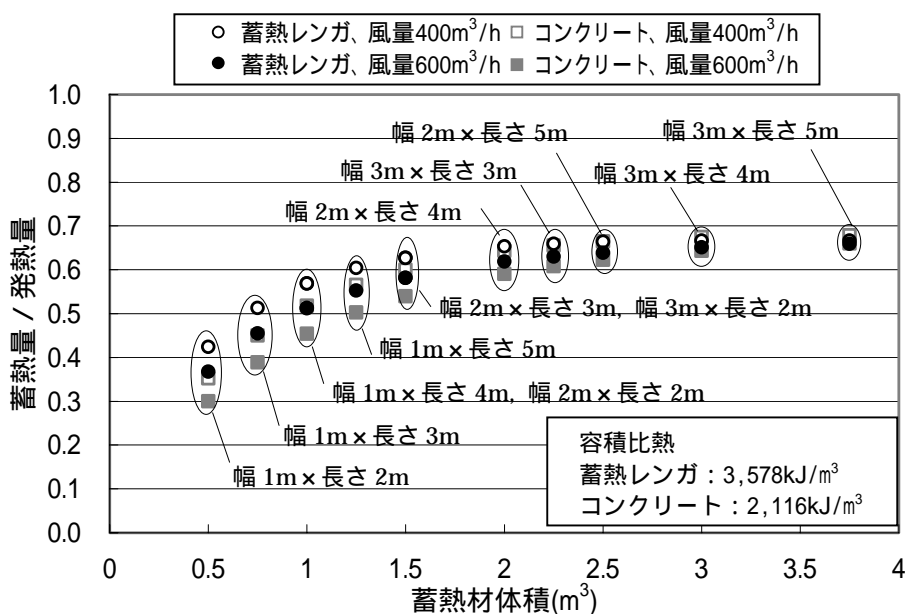


図 7-4 発熱量に対する蓄熱量の割合と蓄熱材体積
(蓄熱材：蓄熱レンガ、コンクリート)

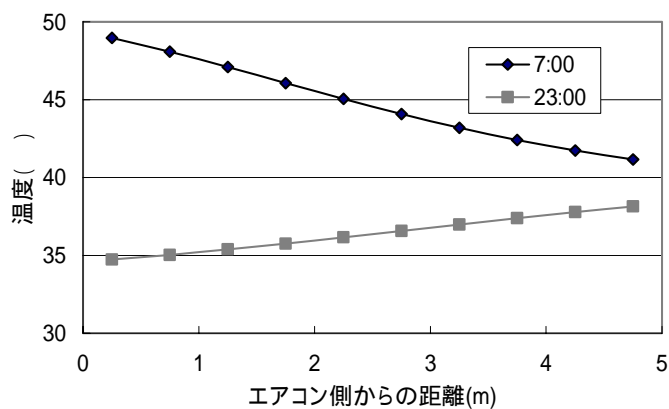


図 7-5 12月19日23時および12月20日7時の蓄熱材温度
(蓄熱材：コンクリート、幅×長さ：3m×5m)

7 - 4 顕熱蓄熱型の蓄熱材体積の決定方法

式(7-1) ~ (7-4)より、必要蓄熱割合は式(7-10)のように示される。

$$R = \frac{16Q_D^{need}}{8Q_N^{need} + 16Q_D^{need}} = \frac{2(T^R - T_D^O)}{3T^R - T_N^O - 2T_D^O} \quad (7-10)$$

必要な蓄熱材体積は、エアコンの風量が 400m³/h ~ 600m³/h 程度であれば、式(7-10)で求めた必要蓄熱割合と図 7-4 から次の手順で求められる。

式(7-9)および式(7-8)より必要エアコン風量を求める。

で求めた必要エアコン風量を使用するエアコン 1 台の風量で割り、必要エアコン台数を求める。

式(7-10)より必要蓄熱割合を求める。

図 7-4 を用いて、で求めた必要蓄熱割合と、使用するエアコン 1 台の風量、使用する蓄熱材の容積比熱(蓄熱レンガおよびコンクリートの容積比熱を目安にする)から、エアコン 1 台の風量に対して必要な蓄熱材体積を求める。

で求めたエアコン 1 台に対して必要な蓄熱材体積にエアコン台数をかけて、必要とする総蓄熱材体積を求める。

例えば、蓄熱時(23時から7時)の設計外気温度 3、放熱時(7時から23時)の設計外気温度 6、居室設定温度 18 とすると、必要蓄熱割合は 0.62 となる。表 7-4 に示す第 2 章および第 4 章の実験を行った建物を想定して必要暖房能力を計算すると 7.0kW となり、エアコン吹出温度を 50 とすれば必要エアコン風量は約 950m³/h となる。1 台あたりのエアコン風量を 500m³/h とすると、エアコンは 2 台必要となる。蓄熱材として蓄熱レンガを使用するとすると、図 7-3 もしくは図 7-4 より蓄熱材はエアコン 1 台につき 2m³、計 4m³ 必要であるということになる。

表 7-4 想定建物条件

床面積	74.75m ²	外壁面積(屋根含)	164.75m ²
居室体積	187m ³	外壁熱貫流率	0.68W/m ² K
居室換気回数	0.5回/h	床熱貫流率	2.86W/m ² K

図 7-6 および図 7-7 に、表 7-4 の建物においてエアコンおよび送風機の風量 1,000m³/h、エアコン吹出温度 50 で、蓄熱材体積を変えて計算した 2 月 1 日の居室温度および床表面温度を示す。上で示した必要蓄熱材体積 (4m³) を使用したとき、居室平均温度は蓄熱時 (23 時から 7 時) は 17.6 で、放熱時 (7 時から 23 時) は 19.4 である。居室設定温度の 18 と異なっているが、それは外気温度が設計外気温度 (蓄熱時 : 3、放熱時 : 6) と異なること、エアコン風量が必要エアコン風量 (約 950 m³/h) より 50 m³/h 多いこと、床下供給熱量に対する居室への熱流の割合が設計で想定した割合 (80%) と異なる (蓄熱時 : 84%、放熱時 : 82%) ことの為である。しかし、設計条件とこの程度の差がある場合でもその設計条件に基づいて求めた必要蓄熱材体積 (4m³) を使用した場合の居室設定温度と放熱時の居室平均温度の差は 1.4 程度であり、ベース暖房としての活用であることを考えると、上で示した体積決定方法は妥当とみなされる。その半分の体積 (2m³) にすると、居室・床表面の温度は昼過ぎから夜にかけて、必要蓄熱材体積を使用した場合よりも 1.0~1.5 程度低くなっている。

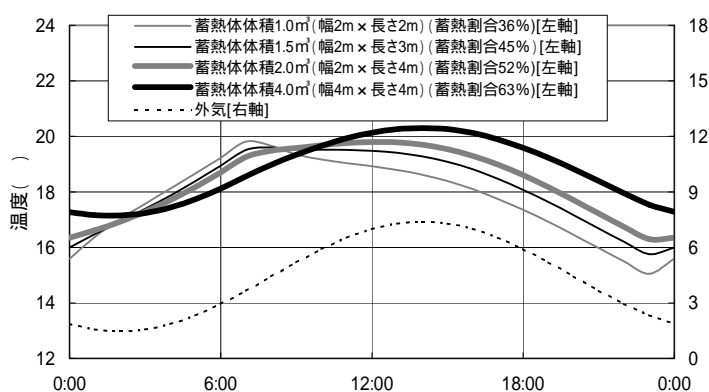


図 7-6 蓄熱材体積と居室温度 (蓄熱材 : 蓄熱レンガ) (2 月 1 日)

