The University of Osaka
Institutional Knowledge Archive

Title	潜熱蓄熱材（ＰＣＭ）を利用した住宅の熱環境調整に関する研究
Author(s)	添田, 晴生
Citation	大阪大学, 2003, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/24515
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

The University of Osaka

工甲 9295

潜熱蓄熱材 (PCM) を利用した住宅の熱環境調整に関する研究

2003 年 1 月

添田 晴生

潜熱蓄熱材 (PCM) を利用した住宅の熱環境調整に関する研究

2003年1月

添田 晴生

目 次

記号表 iv

第 1 章 緒論 1

1.1 研究の背景 1
1.2 PCM 壁ボードの研究例 2
1.3 研究の目的と手法 3
1.4 本論文の概要 4
1.5 本論文の構成 6
参考文献 7

第 2 章 室内熱気流環境予測に関する数値解析手法 10

2.1 はじめに 10
2.2 気流計算手法 11
2.2.1 標準 $k-\varepsilon$乱流モデル 11
2.2.2 壁面境界条件 12
2.3 複合伝熱計算手法 14
2.3.1 HBM(熱収支式法) 14
2.4 放射伝熱計算手法 16
2.4.1 放射熱の扱い 16
2.4.2 放射熱線追跡法 16
2.4.3 平均放射温度 17
2.4.4 日射計算手法 18
2.4.5 ガラスの光学特性 20
2.5 屋外熱環境計算手法 21
2.5.1 大気放射熱の計算手法 22
2.5.2 外壁温度計算手法 22
2.6 熱的快適性評価指標 PMV(Predicted Mean Vote) 23
2.7 まとめ 25
参考文献 25

第 3 章 簡易計算モデル (マクロモデル) による熱負荷予測 **27**
3.1 はじめに 27
3.2 ミクロモデルとマクロモデルの比較 27
3.2.1 モデル室と計算条件 27
3.2.2 比較結果と考察 32
3.3 熱負荷 (暖冷房負荷) 計算手法 39
3.4 まとめ 41
参考文献 42

第 4 章 パラフィンの熱物性に関する実験 **43**
4.1 はじめに 43
4.2 示差走査熱量測定 (DSC,Differential Scanning Calorimetry) 43
4.2.1 測定原理 43
4.2.2 測定条件 45
4.2.3 測定結果と考察 45
4.3 恒温水槽による融解・凝固温度の測定 47
4.3.1 測定装置と測定方法 47
4.3.2 融解温度の測定結果 48
4.3.3 凝固温度の測定結果 49
4.4 まとめ 51
参考文献 52

第 5 章 融解・凝固を考慮した熱伝導計算手法 **53**
5.1 はじめに 53
5.2 理論 53
5.2.1 潜熱のモデル化 54
5.2.2 生成項の線形化 55
5.2.3 温度補正 55
5.3 1 次元凝固問題における本研究の計算解と解析解の比較検証 57
5.4 2 次元凝固問題における本研究の計算解と他研究の計算解の比較検証 59
5.5 パラフィンの潜熱モデル 61
5.5.1 潜熱のモデル化 61
5.5.2 生成項の線形化 63
5.6 パラフィンの融解を伴う熱伝導実験 63
5.6.1 実験装置と実験条件 63
5.6.2 実験結果と計算結果との比較検証 65
5.7 まとめ 73
参考文献 74

第 6 章 PCM 壁ボードの室内熱環境調整に関する数値実験による検証 **76**
6.1 はじめに 76
6.2 PCM 壁ボードの試作 76
6.3 PCM 壁ボードの計算モデル 77
6.4 石こうボードと PCM 壁ボードの数値実験による性能比較 80
6.5 PCM 壁ボードを利用した標準住宅モデルの夏期における冷房負荷予測 . . . 84
6.5.1 大阪と長野における夏期の気象データ 84
6.5.2 モデル室と計算条件 87
6.5.3 計算結果と考察 90
6.6 まとめ 95
参考文献 96

第 7 章 結論 **98**
7.1 各章のまとめ 98
7.2 研究の総括 100
参考文献 101

あとがき **103**

謝辞 **104**

本論文に関係する著者の発表論文 **106**

記号表

a	:	日射に対する吸収率	[-]
a_s	:	固相の熱拡散率	[m^2/s]
a_l	:	液相の熱拡散率	[m^2/s]
B_{ij}	:	Gebhart の吸収係数	[-]
B^s_{ij}	:	日射に対する Gebhart の吸収係数	[-]
B_{oj}	:	人体 (微小球) の Gebhart の吸収係数	[-]
C_C	:	雲量	[-]
C_1,C_2,C_D	:	$k-\varepsilon$モデルの経験定数	[-]
C_i	:	室 i の顕熱容量	[kJ/m^3·K]
C_p	:	比熱	[kJ/(kg·K)]
C_{pe}	:	潜熱を比熱に換算した等価比熱	[kJ/(kg·K)]
E	:	壁の粗さを表す定数	[-]
f	:	固相率 (差分セルにおける固相の体積割合)	[-]
f^o	:	一つ前の時間ステップにおける固相率	[-]
f_a	:	大気の水蒸気分圧	[hPa]
f_{cl}	:	着衣表面積と裸体表面積との比	[-]
f_P	:	水蒸気圧	[hPa]
$F_{gro,i}$	:	面 i の地面に対する形態係数	[-]
F_{ij}	:	面 i の面 jに対する形態係数	[-]
F_{oj}	:	微小球 o の面 jに対する形態係数	[-]
$F_{sky,i}$	:	面 i における天空率 (天空に対する形態係数)	[-]
g	:	重力加速度	[m/s^2]
G_i	:	室 i の潜熱容量	[kJ/(g/kg')]
h_{cl}	:	人体の対流熱伝達率	[W/(m^2·K)]
J_a	:	単位面積当たりの大気放射量	[W/m^2]
J_{dn}	:	単位面積当たりの法線面直達日射量	[W/m^2]
J^S_i	:	単位面積当たりの面 i における日射の総入射量	[W/m^2]
$J_{r\phi}$	:	単位面積当たりの地面からの反射日射量	[W/m^2]
J_{sh}	:	単位面積当たりの水平面天空日射量	[W/m^2]
k	:	乱流エネルギー	[m^2/s^2]
k	:	熱伝導率	[W/(m·K)]
k_s	:	固相の熱伝導率	[W/(m·K)]
k_l	:	液相の熱伝導率	[W/(m·K)]
K	:	雲の高さによる定数	[-]