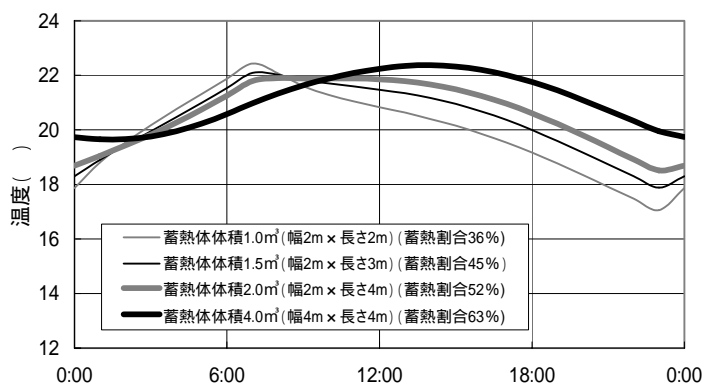


図 7-7 蓄熱材体積と床表面温度 (蓄熱材 : 蓄熱レンガ) (2 月 1 日)

7 - 5 顕熱蓄熱型の送風量の検討

顕熱蓄熱型に関するこれまでの検討では、放熱用の送風機の風量はエアコンの風量と同じとしていた。ここでは、送風機の風量をエアコンの風量より増加もしくは減少させた場合の居室温度および床表面温度への影響について示す。

前節の例で示した表 7-4 の建物の場合、必要エアコン風量は約 1,000m³/h、必要蓄熱材体積は4m³となった。これと同じ条件で、送風機の風量を1,000m³/hの1.5倍(1,500 m³/h) 0.5倍(500 m³/h) 0 m³/hとして計算した2月1日の居室温度および床表面温度を図 7-8 および図 7-9 に示す。外気温度はこれまでの検討と同様に式(6-48)を用い、この日の外気平均温度は4.3 であった。

送風量が0 m³/hの場合、居室温度、床表面温度ともに、エアコンの稼働を停止した7時以降に大きく低下している。これは、第4章3節1項の図 4-7 に示した蓄熱材としてコンクリートブロックを使用し放熱用の送風を行わなかった場合の居室および床表面温度の挙動に類似している。

送風量をエアコン風量の1.5倍(1,500m³/h)にしても、昼間の居室および床表面温度がエアコンと同じ風量(1,000m³/h)の場合よりも約0.5 高くなる程度である。

送風量をエアコン風量の0.5倍(500 m³/h)にした場合、昼間の居室および床表面温度はエアコンと同じ風量(1,000m³/h)の場合よりも約1 低くなっているが、夜間の温度はエアコンと同じ風量の場合とほぼ同じであり、結果として1日の温度変化幅はエアコンと同じ風量とした場合よりも1 程度小さくなっている。

これらより、放熱用の送風機の風量をエアコン風量の半分にすると、放熱時の居室温度は1 程度低くなるが、1日の温度変化幅も小さくなることがわかる。

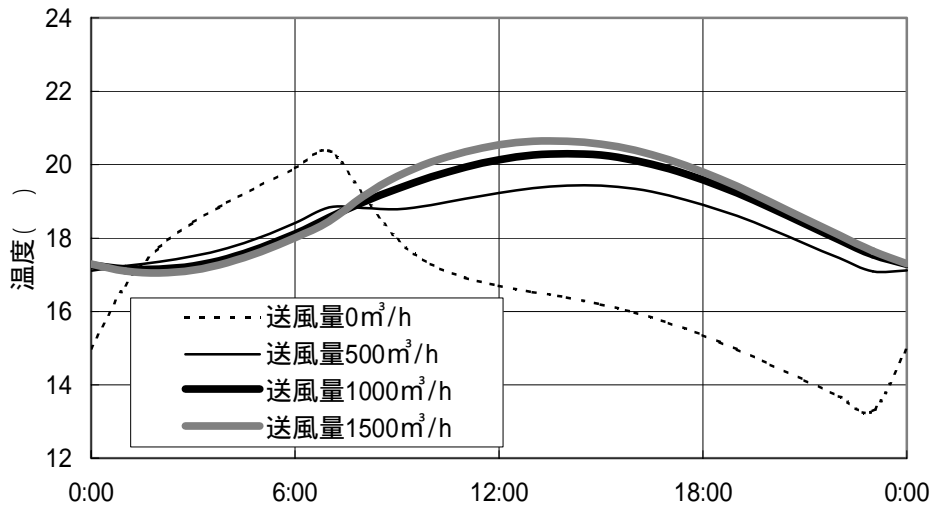


図 7-8 送風機風量と居室温度 (2月1日)
 (蓄熱材:蓄熱レンガ、体積 4m³ (幅 4m × 長さ 4m))

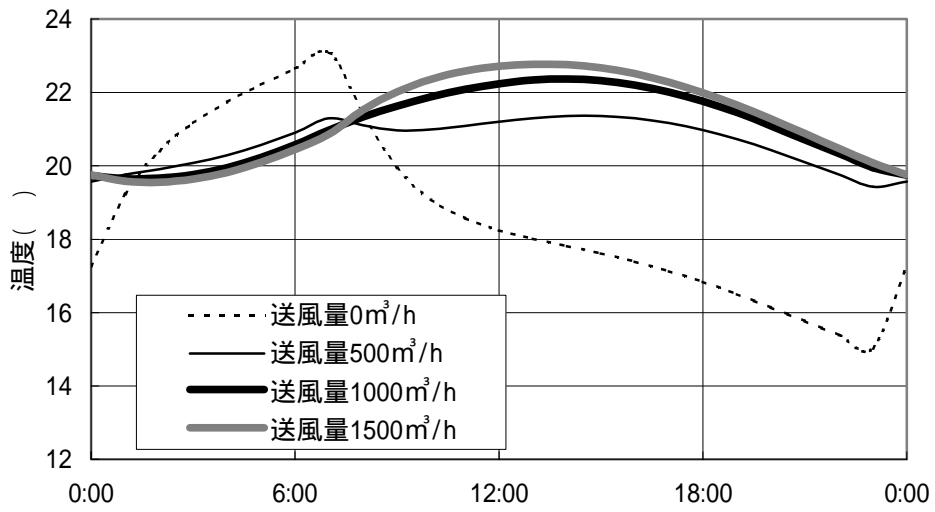


図 7-9 送風機風量と床表面温度 (2月1日)
 (蓄熱材:蓄熱レンガ、体積 4m³ (幅 4m × 長さ 4m))

7 - 6 潜熱蓄熱型の蓄熱材相変化温度・使用量と送風量の決定方法

潜熱蓄熱材を用いる場合、蓄熱体から吹出される温度が蓄熱材の相変化温度で一定であるとすると、23時から7時のエアコン稼動時における床下への供給熱量 Q_N は式(7-8)で求めたエアコン風量 v_{out}^{HP} を用いて式(7-11)のように表される。

$$Q_N = \rho^a C_p^a v_{out}^{HP} (T_m^{TS} - T_N^C) \quad (7-11)$$

この23時から7時の床下への供給熱量 Q_N が式(7-1), (7-2)より求められる23時から7時の必要供給熱量 Q_N^{need} と等しくなると考えると、蓄熱材の相変化温度 T_m^{TS} は式(7-12)のように決定される。

$$T_m^{TS} = \frac{A(T^R - T_N^O)}{0.8\rho^a C_p^a v_{out}^{HP}} + T_N^C \quad (7-12)$$