L	:	代表長さ	[m]
L_a	:	潜熱量	[kJ/kg]
L_h	:	人体の熱収支式における熱負荷	[W/m^2]
M	:	着衣裸体表面積あたりの代謝量	[W/m^2]
n	:	反復回数	[-]
N_b	:	空間差分分割数	[-]
p	:	圧力	[Pa]
q_C	:	室内側壁表面における対流熱流束	[W/m^2]
$q_{C,SUR}$	:	屋外側壁表面における対流熱流束	[W/m^2]
q_{GR}	:	単位面積当たりの地表面放射量	[W/m^2]
q_L	:	室内側壁表面における貫流熱流束	[W/m^2]
$q_{L,SUR}$	:	屋外側壁表面における貫流熱流束	[W/m^2]
q_P	:	室内側壁表面における発熱流束	[W/m^2]
$q_{P,SUR}$	:	屋外側壁表面における発熱流束	[W/m^2]
q_R	:	放射熱流束	[W/m^2]
Q_i	:	室 i の換気量	[m^3/s]
$Q_{k,i}$	:	室 kから室 i への空気の移動量	[m^3/s]
$Q_{l,i}$	:	室 i の潜熱負荷	[W]
$Q_{L,i}$	:	室 i の発熱量 (潜熱)	[W]
$Q_{P,i}$	:	室 i の発熱量 (顕熱)	[W]
$Q_{s,i}$	:	室 i の顕熱負荷	[W]
$R_{dir,j}$	:	面 jの鏡面反射成分	[-]
S	:	生成項	[W]
S_c,S_p	:	生成項の定数	[W]
S_{te}	:	ステファン数	[-]
S_ϕ	:	変数ϕの生成項	[-]
t	:	時間	[s]
T_a	:	大気温度	[K]
T_f	:	融点	[℃]
T_G	:	地表面温度	[K]
T_{liq}	:	凝固開始温度 (融解終了温度)	[℃]
$T_{liq,c}$	:	凝固開始温度	[℃]
$T_{liq,h}$	:	融解終了温度	[℃]
T_{mrt}	:	平均放射温度	[K]
$T_{mrt,o}$	:	人体 (微小球) の平均放射温度	[K]
$T^s_{mrt,o}$	:	日射を考慮した人体 (微小球) の平均放射温度	[K]
T^n	:	反復回数 n の温度	[℃]
T_n	:	$=(T_0-T_w)/(T_f-T_w)$ 無次元温度	[-]
T_{pk}	:	潜熱の熱流束がピークを示すときの温度	[℃]
$T_{pk,c}$	:	潜熱の熱流束がピークを示すときの温度 (凝固過程)	[℃]
$T_{pk,h}$	:	潜熱の熱流束がピークを示すときの温度 (融解過程)	[℃]
T_{sol}	:	凝固終了温度 (融解開始温度)	[℃]

$T_{sol,c}$	:	凝固終了温度	[℃]
$T_{sol,h}$	:	融解開始温度	[℃]
T_{SUR}	:	屋外側壁表面温度	[K]
T_w	:	境界温度	[℃]
T_W	:	室内側壁表面温度	[K]
T'	:	補正された温度	[℃]
T_0	:	初期温度	[℃]
u, v, w	:	x,y,z 方向の速度成分	[m/s]
u_*	:	摩擦速度	[m/s]
x, y, z	:	座標	[m]
x_a	:	大気の絶対湿度	[g/kg']
X_i	:	室 i の絶対湿度	[g/kg']
y^+	:	無次元距離	[-]
α_C	:	室内側壁表面の対流熱伝達率	[W/(m^2·K)]
α_{CA}	:	屋外側壁表面の対流熱伝達率	[W/(m^2·K)]
β	:	空気の体積膨張率	[1/℃]
β_i	:	面 i の受照率	[-]
γ	:	空気中における水蒸気の蒸発潜熱	[kJ/kg]
Γ^ϕ	:	スカラー量ϕの拡散係数	[Pa·s]
Γ_t^ϕ	:	スカラー量ϕの乱流拡散係数	[Pa·s]
Γ_{eff}^ϕ	:	変数ϕの乱流拡散係数	[-]
ΔA_i	:	面 i の面積	[m^2]
Δt	:	タイムステップ間隔	[s]
ΔT	:	相変化温度幅	[℃]
ΔV_i	:	室 i の体積	[m^3]
Δx,Δy,Δz	:	x,y,z 方向の各 control volume の幅	[m]
$\Delta\tau$	:	無次元タイムステップ間隔	[-]
θ	:	温度	[℃]
θ_a	:	外気温度	[℃]
θ_{cl}	:	着衣表面温度	[℃]
Θ_i	:	室 i の空気温度	[℃]
θ_P	:	壁面から第一メッシュの空気温度	[℃]
$\theta_{W,1}$	:	室内側壁表面温度	[℃]
$\theta_{W,2}$	:	壁体表面から第 1 メッシュの壁体温度	[℃]
$\theta_{W,3}$	:	壁体表面から第 2 メッシュの壁体温度	[℃]
ε	:	乱流エネルギー kの消散率	[m^2/s^3]
ε_W	:	壁面の放射率	[-]
η	:	代謝量のうち、外部へなされる仕事の割合	[-]
κ	:	カルマン定数	[-]
λ	:	界面位置を決定する変数	[-]
λ_W	:	壁体の熱伝導率	[W/(m·K)]

μ	:	空気の粘性係数	[Pa·s]
μ_t	:	空気の渦 (乱流) 粘性係数	[Pa·s]
ν	:	空気の動粘性係数	[m^2/s]
ρ	:	空気の密度	[kg/m^3]
ρ	:	密度	[kg/m^3]
ρ	:	日射に対する反射率	[-]
σ	:	シュテファン・ボルツマン常数	[W/(m^2·K^4)]
σ	:	プラントル数	[-]
σ_k,σ_ε	:	$k-\varepsilon$モデルの経験定数	[-]
σ_t	:	乱流プラントル数	[-]
τ	:	無次元時間	[-]
τ	:	日射に対する透過率	[-]
τ_w	:	壁面摩擦応力	[Pa]
ϕ	:	速度成分や温度などの各変数	[-]
ϕ_i	:	面 i の日射の入射角度	[rad]
ψ	:	相変化温度幅を調節する変数	[-]
*	:	1 回前の反復値	[-]
0	:	1 回前のタイムステップ値	[-]

第 1 章

緒論

1.1 研究の背景

空気調和機で消費されるエネルギーは，建物全体で消費されるエネルギーの大半を占めており，このエネルギー消費量を削減することは，エネルギー問題や地球温暖化問題の有効な解決策の１つになるものと考えられる．また，一方で，居住空間の快適性のニーズが年々高まっており，より居住しやすい快適な空間作りが求められている．よって，筆者は空気調和におけるエネルギー消費量の削減，熱負荷の削減，ならびに室内の熱環境を調整する技術の向上を課題として，研究に取り組むことにした．

これらの課題を克服する技術の一つに蓄熱が挙げられる．一般的に熱源と利用する空間との間には，常に時間的，空間的ギャップが存在するが，蓄熱とはそのギャップを埋めるための技術であり，エネルギーの有効利用につながるものである．さらに空間に対して，大きな変動を持った熱負荷が生じた場合，蓄熱技術によりその変動を小さくし，緩和することが可能となる．これは熱環境の安定化，ならびに調整につながるものである．

蓄熱の分類としては，主に (1) 顕熱蓄熱，(2) 潜熱蓄熱，(3) 化学反応熱による蓄熱などが挙げられる．一般的に空気調和の分野では，(3) 化学反応熱についてあまり扱っておらず，ここでは (1)，(2) について取り上げる．まず，(1) 顕熱蓄熱材は地上において豊富に存在する物質であり，低コストかつ化学的に安定であり，また取り扱いが容易である．しかし，利用過程で温度が変化する点や蓄熱容量の小さい点などが課題である．主な物質として，水，コンクリート，レンガなどが挙げられ，パッシブソーラーハウスなどの蓄熱壁として利用されることがある．また最近，事務所ビルなどにおいて，安価な夜間電力を利用して，躯体[1]であるコンクリートに冷 (温) 風を当てて蓄冷 (熱) させ，その蓄冷 (熱) した熱エネルギーを昼間の冷暖房に利用する躯体蓄熱式空調システム [1] が研究されており，実用化しつつある．次に，(2) 潜熱蓄熱材 (Phase Change Materials，PCM) について，PCM は主に相変化 (液体が固体に変化する) 時における潜熱が大きな物質が用いられ，PCM の代表的な無機物質として，硫酸ナトリウム 10 水和塩，塩化カルシウム 6 水和塩などが挙げられる．一方，有機物質では，パラフィン，ワックス，脂肪酸エステルなどが挙げられる．これらの PCM は蓄熱密度が大きいため，蓄熱材をコンパクトにできるという利点があり，また PCM は一定温度で相変化を行うため，室内を一定の熱環境に保つことによる快適性の向上が期待されている．

[1]躯体とは，建物の主要な構造体を指す．

以上のような利点から，本研究では，顕熱蓄熱材よりも大きな熱容量を持つ PCM を取り上げ，研究を進めていく．

1.2 PCM 壁ボードの研究例

建築や空気調和の分野では，壁，床や天井を構成する躯体等に蓄熱するシステムが存在する．この蓄熱システムでは，室内で発生する熱を直接，壁，床や天井に蓄熱し，その蓄熱された熱エネルギーを室内に直接放熱することが可能となるため，室内の熱環境を調整することが容易となる．また室内の空気に対して大きな伝熱面積が得られるため，熱効率が上がるものと考えられる．さらに大きな蓄熱設備，あるいは機械設備を必要としないため，空間の省スペース化にも有効となる．このように壁，床や天井に蓄熱する場合には，以上の利点が挙げられるが，PCM を適用することにより蓄熱効率をさらに上げることが可能となり，その結果，蓄熱材をコンパクトにすることも可能であると考えられる．

しかし，壁，床や天井に PCM を適用する際には，熱効率を上げるために，なるべく表面近くに設置する必要があるが，PCM を容器に封入すると，壁や床の表面に設置することは難しくなり，熱効率が低下する可能性が高い．そこで，壁や天井の仕上げ材として普及している石こうボードに PCM を混入，含浸させる技術があることに着目した．この PCM の利用方法であれば，容器が不要となり，室内の省スペース化を実現させつつ，石こうボードの蓄熱密度を増し，室内の熱環境を容易に調整することが可能となるものと予想される．以上の利点から，本研究では石こうボードに PCM を混入したボード (” PCM 壁ボード” と呼ぶことにする) を取り上げ，研究の焦点を当てる．