7時から23時の送風機稼動時においてもエアコン稼動時と同様に蓄熱体からの吹出し温度が蓄熱材の相変化温度で一定であるとすると、7時～23時の床下への供給熱量 Q_D と送風機の風量 v_{out}^{VEN} の関係は式(7-13)のようになる。

$$Q_D = \rho^a C_p^a v_{out}^{VEN} (T_m^{TS} - T_D^C) \quad (7-13)$$

この7時～23時の床下への供給熱量 Q_D が式(7-3), (7-4)より求められる7時から23時の必要供給熱量 Q_D^{need} と等しくなると考えると、送風機の必要風量 v_{out}^{VEN} は式(7-14)のように示される。ここで、床下温度 T_D^C は式(7-3)より式(7-15)のように示される。

$$v_{out}^{VEN} = \frac{A(T^R - T_D^O)}{0.8\rho^a C_p^a (T_m^{TS} - T_D^C)} \quad (7-14)$$

$$T_D^C = \frac{A(T^R - T_D^O)}{K^f S^f} + T^R \quad (7-15)$$

エアコンや送風機から蓄熱体に吹出された空気は、蓄熱体の中を通り吹出されるまでに相変化温度付近にまで変化する必要がある。蓄熱材表面温度が相変化温度で一樣であるとすると、エアコン稼動時の蓄熱体入口から x の位置における空気層の温度 $T_{N,x}^{TS,air}$ はエネルギー保存式よりそれぞれ式(7-16)のように示される。

$$T_{N,x}^{TS,air} = T_m^{TS} + (T_{out}^{HP} - T_m^{TS}) \exp\left(-\frac{2h^{TS,s} BL}{\rho^a C_p^a v_{out}^{HP}} x\right) \quad (7-16)$$

送風機稼動時の空気層温度 $T_{D,x}^{TS,air}$ も同様に、式(7-17)のように示される。

$$T_{D,x}^{TS,air} = T_m^{TS} - (T_m^{TS} - T_D^C) \exp\left(-\frac{2h^{TS,s} BL}{\rho^a C_p^a v_{out}^{VEN}} x\right) \quad (7-17)$$

これより、蓄熱体からの吹出し温度と蓄熱材の相変化温度との差を ΔT 以内にするための蓄熱体長さ X は、エアコンおよび送風機稼動時それぞれについて式(7-18), (7-19)のように示され、その長い方よりも長くする必要がある。

$$X \geq \frac{\rho^a C_p^a v_{out}^{HP}}{2h^{TS,s} BL} \ln \frac{T_{out}^{HP} - T_m^{TS}}{\Delta T} \quad (7-18)$$

$$X \geq \frac{\rho^a C_p^a v_{out}^{VEN}}{2h^{TS,s} BL} \ln \frac{T_m^{TS} - T_D^C}{\Delta T} \quad (7-19)$$

上の検討では、蓄熱材表面温度は相変化温度で一樣であるとした。実際には、蓄熱体入口側の蓄熱材は相変化熱量の範囲を超えて相変化温度の上下に変動するがあると考えられるが、その影響については後で示す。

また、蓄熱体からの吹出し温度を潜熱蓄熱材の相変化温度付近でほぼ一定に保つためには、蓄熱・放熱をその相変化熱量の中で繰り返さなければならない。つまり、蓄熱材の使用量 M は式(7-20)を満足する必要がある。

$$M \geq \frac{\rho^a C_p^a v_{out}^{HP} (T_{out}^{HP} - T_m^{TS}) \times 8 \times 3600}{Q_m^{TS}} \quad (7-20)$$

上で示した潜熱蓄熱材の相変化温度および使用量と送風量の決定方法の妥当性を確認するため、表 7-4 に示した建物条件でこれらを決定し、各部温度変化の計算を行う。ここで、

23時から7時の設計外気温度は3℃、7時から23時の設計外気温度は6℃、居室設定温度は18℃とする。エアコンの吹出温度を50℃とすると、本章第2節で示したエアコン暖房能力の決定方法より、エアコンの必要風量は950m³/hとなる。顕熱の場合と同様に風量500m³/hのエアコンを2台使用すると考えエアコン風量を1,000m³/hとすると、潜熱蓄熱材の相変化温度は式(7-12)より約36℃となり、送風機の必要風量は式(7-14)より約650m³/hとなる。

蓄熱体は、第5章で述べた潜熱蓄熱材を用いた実棟実験の場合の図5-3(b)と同様に、厚さ0.02mの潜熱蓄熱材を空気層を挟んで9層に積む。蓄熱体の幅 B は2mとする。蓄熱材表面の対流熱伝達率 $h^{TS,s}$ は、第6章4節の実験結果と数値計算結果の比較で用いた8W/m²Kとする。蓄熱体の長さは、蓄熱体からの吹出し温度と蓄熱材の相変化温度との差 ΔT を0.5℃として式(7-18)、(7-19)から求めた必要長さ4.5mとした。

これらの条件で、第6章で構築した数値計算モデルを用い、これまでの検討と同様に式(6-50)の外気温度条件で計算した2月1日の居室温度、床表面温度、蓄熱体吹出温度、蓄熱体出口付近の蓄熱材表面温度を図7-10～図7-13に示す。潜熱蓄熱材の相変化温度は、上の条件からは36℃と決められたが、それと異なる32℃、40℃の相変化温度の潜熱蓄熱材を使用した場合の各部温度も示す。

それぞれの温度は、相変化温度が36℃の場合が最も変化幅が小さい安定した温度となっている。図7-13より、蓄熱体出口付近の蓄熱材は相変化温度36℃の蓄熱材を使用した場合が最も相変化温度の状態にある時間が長いことがわかる。2時から12時くらいの間に相変化温度以上となっているが、これは上で蓄熱体長さを決める際に蓄熱材の表面温度を相変化温度で一様であるとしたが、実際には変動しているためである。それぞれの相変化温度の場合について、蓄熱体出口付近の蓄熱材表面の蓄熱・放熱挙動を模擬的に示すと図7-14に示す。適した相変化温度の選択により、蓄熱・放熱をほぼ相変化熱量の熱量の範囲内で行い、安定した各部の温度が得られることがわかる。

相変化温度36℃の潜熱蓄熱材を使用したとき、居室平均温度は蓄熱時(23時から7時)は17.8℃で、放熱時(7時から23時)は18.8℃である。居室設定温度の18℃と異なっているが、それは上で述べた蓄熱材表面温度の変動や、外気温度が設計外気温度(蓄熱時:

3、放熱時：6)と異なること、エアコン風量が必要エアコン風量(約950 m³/h)より50 m³/h 多いこと、床下供給熱量に対する居室への熱流の割合が設計で想定した割合(80%)と異なる(蓄熱時：80%、放熱時：83%)ことの為である。しかし、設計条件とこの程度の差がある場合でもその設計条件に基づいて求めた相変化温度の潜熱蓄熱材を使用した場合の居室設定温度と放熱時の居室平均温度の差は0.8程度であり、ベース暖房としての活用であることを考えると、上で示した潜熱蓄熱材の相変化温度および使用量の決定方法は妥当とみなされる。

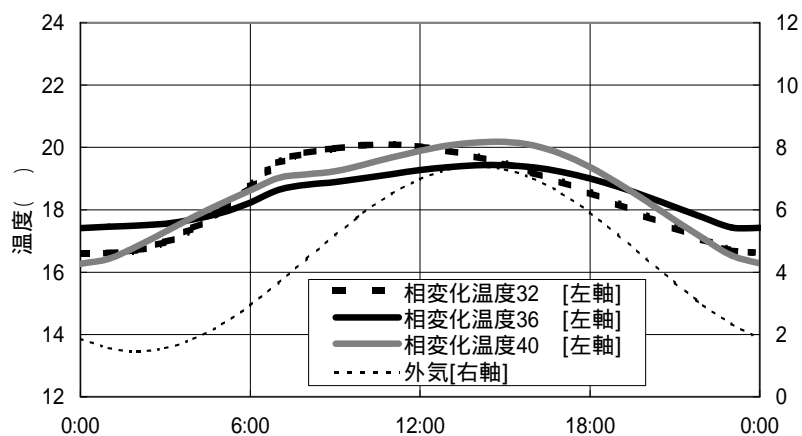


図 7-10 潜熱蓄熱材の相変化温度と居室温度(2月1日)

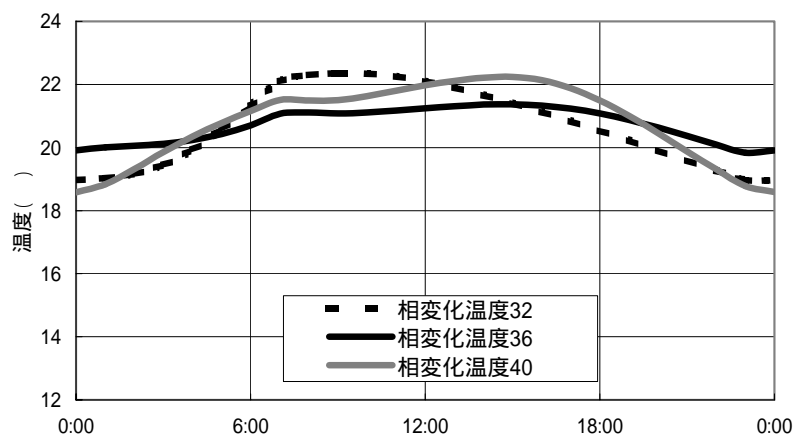


図 7-11 潜熱蓄熱材の相変化温度と床表面温度(2月1日)

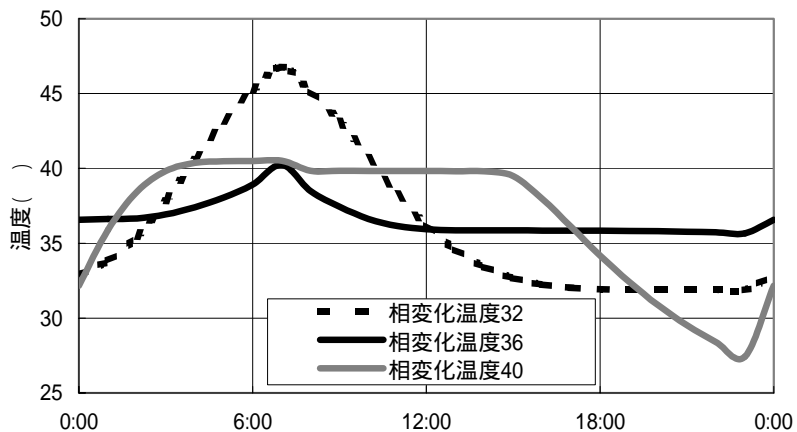


図 7-12 潜熱蓄熱材の相変化温度と蓄熱体吹出温度（2月1日）

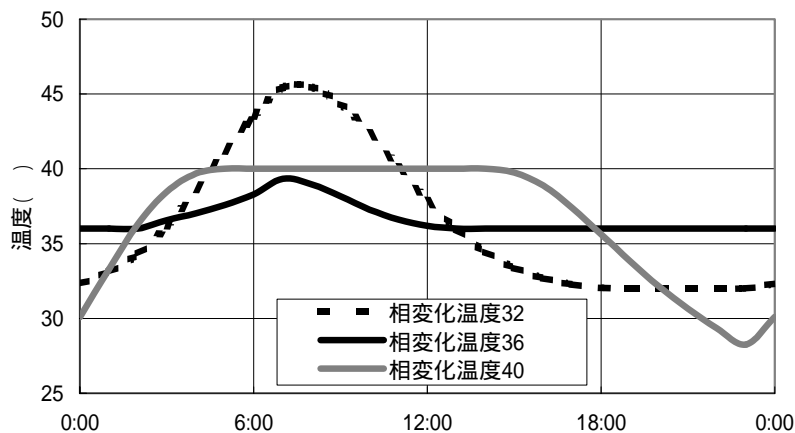


図 7-13 潜熱蓄熱材の相変化温度と蓄熱体出口付近の蓄熱材表面温度（2月1日）

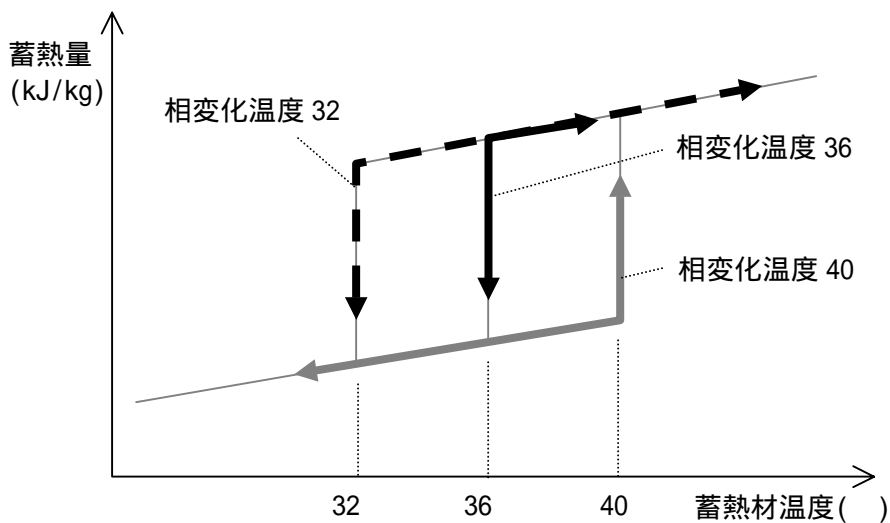


図 7-14 潜熱蓄熱材の相変化温度と蓄熱・放熱挙動

7 - 7 顕熱蓄熱型と潜熱蓄熱型の比較

本章第5節で示した顕熱蓄熱型の送風量 500m³/h の場合と、前節で示した潜熱蓄熱型の相変化温度 36 の場合の居室温度を図 7-15 に示す。どちらもほぼ同じ温度変化となっており、顕熱蓄熱材もしくは潜熱蓄熱材のどちらを使用しても同じ温度環境をつくることができることがわかる。顕熱蓄熱型、潜熱蓄熱型それぞれの使用体積、蓄熱量、単位体積あたりの蓄熱量、発熱量を表 7-5 に示す。1日あたりの蓄熱量は、顕熱蓄熱型の場合は 104MJ で、潜熱蓄熱型の場合は 115MJ とほぼ同じであるが、使用している蓄熱材の体積は、顕熱蓄熱型の場合は 4.00m³、潜熱蓄熱型の場合は 1.62m³ で、顕熱蓄熱型の方が約 2.5 倍大きい。その結果、単位体積あたりの蓄熱量は、顕熱蓄熱型は 26MJ/day m³、潜熱蓄熱型は 71MJ/day m³ で、潜熱蓄熱型の方が約 2.7 倍大きくなっている。このように、同じ温度環境をつくるのに必要な蓄熱材体積は、潜熱蓄熱材を使用した方が小さくなる。ただし、前節で示したように、適切な相変化温度の材料としなかった場合には、その温度変化は大きくなる。

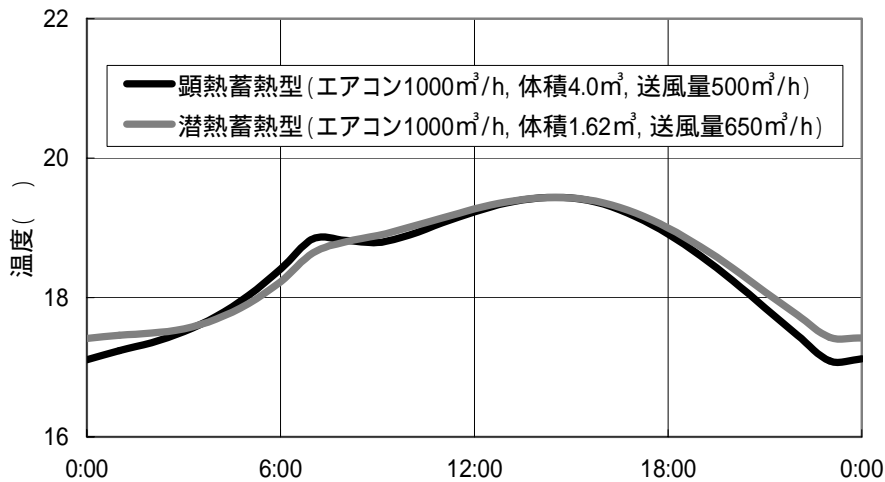


図 7-15 顕熱蓄熱型と潜熱蓄熱型の居室温度 (2月1日)