近年，アメリカやカナダを中心として，PCM を石膏ボードに含浸させた PCM 壁ボードに関する研究が幾つか報告されている．1982-1997 年，Salyer と Sircar ら [2] により PCM(n-オクタデカン) を建材に含浸させる研究が行われ，PCM をシリカパウダーと共に石膏ボードに含浸する，あるいは，ペレットにして石こうボードに混入する研究が行われた．また，Feldman ら [3]〜[9](1989-1997 年) は，PCM として数種類の脂肪酸エステル (ステアリン酸，パルミチン酸，ラウリン酸など) を取り上げ，PCM 壁ボードの耐火性，耐水性，耐久性，強度試験，VOC(Volatile Organic Compounds，揮発性有機化合物) 試験などを行い，その結果，耐火性に多少の課題を残したようである．さらに，彼らはパッシブソーラーハウスに PCM 壁ボードを適用し，室内熱環境調整に効果があることを報告している．また，Stovall ら [10](1995 年) は PCM 壁ボードの経済性評価を行っており，パッシブソーラーハウスにおける PCM 壁ボードの償却期間は約 5 年と試算している．また Stetiu ら [11](1998 年) は，事務所ビルをモデル室として，夜間の機械換気と PCM 壁ボードを組み合わせたシステムに対して数値計算を行っており，28 %の最大冷房負荷を削減できることを報告している．また，Neeper[12](2000 年) は PCM 壁ボードの最適融点の検討を行っており，最適融点は平均室温に依存し，また外気温度と壁体の熱抵抗にも依存することを示している．一方，国内における PCM 壁ボードに関する研究例は比較的少ないが，パラフィンを木質ボードに混入した研究例 [13] がある．また近藤，射場本ら [14] は，高密度ポリエチレンと n-オクタデカンのペレットを作成し，それを石こうボードに混入した PCM 壁ボードを用いて，実験と数値解析

を行い，夏期における電力ピークカットや負荷平準化に効果があることを報告している．

また本研究においても，パッシブソーラーハウスの蓄熱壁であるTrombe壁[2][16]にPCMを適用した場合[17][18][19]や，石こうボードの代わりにPCM壁ボードを適用した場合[20][21]について，大西ら[22]が開発した”数値環境試験室”[3]，ならびに著者がその数値環境試験室を簡易化し，作成した計算モデル[23][24]により，それらの熱的性能について検討を行っている．

また既報の研究[21][25]において，冬期におけるパッシブソーラーハウスでのPCM壁ボード(PCM30wt %含浸)の性能を検証することを目的として，札幌の気象条件下において，1ヶ月間の計算を行い，以下の知見が得られている．

(1). 熱的快適性評価指標であるPMV(Predicted Mean Vote，予測平均申告)値の快適域(PMV$\leq \pm 0.5$)を24時間保つように暖房を行った場合，あるいは，昼間のみ快適域を保つように暖房を行った場合，PCMの最適融点を用いると，省エネルギー率は約10%程度，ピーク電力削減率は約7割程度得られる．ただし，札幌のピーク時間帯は16～18時である．

(2). 同様の暖房条件では，Trombe壁(厚み14mm)としてPCMを適用すると，20%程度の省エネルギー率が得られる．

(3). PMV値の快適域(PMV$\leq \pm 0.5$)を24時間保つように暖房を行った場合，PCMの最適融点は，1日の壁表面最低温度より約2℃高い温度であった．ただし，1日の壁表面最低温度は，快適域に保たれる1日の最低室温と等しい．

また，著者は，PCM壁ボードを利用した標準的な住宅モデルにおいて，PCM壁ボードに夏期の室温上昇を抑制させる効果があることを計算により確認している．[26][27]

以上の様々な研究の成果から，パッシブソーラーハウスにおけるPCM壁ボードの全般的な熱的性能は把握できた．しかし，従来の研究例から，日本の夏期の気象条件下におけるPCM壁ボードを利用した標準的な住宅の熱的性能について，あまり検討がなされていないことがわかる．以上の理由から，本研究ではPCM壁ボードを標準的な住宅に使用することを考え，特に日本の夏期に焦点を絞り，PCM壁ボードの熱的な効果について調べることにした．

1.3 研究の目的と手法

本研究の目的は，PCM壁ボードを利用した標準的な住宅の日本の夏期における熱的な効果(熱負荷削減，熱的快適性など)を調べることである．この目的を達成するために，本研究では，次に述べる手法を用いた．

[2]Trombe壁とは，フランスのTrombe氏が提案したパッシブソーラーハウスの蓄熱壁を指し，一般的にコンクリートやレンガ等が用いられる．[15]

[3]本論文において，数値環境試験室とは，数値計算上に作成した試験室のことを指しており，数値流体力学等の手法を用いて，試験室内の熱移動現象を再現し，さらに熱環境の予測・評価を行うことが可能である．

本研究では，PCM 壁ボードの持つ耐火性などの問題から，パラフィンをマイクロカプセル [28] [4] 化し，石こうと混ぜ合わせることによって作られる PCM 壁ボードを想定し，この PCM 壁ボードを利用した住宅の熱的性能を数値実験により調べることを考えた．

その際には，まず PCM 壁ボードの熱的性能を調べる必要がある．そこで，マイクロカプセル化されたパラフィンの融解・凝固温度特性は，パラフィン単体の融解・凝固温度特性とそれほど変りは無いものと予想されるため，本研究では，PCM として代表的なパラフィン (主成分 n-オクタデカン，純度 94 %) を取り上げ，示差走査熱量測定 (DSC,Differential Scanning Calorimetry)，ならびに恒温水槽による測定を行い，パラフィンの融解・凝固温度特性を調べることにした．ここで，n-オクタデカンの融点，ならびに潜熱量のデータ [29] は存在するものの，融解・凝固温度幅や潜熱分布に関する詳細なデータはあまり存在しない．また，本研究で取り扱うパラフィン (n-オクタデカン) と n-オクタデカンの物性が同じであるとは限らないため，測定を行った．次に，この測定されたパラフィンの融解・凝固温度特性を元にして熱伝導計算モデルを作成し，この熱伝導計算モデルの妥当性を調べるために，パラフィンの融解を伴う熱伝導実験を行った．

以上のように，本研究では，パラフィンの融解・凝固温度特性を実験により調べ，その特性を考慮した熱伝導計算モデルをパラフィンの融解を伴う熱伝導実験により検証しており，これらの手法は数値計算を用いて研究を進めていく上では欠かせないものであると考えた．