表 7-5 顕熱蓄熱型と潜熱蓄熱型の蓄熱材使用量と蓄熱量 (2月1日)

	顕熱	潜熱
蓄熱材使用体積(m ³)	4.00	1.62
蓄熱量(MJ/day)	104	115
単位体積あたりの蓄熱量(MJ/day m ³)	26	71
発熱量(MJ/day)	187	191

7 - 8 第7章のまとめ

本章では、蓄熱時および放熱時それぞれにおける居室平均温度を概ね設定した温度とするためのエアコン暖房能力や蓄熱材使用量を外気温度条件や建物の断熱性能に応じて決定方法、および潜熱蓄熱型の場合の適した相変化温度の選定方法について検討した。

まず、居室および床下の定常熱収支を用いてエアコンの暖房能力の決定方法について示した。

そして、蓄熱レンガもしくはコンクリートを顕熱蓄熱材として用いる場合について、前章で構築した数値計算モデルを用いて検討を行い、発熱量に対する蓄熱量の割合（蓄熱割合）と蓄熱材体積の関係を示した。その結果、蓄熱割合と蓄熱材体積の關係に、外気温度や建物の断熱性能、エアコンからの吹出温度の影響はほとんどなく、エアコンおよび送風機の風量の影響を受けることがわかった。また、エアコンの風量が一般的な家庭用エアコンの風量である400～600m³/hの場合、蓄熱材体積が2m³よりも大きくなっても蓄熱割合はほとんど増加しないことがわかった。コンクリートの容積比熱は蓄熱レンガの約0.6倍であるが、蓄熱割合は蓄熱レンガの0.6倍にはならず0.8倍以上となった。これは、コンクリートの方が容積比熱は小さいが、温度変化が大きくなるためである。

この蓄熱割合と蓄熱材体積の關係図を用いて顕熱蓄熱材の使用体積を決定する方法を示し、その妥当性について第6章で構築した数値計算モデルを用いた計算により確認した。

潜熱蓄熱材を用いる場合については、蓄熱材の相変化温度と使用量を定常熱収支から決定する方法を示し、その妥当性について第6章で構築した数値計算モデルを用いた計算により確認した。

さらに、顕熱蓄熱型と潜熱蓄熱型の比較を行った結果、同じ温度環境をつくるのに必要な蓄熱材体積は、潜熱蓄熱材を使用した方が小さいことがわかった。ただし、適切な相変化温度を選択しなかった場合には、その温度変化は大きくなることに注意が必要である。

第 8 章

結論

本研究は、温暖地の基礎断熱住宅におけるベース暖房としての利用を想定した床下暖房について、その温熱環境や床下と地盤および居室間の熱移動特性を明らかにし、また蓄熱型の床下暖房を行う場合の蓄熱・放熱特性の把握、および蓄熱材の適した使用量などを示すことを目的として、以下の検討を行った。

第 1 章では、全館暖房を行うことが一般的ではない温暖地において、室間温度差による諸問題の危険性を低減し放射型の暖房環境が得られる暖房方法として、床下暖房をベース暖房として活用する方法が有用である可能性について言及した。また、床下暖房を行う前提とする基礎断熱住宅の温湿度性状に関する研究のレビューを通して全館暖房の必要性を確認し、床暖房や蓄熱を利用した暖房方法に関する研究のレビューを行った。さらに、対流熱伝達率に関する研究のレビューを行い、床下暖房時の土間表面および床裏の対流熱伝達率に適用できるデータが十分でないことを示した。

第 2 章では、実大実験棟において床下暖房を行い、居室および床下の温度環境と、床下から床、土間および外周基礎への熱流の測定を行い、床下暖房時の基本的な熱挙動の把握を行った。その結果、床下暖房時の居室は放射型の暖房環境となっていることが確認され、床下から土間への熱流は、エアコン吹出直近はやや大きくなるが、その他の部分では床および土間への熱流のおよそ 20%程度であることがわかった。また、床下温度分布の制御はファン等による気流制御で可能であることが確認され、エアコンの能力を十分に活用するには気流制御やエアコンの吸込部分と吹出部分を適切に離すことによりショートサーキットを抑制する必要があることが確認された。

第 3 章では、床下暖房の検討を行う際に重要となる土間表面および床裏の対流熱伝達率について検討を行った。床下空間を模擬した風洞実験を行い、床下暖房時の床下空間のように限られた高さの空間を温風が乱流かつ共存対流の状態で流れる場合の上向きおよび下

向き熱流の対流熱伝達率の検討を行った結果、上面の上向き熱流の対流熱伝達率は 6 ~ 10W/m²K で、下面の下向き熱流の対流熱伝達率は 1 ~ 4W/m²K であることがわかった。上向き熱流の対流熱伝達率が下向き熱流の場合の 2.5 ~ 5 倍となっているのは自然対流の影響であると考えられる。また、流れが乱流状態であった風速 0.08 ~ 0.18m/s に対する上向きおよび下向き熱流それぞれに対する対流熱伝達率の近似式を作成した。

第4章では、顕熱蓄熱材を用いた蓄熱型の床下暖房について、その温度環境と蓄熱体の蓄熱・放熱挙動の把握、および第6章で構築する数値計算モデルの実測再現精度の確認のためのデータ取得を目的として実大実験を行った。顕熱蓄熱材として容積比熱の大きい蓄熱レンガを使用し送風機による強制放熱を行った場合と、容積比熱の小さいコンクリートブロックを使用し強制放熱を行わなかった場合それぞれについて、蓄熱・放熱量を推定し、各部温度挙動の違いについて検討を行った。その結果、前者の蓄熱・放熱量は後者の約3倍となり、居室および床表面の温度変化幅が小さくなった。居室および床表面の温度の挙動は、蓄熱・放熱量の違いの影響を受け、それらを大きくすることで居室および床表面の温度を変化の小さい安定した温度にすることができることが確認された。

第5章では、潜熱蓄熱材を用いた蓄熱型の床下暖房について、その温度環境と蓄熱体の蓄熱・放熱挙動の把握、および第6章で構築する数値計算モデルの実測再現精度の確認のためのデータ取得を目的として実大実験を行った。その結果、潜熱蓄熱材が相変化温度付近で推移する場合には、変化の小さい安定した居室・床表面温度となることが確認された。

第6章では、任意の外気温度条件や建物条件、蓄熱材の熱性能や使用量において検討を行えるようにするため、建物および蓄熱システム全体を数値的にモデル化した。数値計算法としては前進型有限差分法を用いた。居室、床下の温度はそれぞれ1質点に代表させ、居室と外気間の熱移動は外壁の熱貫流と換気を考えた。床および地盤内部の温度は垂直方向の1次元非定常熱伝導を考えた。土間表面および床裏の対流熱伝達率は、第3章の検討結果をふまえ、それぞれ 3W/m²K、10W/m²K とした。蓄熱体内の空気層および居室、床下の温度の計算方法は、定圧条件としてそれぞれのエネルギー収支から流出流量を計算し、質量保存から温度を計算する方法とした。蓄熱体内の蓄熱材温度については、空気層の空気流れに平行な方向と垂直方向の2次元非定常熱伝導を考えた。潜熱蓄熱材の場合には、

1つの相変化温度を考え、その温度にあるときは一定温度のまま融解熱量分を蓄熱もしくは放熱するモデルとした。このように構築した数値計算モデルに、第4章および第5章で示した顕熱蓄熱材および潜熱蓄熱材を用いた実験の条件を与えて計算を行った結果、実験結果と数値計算結果で多少の違いはあるが全体的な熱挙動は概ね再現されており、外気条件や建物条件を変えて蓄熱型床下暖房の温熱環境や蓄熱・放熱挙動の検討を行うには十分な精度を持っているとみなされた。

第7章では、第4章および第5章の蓄熱型の実験より確認された居室および床表面の温度挙動は蓄熱体の蓄熱・放熱量や潜熱蓄熱材の相変化温度の影響を受けるという事をふまえ、蓄熱時および放熱時それぞれにおける居室平均温度を概ね設定した温度とするために必要なエアコン暖房能力や蓄熱材使用量を外気温度条件や建物の断熱性能に応じて決定する方法、および潜熱蓄熱型の場合の適した相変化温度の選定方法について検討した。まず、エアコンの暖房能力の決定方法について示した。そして、蓄熱レンガもしくはコンクリートを顕熱蓄熱材として用いる場合について、エアコンの発熱量に対する蓄熱体の蓄熱量の割合（蓄熱割合）と蓄熱材体積の関係を示し、それを用いて顕熱蓄熱材の使用体積を決定する方法を示した。潜熱蓄熱材を用いる場合については、蓄熱材の相変化温度と使用量を定常熱収支から決定する方法を示した。これらの決定方法の妥当性について第6章で構築した数値計算モデルを用いて計算し確認した。さらに、顕熱蓄熱型と潜熱蓄熱型の比較を行い、同じ温度環境をつくるのに必要な蓄熱材体積は、潜熱蓄熱材を使用した方が小さくなるが、適切な相変化温度を選択しなかった場合には、その温度変化は大きくなることを示した。

本研究では、住宅の1階について、床下暖房によりベース暖房が可能であることを示した。2階も1階と同様の暖房を行う方法としては、床下から1階の間仕切壁を通して2階の床下へ温風を流す方法などが考えられ、間仕切壁の通気特性などを明らかにすることにより可能になると考えられる。

蓄熱型の床下暖房については、その蓄熱効率の検討を行う際、蓄熱体の幅や高さは長さ方向に変化させずに検討を行ったが、エアコンおよび送風機側の蓄熱材の量を増やすなど、それらを変化させることでより効率的な蓄熱が可能である可能性が考えられる。

記号

h	: 対流熱伝達率[W/m ² K]
h^{fs}	: 床表面の対流熱伝達率[W/m ² K]
h^{fus}	: 床裏の対流熱伝達率[W/m ² K]
h^{gs}	: 土間表面の対流熱伝達率[W/m ² K]
$h^{TS,s}$: 蓄熱材表面の対流熱伝達率[W/m ² K]
l	: 水力直径[m]
q	: 熱流[W/m ²]
q^f	: 床への熱流[W/m ²]
q^g	: 土間への熱流[W/m ²]
$q_i^{f\ or\ g}$: 床の計算の時は床の、地盤の計算の時は地盤の検査体積 i への正味流入熱量[J/s]
$q_{i,j}^{TS}$: 蓄熱材の検査体積 i,j への正味流入熱量[J/s]
q_{all}	: 熱流計計測値[W/m ²]
q_c	: 対流熱伝達[W/m ²]
q_r	: 床裏から地盤への放射熱伝達[W/m ²]
u	: 速度[m/s]
u_{ave}	: 平均風速[m/s]
u_h	: 下面から高さ h の風速[m/s]
u^N	: 蓄熱体出口 N の風速[m/s]
$u_{out}^{HP,A}$: 蓄熱体 A へのエアコン吹出速度[m/s]
$u_{out}^{HP,B}$: 蓄熱体 B へのエアコン吹出速度[m/s]
$u_{out}^{VEN,A}$: 蓄熱体 A への送風機吹出速度[m/s]
$u_{out}^{VEN,B}$: 蓄熱体 B への送風機吹出速度[m/s]
$v_{out}^{HP,A}$: 蓄熱体 A へのエアコン吹出風量[m ³ /s]
$v_{out}^{VEN,A}$: 蓄熱体 A への送風機吹出風量[m ³ /s]
v_{in}^{HP}	: エアコンの吸込風量[m ³ /s]

v_{out}^{HP}	: エアコンの吹出風量[m ³ /s]
$v_{n \rightarrow n+1}^{TS,air}$: 蓄熱体内空気層の検査体積 n から n+1 への風量[m ³ /s]
v_{out}^{TS}	: 蓄熱体から床下への吹出風量[m ³ /s]
$v_{C \rightarrow R}$: 床下から居室への換気量[m ³ /s]
$v_{R \rightarrow O}$: 居室から外気への換気量[m ³ /s]
B	: 蓄熱体の幅[m]
$C^{f \text{ or } g}$: 床の計算の時は床材の比熱、地盤の計算のときは地盤の比熱[J/kgK]
C^F	: 蓄熱レンガの比熱[J/kgK]
C^X	: コンクリートブロックの比熱[J/kgK]
C_p^a	: 空気の定圧比熱[J/kgK]
C_v	: 定積比熱[J/kgK]
C_{liq}^{TS}	: 蓄熱材の液体状態における比熱[J/kgK]
C_{sol}^{TS}	: 蓄熱材の固体状態における比熱[J/kgK]
F_s	: 立体角投射率[-]
H_h	: 風速 u_h に代表させる高さ[mm]
K^f	: 床の熱貫流率[W/m ² K]
K^W	: 外壁の熱貫流率[W/m ² K]
L	: 蓄熱体の空気層の層数[-]
N	: 換気回数[回/s]
Nu	: ヌッセルト数
Pr	: プラントル数
$Q_c^{F,A}$: 蓄熱体 A の蓄熱量[J]
$Q_d^{F,A}$: 蓄熱体 A の放熱量[J]
$Q_c^{F,A+B}$: 蓄熱体 A と B の蓄熱量[J]
Q_g^{HP}	: エアコンの発熱量[J]
$Q_g^{HP,A+B}$: 蓄熱体 A と B へ供給するエアコンの発熱量[J]
Q_D^{need}	: 7 時から 23 時の床下への必要供給熱量[W]

Q_N^{need}	: 23時から7時の床下への必要供給熱量[W]
Q_D	: 7時から23時の床下への供給熱量[W]
Q_N	: 23時から7時の床下への供給熱量[W]
Q_c^{TS}	: 蓄熱体の蓄熱量[J]
Q_d^{TS}	: 蓄熱体の放熱量[J]
$Q_{li,j}^{TS}$: 蓄熱材の検査体積 i,j の潜熱蓄熱量[J]
Q_m^{TS}	: 蓄熱材の融解熱量[J/kg]
Q_c^X	: コンクリートブロックの蓄熱量[J]
Q_d^X	: コンクリートブロックの放熱量[J]
R^g	: 床下から土間および床への熱流に対する、床下から土間への熱流の割合[-]
Re	: レイノルズ数
S^{duct}	: ダクトの断面積[m ²]
S^f	: 床面積[m ²]
$S^{f\ or\ g}$: 床面積 (= 土間面積) [m ²]
S^{fus}	: 床裏面積[m ²]
S^{gs}	: 土間面積[m ²]
S^N	: 蓄熱体出口 N の面積[m ²]
S^W	: 外壁の面積[m ²]
$S_j^{TS,s}$: 蓄熱材の検査体積 j の表面積[m ²]
T	: 温度[K]
$T_i^{f\ or\ g}$: 床の計算の時は床の、地盤の計算の時は地盤の検査体積 i の温度[K]
T^{fs}	: 床表面温度[K]
T^{fus}	: 床裏温度[K]
$T^{fus-300}$: 床裏 - 300mm の温度[K]
T^{gs}	: 土間コンクリート表面温度[K]
T^q	: 熱流計設置面温度[K]
T^C	: 床下温度[K]