最終的に，数値環境試験室 [22] の気流計算を省略した簡易計算モデル (”マクロモデル”と呼ぶことにする)[23][24] にパラフィンの融解・凝固温度特性を考慮した熱伝導計算モデルを組み込み，このマクロモデルを用いて，PCM 壁ボードを利用した標準住宅モデルの日本の夏期における熱負荷削減効果，熱的快適性の向上効果について，予測・評価を行った．

以上のように，本研究の目的と手法について述べたが，従来の PCM 壁ボードに関する研究例において，数値環境試験室的なツールを用いて解析を行っている例はほとんど見当たらず，また PCM 壁ボードの熱的快適性への影響を詳細に調べている例もあまり見当たらないため，ここに本研究の特徴があると言える．

1.4 本論文の概要

本研究では，室内の熱環境，ならびにエネルギー消費量の予測・評価を行うことを目的として，熱気流環境解析コードによる数値環境試験室を構築しており，さらに長期間の室内熱負荷予測，ならびに室温予測を可能とするために，この数値環境試験室をベースとして気流計算を省略し，完全混合を仮定するマクロモデルを作成した．このマクロモデルは室内空間や壁体をメッシュ分割して放射解析を行っているため，汎用熱負荷計算コードに比べると，日射を含めた放射の取り扱いや熱的快適性予測などの点で優れている．また，今後，気流計算を用いた”ミクロモデル”との連成や暖冷房システムの計算モデルの導入も期待される．(ただし，本研究では，マクロモデルに対して，気流計算を加えた計算モデルをミクロモデ

[4]マイクロカプセルとは，高分子からなる非常に小さな容器であり，ミリメートルからナノメートルの範囲の大きさである．マイクロカプセルは優れた機能を有しているため，様々な分野で用いられており，感圧複写紙，圧力分布測定用フィルム，人工イクラ，持続放出性医薬品等々である．マイクロカプセルの製法について，界面重合法，不溶化反応法，相分離法，界面沈殿法などが挙げられる．[28]

ルと呼ぶことにする．)

また，このマクロモデルを使用する際に，計算精度の低下が懸念されるため，気流計算を加えたミクロモデルと比較を行った．その結果，平均室温において，最大で約1℃の差が生じていたが，長期計算という観点から許容差とみなし，これらのツールを用いて，住宅におけるPCM壁ボードの性能予測・評価を行うとした．

次に，PCM壁ボードの性能を検証する際に，PCMの融解・凝固温度特性を調べる必要があるため，PCMとしては，パラフィン(主成分n-オクタデカン)を取り上げ，示差走査熱量測定(DSC)，ならびに恒温水槽の実験により融解・凝固温度特性を調べた．その結果，融解温度は26.0℃付近から26.5℃であり，凝固温度は25.4℃から25.2℃付近であった．また凝固の際には過冷却現象を確認し，さらに融解温度と凝固温度に差が生じるヒステリシスを確認した．

また本研究では，固相率fを用いて，融解・凝固を考慮した熱伝導計算モデルを作成しており，1次元凝固問題における解析解，ならびに2次元凝固問題におけるCrowley[30]，Caoら[31]，Hsiaoら[32]の計算解と比較を行った結果，良い一致が得られ，計算モデルは妥当性を示した．次にDSC，ならびに恒温水槽により測定されたパラフィンの融解・凝固温度特性をモデル化し，パラフィンの融解を伴う熱伝導実験を行い，熱伝導計算モデルの検証を行った．その結果，実験値と計算値との間で，大体の一致が見られ，パラフィンの融解・凝固温度特性を考慮した熱伝導計算モデルは妥当性を示した．そこで，この計算モデルを本研究で用いているマクロモデルに組み込んだ．

この融解・凝固を考慮した熱伝導計算モデルは，相変化の際に温度幅を伴わない場合や，パラフィンのように温度幅を伴う場合にも対応でき，さらに融解温度と凝固温度に差が生じるヒステリシスのある場合についても対応することができ，応用範囲が広く，有用な計算モデルであると考えている．

次に，PCM壁ボードに対する計算モデルの検討として，パラフィンと石こうからなるPCM壁ボードを一様な物質であるとするマクロな計算モデルを取り上げる．これに対して，パラフィンと石こうを各セルに割り振るミクロな計算モデルを用いて検証を行い，その結果，マクロな計算モデルは妥当性を示した．次に，この計算モデルを用いて石こうボードとPCM壁ボードの性能比較を行った．

最後に，本研究で調べたパラフィン(主成分n-オクタデカン)を用いて作られるPCM壁ボードを想定して，そのPCM壁ボードを利用した標準的な住宅の日本の夏期(6〜9月)における熱的性能を調べるために，マクロモデルによる熱負荷予測計算を行った．モデル室を標準住宅モデルの1階LD室(居間・食堂)とし，またモデル計算の対象地は大阪と長野とし，その地域における気象データを用いた．以上の条件による計算結果として，PCMの効果は気象条件に大きく依存しており，大阪の7，8月は夜間の外気温度が25℃付近にしか下がらないため，パラフィン(融点約26℃)が夜間に凝固することが少なく，潜熱の効果は発揮されないが，6，9月には，パラフィンの融解・凝固のサイクルが見られ，潜熱の利用頻度が高く，熱環境を安定化させる効果がみられた．一方，長野の気象条件を用いた場合は，夜間の外気温度が25℃を下回る日が多いため，融解・凝固のサイクルが見られ，潜熱の利用頻度が高く，特に夜間に外気を室内に導入した場合は，石こうボードを使用した場合に比べ

て，顕熱，潜熱を合わせた冷房負荷を約 14 %削減していた．ただし，PCM 壁ボードの効果による削減は約 8 %であり，残りは換気による効果であった．また，PCM 壁ボードは室温を安定化させ，熱的快適性を向上させる効果があることを確認した．