T_D^C	: 7時から23時の床下温度[K]
T_N^C	: 23時から7時の床下温度[K]
$T_{i,7}^{F,A}$: 蓄熱体Aの温度代表点iの7時の温度[K]
$T_{i,23}^{F,A}$: 蓄熱体Aの温度代表点iの23時の温度[K]
$T_{i,y23}^{F,A}$: 蓄熱体Aの温度代表点iの前日23時の温度[K]
$T_{out}^{F,A}$: 蓄熱体Aから床下空間への吹出温度[K]
$T_{out}^{F,B}$: 蓄熱体Bから床下空間への吹出温度[K]
T_{in}^{HP}	: エアコン吸込温度[K]
T_{out}^{HP}	: エアコン吹出温度[K]
$T_{out}^{HP,A}$: 蓄熱体Aへのエアコン吹出温度[K]
T^O	: 外気温度[K]
T_D^O	: 7時から23時の設計外気温度[K]
T_N^O	: 23時から7時の設計外気温度[K]
T^R	: 居室温度[K] (第7章では設計居室温度[K])
$T_{i,j}^{TS}$: 蓄熱材の検査体積ijの温度[K]
$T_n^{TS,air}$: 蓄熱体内空気層の検査体積nの温度[K]
$T_{N,x}^{TS,air}$: エアコン稼動時の蓄熱体入口からxの位置における空気層の温度[K]
$T_{D,x}^{TS,air}$: 送風機稼動時の蓄熱体入口からxの位置における空気層の温度[K]
$T_j^{TS,s}$: 蓄熱材の検査体積jの表面温度[K]
T_{out}^{TS}	: 蓄熱体の吹出温度[K]
T_{out}^{VEN}	: 送風機吹出温度[K]
$T_{out}^{VEN,A}$: 蓄熱体Aへの送風機吹出温度[K]
$T_{out}^{VEN,B}$: 蓄熱体Bへの送風機吹出温度[K]
T^N	: 蓄熱体出口Nの温度[K]
$T_{ave,7}^X$: コンクリートブロックの7時の測定点平均温度[K]
$T_{ave,y23}^X$: コンクリートブロックの前日23時の測定点平均温度[K]
$T_{ave,23}^X$: コンクリートブロックの23時の測定点平均温度[K]

T_b	: 混合平均温度[K]
T_b^i	: 熱伝達開始点の混合平均温度[K]
T_b^o	: 熱伝達終点の混合平均温度[K]
T_h	: 下面から高さ h の温度[K]
T_s	: 面 s の温度[K]
T_w^i	: 熱伝達開始点の管壁温度[K]
T_w^o	: 熱伝達終点の管壁温度[K]
T_m^{TS}	: 蓄熱材の相変化温度[K]
V	: 体積[m ³]
V^C	: 床下の体積[m ³]
V^R	: 居室の体積[m ³]
$V_i^{F,A}$: 蓄熱体 A の i の部分の体積[m ³]
$V_{i,j}^{TS}$: 蓄熱材の検査体積 i,j の体積[m ³]
$V_n^{TS,air}$: 蓄熱体内空気層の検査体積 n の体積[m ³]
V^X	: コンクリートブロックの体積[m ³]
W	: エアコンの暖房能力[W]
X	: 蓄熱体の長さ[m]
Y	: 蓄熱材の厚さ[m]
Δt	: 測定時間間隔および差分時間刻み[s]
ΔT	: 対数平均温度差[K]
ε^{fus}	: 床裏の放射係数[-]
ε^{gs}	: 土間コンクリートの放射係数[-]
ε_s	: 面 s の放射係数[-]
ε^q	: 熱流計設置面の放射係数[-]
λ^{air}	: 空気の熱伝導率[W/msK]
$\lambda^{f\ or\ g}$: 床の計算の時は床の、地盤の計算の時は地盤の熱伝導率[W/msK]
$\lambda_{i,j}^{TS}$: 蓄熱材の検査体積 i,j の熱伝導率[W/msK]

- $\lambda_{a,b \rightarrow c,d}^{TS}$: 蓄熱材の検査体積 a,b から c,d へ流れる熱流に対する熱伝導率[W/msK]
- λ_{liq}^{TS} : 蓄熱材が液相のときの熱伝導率[W/msK]
- λ_{sol}^{TS} : 蓄熱材が固相のときの熱伝導率[W/msK]
- ρ : 密度[kg/m³]
- ρ^a : 空気の密度[kg/m³]
- $\rho^{f \text{ or } g}$: 床の計算の時は床材の密度、地盤の計算の時は地盤の密度[kg/m³]
- ρ^C : 床下空気の密度[kg/m³]
- ρ^F : 蓄熱レンガの密度[kg/m³]
- ρ_{in}^{HP} : エアコン吸込空気の密度[kg/m³]
- ρ_{out}^{HP} : エアコン吹出空気の密度[kg/m³]
- ρ^O : 外気の密度[kg/m³]
- ρ^R : 居室の密度[kg/m³]
- $\rho_{i,j}^{TS}$: 蓄熱材の検査体積 i,j の密度[kg/m³]
- ρ_{liq}^{TS} : 蓄熱材の液体状態の密度[kg/m³]
- $\rho_n^{TS,air}$: 蓄熱体内空気層の検査体積 n の密度[kg/m³]
- ρ_{out}^{TS} : 蓄熱体から床下への吹出空気の密度[kg/m³]
- ρ_{sol}^{TS} : 蓄熱材の固体状態の密度[kg/m³]
- ρ^X : コンクリートブロックの密度[kg/m³]
- σ_B : ステファン・ボルツマン定数[W/m²K⁴]
- ν^{air} : 空気の動粘性係数[m²/s]

引用文献

- [1] 岩前篤・松本衛・近田智也・松下敬幸・松村収：地盤防湿処理のある住宅床下空間の温湿度性状に関する研究, 日本建築学会計画系論文集 No.528, pp.29-36, 2000.2
- [2] 本間義規・鈴木大隆・坂本雄三・永田明寛・岩前篤：温暖地における冬期の基礎断熱床下空間の温湿度性状 温暖地における基礎断熱工法に関する研究 その1, 日本建築学会計画系論文集 No.525, pp.33-38, 1999.11
- [3] 本間義規・鈴木大隆・坂本雄三：梅雨時期を含む夏期の基礎断熱床下空間の温湿度環境 温暖地における基礎断熱工法に関する研究 その2, 日本建築学会計画系論文集 No.530, pp.25-30, 2000.4
- [4] 藤田浩司・松下敬幸・岩前篤：温暖地における基礎断熱住宅の温湿度性状に関する研究, 神戸大学大学院自然科学研究科紀要 No.24-B, pp.9-15, 2006.3
- [5] 清水則夫：床暖房システムの放熱量に関する研究, 日本建築学会計画系論文集 No.516, pp.61-68, 1999.2
- [6] 菊田弘輝・絵内正道・羽山広文・森太郎・宮坂敏一：外断熱住宅の躯体蓄熱型暖房システムに関する研究, 日本建築学会環境系論文集 No.589, pp.37-42, 2005.3
- [7] 水野里絵・浅野良晴：SET*の時系列変化を考慮した潜熱・顕熱蓄熱材併用型電気床暖房の予測制御に関する研究 その2 SET*の快適範囲を考慮した投入熱量の予測制御, 日本建築学会計画系論文集 No.552, pp.63-68, 2002.2
- [8] 近藤武士・射場本忠彦・坪田祐二・鎌田元康：潜熱蓄熱壁体による躯体蓄熱システムに関する研究 潜熱蓄熱ボードの性能把握および適用効果の検討, 日本建築学会計画系論文集 No.540, pp.23-29, 2001.2
- [9] 菅原正則・梅干野晁：温風式床暖房を持つ高断熱の木造住宅における冬季室内気候に関する研究 その1 居住者の住まい方と主観評価に基づく室内気候の分析, 日本建築学会関東支部研究報告集 計画系, pp.145-148, 1994.3
- [10] 菅原正則・梅干野晁：温風式床暖房を持つ高断熱の木造住宅における冬季室内気候に関する研究 その2 熱的性能の異なる住宅別にみた室内気候と温熱感覚評価との