1.5 本論文の構成

本論文の構成について述べる．

第 2 章では，数値環境試験室を構成している熱・気流環境予測に関する数値解析手法について述べている．ここでは，標準 $k-\varepsilon$乱流モデル，また壁表面の熱移動現象の扱いとして，熱バランスを考慮した HBM(Heat Balance equation Method) の説明を行っている．また，室内における放射の取り扱いや日射の反射に関する計算モデルについて述べており，最後に熱的快適性を評価するための指標である予測平均申告 PMV(Predicted Mean Vote) について概説を行っている．

第 3 章では，長期間の熱負荷予測を行うために，本研究で構築している数値環境試験室をベースとして作成したマクロモデルを用いて，気流計算を用いた従来のミクロモデルとの比較を行い，精度検証を行った．その後に多数室熱負荷計算法について概説している．

第 4 章では，示差走査熱量測定 (DSC) を用いて，パラフィンの潜熱量，ならびに融解・凝固温度特性について調べた結果についてまとめ，また恒温水槽を用いた実験により，パラフィンの融解・凝固温度を調べた結果についてまとめている．

第 5 章では，融解・凝固を考慮した熱伝導計算モデルについて述べ，1 次元凝固問題における解析解との比較，ならびに 2 次元凝固問題における Crowley[30]，Cao ら [31]，Hsiao ら [32] の計算解との比較検証を行った．次にパラフィンの融解・凝固温度特性を考慮した計算モデルを作成し，パラフィンの融解を伴う熱伝導実験により計算モデルの検証を行った結果についてまとめている．

第 6 章では，PCM 壁ボードを試作し，その問題点に触れ，さらに PCM 壁ボードの計算モデルについて検討を行った．最後に PCM 壁ボードを利用した標準住宅モデルの夏期における熱的性能についての検証を行うために，熱負荷予測計算を行い，その結果について考察を行い，まとめている．

第 7 章では，本研究で得られた成果についてまとめ，研究の総括を行っている．

参考文献

[1] 吉竹裕二：躯体蓄熱空調システム，建築と社会，Vol.80，No.8，pp.49-51，1999

[2] Ival O. Salyer and Anil K. Sircar : A Review of Phase Change Materials Research for Thermal Energy Storage in Heating and Cooling Applications at the University of Dayton from 1982 to 1996, International Journal of Global Energy Issues, Vol.9, No.3, pp.183-198, 1997

[3] D.W.Hawes, D.Banu and D.Feldman : Latent Heat Storage in Concrete, Solar Energy Materials, Vol.19, pp.335-348, 1989

[4] D.Feldman, M.A.Khan and D.Banu : Energy Storage Composite with an Organic PCM, Solar Energy Materials, Vol.18, pp.333-341, 1989

[5] D.W.Hawes, D.Banu and D.Feldman : Latent Heat Storage in Concrete. II, Solar Energy Materials, Vol.21, pp.61-80, 1990

[6] D.Feldman, D.Banu, D.Hawes and E.Ghanbari : Obtaining an energy storing building materilal by direct incorpration of an organic phase change material in gypsum wallboard, Solar Energy Materials, Vol.22, pp.231-242, 1991

[7] D.Feldman, D.Banu and D.Hawes : Low chain esters of stearic acid as phase change materials for thermal energy storage in buildings, Solar Energy Materials and Solar Cells, Vol.36, pp.311-322, 1995

[8] D.Feldman, D.Banu, D.Hawes : Development and application of organic phase change mixtures in thermal storage gypsum wallboard, Solar Energy Materials and Solar Cells, Vol.36, pp.147-157, 1995

[9] K.Athienitis, C.Liu, D.Hawes, D.Banu and D.Feldman : Investigation of the Thermal Performance of a Passive Solar Test-Room with Wall Latent Heat Storage, Building and Environment, Vol.32, pp.405-410, 1997

[10] T.K.Stovall and J.J.Tomlinson : What are the Potential Benefits of Including Latent Storage in Common Wallboard?, Transactions of the Asme Journal of Solar Energy Engineering, Vol.117, pp.318-325, 1995

[11] Stetiu.C. and H.E.Feustel : Phase-Change Wallboard and Mechanical Night Ventilation on Commercial Buildings, Berkeley National Laboratory, 1998

[12] D.A.Neeper : Thermal Dynamics of Wallboad with Latent Heat Storage, Solar Energy, Vol.68, No.5, pp.393-403, 2000

[13] 桜川智史，山下昌平，遠藤恭延，山田雅章：PCM を混入した木質ボードの性能，日本木材加工技術協会年次大会講演要旨集，Vol.14，pp.34-35，1996

[14] 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，Vol.540，pp23-29，2001

[15] 中島康孝：日本におけるトロンブ式ソーラーハウスの性能と簡易設計資料，Journal of JSES，Vol.20，No.2，pp.6-12，1994

[16] Onishi J., Soeda H. and Mizuno M. : Numerical Simulation of Distributed Heat Storage System in a Residential Room with a Massive Wall, Proc.of 7thInternational Conference on Thermal Energy Storage, Sapporo, Japan, Vol.1, pp.343-348, 1997-6

[17] Onishi J., Soeda H. and Mizuno M. : Numerical study on a low energy architecture based upon distributed heat storage system, Renewable Energy, Vol.1, pp.61-66, 2001

[18] 添田晴生，大西潤治，水野　稔：躯体蓄熱をベース空調とした省エネルギ住宅に関する研究—CFD による基本的性能の検討—，日本機械学会　第 9 回環境工学総合シンポジウム'99 講演論文集，pp.372-375，1999

[19] 添田晴生，大西潤治，水野　稔：躯体蓄熱をベース空調とした省エネルギ住宅に関する研究—潜熱蓄熱材を適用した場合—，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.1585-1588，1999

[20] 添田晴生，大西潤治，木本日出夫：PCM を利用した室内熱環境調整に関する研究 第 1 報—PCM 数値モデルの検証と熱気流環境解析コードへの導入，空気調和・衛生工学会論文集，No.86，pp.11-19，2002

[21] Soeda H., Onishi J., Kim J.R. and Mizuno M. : Numerical Study on the Effect of Latent Heat Storage in a Heating System of a Residential Room, Proc. of the 4th JSME-KSME Thermal Engineering Conference, Kobe, Japan, Vol.1, pp247-252, 2000-10

[22] 大西潤治，竹谷伸行，水野 稔：室内熱気流環境の数値予測手法に関する研究 第 1 報—解析コード SCIENCE の概要と計算手法，空気調和・衛生工学会論文集，No.58，pp.23-33，1995

[23] 添田晴生，大西潤治，水野　稔：躯体蓄熱をベース空調とした省エネルギ住宅に関する研究—その２．簡易計算法によるパッシブソーラーシステムの熱的性能評価—，日本機械学会　第 10 回環境工学総合シンポジウム 2000 講演論文集，pp.324-327，2000

[24] Onishi J., Soeda H., Nakamura N., Mori K. et al. : Development of Numerical Method for Estimation of Energy Consumption in Various Residential Houses Including Passive Solar Ones, Proc. of 4th ISES Europe Solar Congress, Bologna Italy, 2002-6, in CD-Rom.

[25] Onishi J., Soeda H., Kim J.R. and Kimoto H. : Application of a Numerical Test Room to Evaluating Energy Systems and Thermal Environments of Low Energy Architectures, 38th Annual Conference of the Australian and New Zealand Solar Energy Society, Brisbane, Australia, pp.133-141, 2000-12

[26] Soeda H., Onishi J., Kim J.R. and Kimoto H. : Numerical Study on the Effect of Latent Heat Storage in a Cooling System with Solar Energy, 38th Annual Conference of the Australian and New Zealand Solar Energy Society, Brisbane, Australia, pp.151-159, 2000-12

[27] 添田晴生，大西潤治，木本日出夫：躯体蓄熱をベース空調とした省エネルギ住宅に関する研究—その3．夏期におけるPCMボード壁の室温上昇抑制効果に関する数値解析的研究—，日本機械学会　第11回環境工学総合シンポジウム2001講演論文集，pp.437-440，2001

[28] 近藤　保：化学 One Point13 マイクロカプセル，共立出版株式会社，1985

[29] John A. Dean : Lange's Handbook of Chemistry 14th Edition, McGraw-Hill, 1992

[30] A.B.Crowley : Numerical solution of Stefan problems, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 21, pp.215-218, 1978

[31] Y.Cao, A.Faghri and W.S.Chang : A Numerical analysis of Stefan problems for generalized multi-dimensional phase-change structures using the enthalpy transforming model, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.32, pp.1289-1298, 1989

[32] J.S.Hsiao and B.T.F.Chung : An efficient algorithm for finite element solution to two-dimensional heat transfer with melting and freezing, ASME Paper No.84-HT-2, 1984

第 2 章

室内熱気流環境予測に関する数値解析手法

2.1 はじめに

数値環境試験室を構築する上で，重要な事柄は，室内における気流や熱移動現象を正確に扱うことである．本章では，数値環境試験室の骨組みである数値解析手法についてまとめている．図 2.1に数値環境試験室の概念図を示す.

室内の熱気流環境を正確に予測するには，気流分布の再現や壁面での放射・伝導・対流による複合伝熱を正確に扱うことが重要である．本研究で用いている熱気流環境解析コード [1] では，気流場を予測する際に，一般的な標準 $k-\varepsilon$乱流モデルを用いている．また気流計算，壁体内部の熱伝導計算，ならびに壁体表面間の放射計算を連成させながら，壁表面における熱収支式を解く HBM(Heat Balance equation Methods) を採用している．また室内における壁面近傍の気流性状はあいまいで複雑であるため，壁体表面における対流伝熱の扱いは容易ではないが，提案されている壁関数 [2][3] が実用的に許容しうる精度であると判断し，採用している．

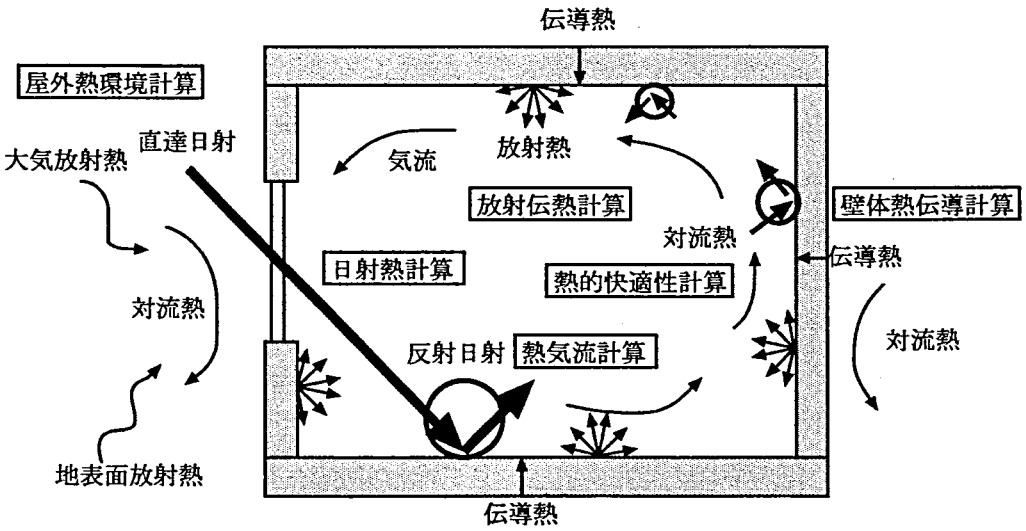


図. 2.1: 数値環境試験室の概念図

一方，屋外熱環境が室内へ及ぼす影響についても考慮しており，日射に関しては，直達日射と天空 (拡散) 日射に分類し，室内の壁に到達する直達日射に関しては，その壁面での反射日射をさらに追跡し，各壁面の日射吸収量を算出している．さらに天空日射は拡散光として扱い，壁面では完全拡散反射をすると仮定している．また大気放射や地表面放射なども考慮しており，屋外熱環境の複雑な要素を考慮に入れて計算を行っている．