- 関係, 日本建築学会大会学術講演梗概集 環境工学(D), pp.609-610, 1994.9
- [11] 福島明・絵内正道・宮浦睦明・本間義規：基礎断熱した床下空間を利用したパッシブ換気・暖房方式の実住宅への適用 寒冷地のパッシブ換気に関する研究 その2, 日本建築学会計画系論文集 No.532, pp.51-56, 2000.6
- [12] 岩前・松下・松本：温暖地における基礎断熱住宅の床下暖房時の温湿度性状, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集(富山), pp.125-128, 1999.9
- [13] 日本建築学会編：建築設計資料集成 1, p.99, 丸善, 1978
- [14] ASHRAE：2005 ASHRAE Handbook - fundamentals, Ch.3, pp.13-18, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2005
- [15] F.W.Dittus and L.M.K.Boelter：Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, University of California Engineering Publication, Vol.2, No.13, pp.443-462, 1930
- [16] 尾崎明仁・渡辺俊行・龍有二・長谷川敬一郎・熊添有一・片山忠久・浦野良美：建築外表面の熱・水分伝達に関する実験的研究 風洞実験による水平試料上面の熱・水分伝達について, 日本建築学会計画系論文集 No.407, pp.11-24, 1990.1
- [17] 服部直三・小竹進：発達した水平管内層流流れの自然・強制混合対流熱伝達(実験), 日本機械学会論文集, Vol.43, No.373, pp.3379-3388, 1977.9

本研究に関する発表論文一覧

A . 原著論文

- 1 . 藤田浩司・岩前篤・松下敬幸・北川健司・埴淵晴男：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 実棟実験による基本的熱挙動の把握, 日本建築学会環境系論文集 No.607, pp.65-70, 2006.9
- 2 . 藤田浩司・岩前篤・松下敬幸：風洞実験による床下暖房時の土間・床裏表面の対流熱伝達率の検討, 日本建築学会環境系論文集 No.625, 2008.3 (掲載予定)
- 3 . 藤田浩司・岩前篤・松下敬幸・石津京二・中川浩：顕熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房に関する研究, 日本建築学会環境系論文集 No.626, 2008.4 (掲載予定)
- 4 . 藤田浩司・岩前篤・松下敬幸・中川浩・横山弘嗣・石津京二：潜熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房に関する研究, 日本建築学会環境系論文集 (投稿中)

B . 国際会議

- 1 . Fujita, K., Iwamae, A., Matsushita, T., A Study on Thermal Performance of Heat Storage System Connected with Heat Pump for Residential Houses, Proc. of Building Simulation 2007, Tsinghua University, Beijing, China, pp.321-328, 2007.9

C . 学術講演

- 1 . 藤田浩司・岩前篤・松下敬幸・北川健司：温暖地における床下暖房システムに関する研究 その1 地盤への熱流の対流・放射成分の測定と床下温風経路の検討, 日本建築学会近畿支部研究報告集 第46号 環境系, pp.213-216, 2006.6
- 2 . 北川健司・藤田浩司・岩前篤・松下敬幸：温暖地における床下暖房システムに関する研究 その2 蓄熱型床下暖房時の温熱環境の実測および蓄熱手法の検討, 日本建築学会近畿支部研究報告集 第46号 環境系, pp.217-220, 2006.6
- 3 . 藤田浩司・岩前篤・松下敬幸・北川健司：温暖地における床下暖房システムに関する

- 研究 その1 床下温風経路の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 環境工学 (D-2), pp.1117-1118, 2006.9
4. 北川健司・岩前篤・松下敬幸・藤田浩司: 温暖地における床下暖房システムに関する研究 その2 蓄熱型床下暖房時の温熱環境の実測および蓄熱手法の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 環境工学 (D-2), pp.1119-1120, 2006.9
 5. 藤田浩司・岩前篤・松下敬幸・石津京二・岩出浩・中川浩・横山弘嗣: 温暖地における床下暖房システムに関する研究 その3 熱容量の大きな顕熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房の実棟実験, 日本建築学会近畿支部研究報告集 第47号 環境系, pp.317-320, 2007.6
 6. 横山弘嗣・中川浩・岩前篤・松下敬幸・藤田浩司・石津京二・岩出浩: 温暖地における床下暖房システムに関する研究 その4 潜熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房の実棟実験, 日本建築学会近畿支部研究報告集 第47号 環境系, pp.321-324, 2007.6
 7. 石津京二・藤田浩司・岩前篤・松下敬幸・中川浩・横山弘嗣・岩出浩: 温暖地における床下暖房システムに関する研究 その3 顕熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房の実棟実験による温熱環境の実測, 日本建築学会大会学術講演梗概集 環境工学 (D-2), pp.1071-1072, 2007.8
 8. 藤田浩司・石津京二・岩前篤・松下敬幸・中川浩・横山弘嗣・岩出浩: 温暖地における床下暖房システムに関する研究 その4 顕熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房の実棟実験による蓄熱・放熱量の推定, 日本建築学会大会学術講演梗概集 環境工学 (D-2), pp.1073-1074, 2007.8
 9. 中川浩・横山弘嗣・岩前篤・松下敬幸・藤田浩司・石津京二・岩出浩: 温暖地における床下暖房システムに関する研究 その5 潜熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房の実棟実験による温熱環境の実測, 日本建築学会大会学術講演梗概集 環境工学 (D-2), pp.1075-1076, 2007.8
 10. 横山弘嗣・中川浩・岩前篤・松下敬幸・藤田浩司・石津京二・岩出浩: 温暖地における床下暖房システムに関する研究 その6 潜熱蓄熱材を用いた蓄熱型床下暖房の実

棟実験による蓄熱・放熱量の推定, 日本建築学会大会学術講演梗概集 環境工学
(D-2), pp.1077-1078, 2007.8

謝辞

神戸大学教授・松下敬幸博士のご指導に心から御礼申し上げます。先生には学部4回生および修士課程の3年間、そして博士後期課程の3年間、常に明快な論理でご指導を頂きました。筆者が学部生のときに受講した先生の非常に丁寧な講義と、その中で教えて頂いた建築熱環境工学の面白さが、この分野での研究を始めるきっかけとなりました。修士課程を卒業し一度社会に出てから、再度研究室の門を叩かせて頂いた際に快く受け入れて頂いたことにも深く感謝致します。

近畿大学准教授・岩前篤博士のご指導に心から御礼申し上げます。先生には筆者が学部4回生のときに住宅の熱湿気環境解析の研究を行うきっかけを作っていただき、その後本日に至るまで公私に渡り常に懇切なご指導を頂きました。先生のご指導がなければ、本研究をこのようにまとめることは不可能なことでした。深く感謝致します。

本論文をまとめるにあたり、有益なご助言を頂きました神戸大学教授・森山正和博士、神戸大学准教授・高田暁博士、神戸大学准教授・藤谷秀雄博士に深く御礼申し上げます。

関西電力(株)・石津京二氏、同・北川健司氏、同・岩出浩氏、パナホーム(株)・天野至康氏、同・中川浩氏、同・横山弘嗣氏には、実棟実験の実施からその結果の検討に至るまで、多大なご協力とご助言を頂きました。皆様のご協力なしでは実棟実験は為し得なかった事であり、多くの貴重なデータ取得に惜しみないご協力を頂きました。深く感謝致します。

当時神戸大学学部生の江端克任氏、同・中村太郎氏には、数値計算から実験の実施にあたりご尽力を頂きました。また、神戸大学熱環境解析研究室の学部生、大学院生には、日常の研究活動においてご協力頂きました。深く感謝致します。

最後に、大学院博士後期課程への進学に理解を示し、常に暖かく見守って頂いている父と母に深く感謝致します。