なお，室内の熱気流環境が人体に及ぼす影響については，熱的快適性指標である PMV(予測平均申告) を用いて，快適性の評価を行っている．

2.2 気流計算手法

2.2.1 標準 $k-\varepsilon$乱流モデル

エアコンなどの対流式空調を使用しない場合は，室内気流は自然対流が支配的であると考えられるが，低レイノルズ数型乱流モデル [4] などは計算コストの面で実用的ではない．一般的に室内気流を予測する際には，計算コストや広範囲に適用できる点などから標準 $k-\varepsilon$ 乱流モデルが用いられている．よって，本研究で用いている解析コードでは，室内気流を予測する際に標準 $k-\varepsilon$乱流モデルを用いることとした．

非圧縮性乱流の支配方程式は，全ての変数に関して同形であるため，以下に示す一般式で表せる．

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_j\phi)}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left\{(\Gamma^{\phi}_{eff})\frac{\partial\phi}{\partial x_j}\right\}+S_{\phi} \tag{2.1}$$

ここで，変数ϕは，それぞれ速度成分 u，v，w，温度θ，乱流エネルギー k，乱流エネルギー消散率εに対応しており，各変数に対する乱流拡散係数Γ^{ϕ}_{eff}，生成項 S_{ϕ}を表 2.1に示す．また乱流エネルギー kの生成項 G および浮力項 Bはそれぞれ次式で表される．

$$G = \mu_t\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{2.2}$$

$$B = g\beta\Gamma^{\phi}_{t}\frac{\partial\theta}{\partial x_j} \tag{2.3}$$

また，渦粘性係数μ_tは経験定数 C_Dを用いると，

$$\mu_t = C_D\frac{\rho k^2}{\varepsilon} \tag{2.4}$$

となる．

以上の式に現れたC_D，C_1，C_2，σ_k，σ_εは，いずれも $k-\varepsilon$モデルの経験定数であり，Launder・Spalding により推奨されている値 [5] を用いた．(表 2.2参照)

表 2.1: 各従属変数に対するΓ^{ϕ}_{eff}, S_{ϕ}

ϕ	Γ^{ϕ}_{eff}	S_{ϕ}
u_i	$\mu+\mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma^{\phi}_{eff}\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)+F_i$
θ	$\frac{\lambda}{c_p}+\frac{\mu_t}{\sigma_t}$	-
k	$\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$G+B-\rho\varepsilon$
ε	$\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}$	$C_1\frac{\varepsilon}{k}(G+B)-C_2\rho\frac{\varepsilon^2}{k}$

(λ, c_pは流体の熱伝導率，比熱を表す)

表 2.2: 標準 $k-\varepsilon$乱流モデルの経験定数と乱流 Pr 数

C_1	C_2	C_D	σ_k	σ_ε	σ_t
1.44	1.92	0.09	1.0	1.3	0.7

これらの式の離散化，差分スキーム，ならびに SIMPLE 解法は，全て Patankar の手法 [6] に準拠している．

2.2.2 壁面境界条件

本研究で用いている解析コードでは，標準 $k-\varepsilon$乱流モデルを採用しており，これは十分発達した乱流域にのみ適用可能である．従って低レイノルズ数乱れ領域が存在する壁面近傍流れを含んだ計算を行なう場合には，なんらかの考慮が必要となる．そこで，本研究で用いている解析コードでは，対数則に基づく壁関数 (Wall Function,WF)[2][3] を用いることとした．WF は壁面からの第一メッシュ点を y^+ >30(慣性底層内) に設定し，低レイノルズ数乱れ領域を短絡してしまう手法であり，慣性底層 (y^+ >30) で使用すると固体壁面で境界条件を設定するのと同等の機能を持つものである．

ここで無次元距離 y^+は，

$$y^+ = \frac{u_* y}{\nu} \tag{2.5}$$

と表され，yは壁面からの距離，νは動粘性係数，摩擦速度 u_*は，$u_* = \sqrt{\tau_w/\rho}$と定義される．また対数則の速度分布

$$\frac{u}{u_*} = \frac{1}{\kappa} ln E y^+ \tag{2.6}$$

を用いると，摩擦応力τ_wは，

$$\tau_w = \frac{u_P \kappa \rho \nu y_P^+}{y_P ln(E y_P^+)} \tag{2.7}$$

と表され，これを速度 u の境界条件として与える．

ただし，これは点 P(壁面に隣接する格子点) がせん断応力一定の層にあることが前提となっており，式 (2.7) の y_P^+を求める際には，慣性底層内において乱流エネルギー kの輸送方程式中の生成項と消散項が支配的になるということから導かれる

$$\tau_w = \rho C_D^{0.5} k_P \tag{2.8}$$

を使用する．また，壁面に沿うセルにおいて，乱流エネルギー kの壁面の拡散フラックスを 0 と置き，kの輸送方程式中の消散項に

$$\frac{1}{y_P}\int_0^{y_P} \varepsilon dy = -\rho \frac{C_D^{0.75} k_P^{1.5}}{\kappa y_P} ln(E y_P^+) \tag{2.9}$$

を使用する．一方，乱流エネルギーの消散率εについては，壁面近傍の乱れの混合距離 lが l=κ yで表されると仮定して，

$$\varepsilon_P = \frac{C_D^{0.75} k_P^{1.5}}{\kappa y_P} \tag{2.10}$$

を適用する．ただし，κはカルマン定数である．

次に，壁面せん断 (摩擦) 応力τ_wとのアナロジを仮定すると，壁面での対流熱流束 q_Cは次式で表される．

$$q_C = \frac{\rho c_p C_D^{0.25} k_P^{1.5}}{\frac{\sigma_t}{\kappa} ln(E y_P^+) + P(\sigma_t, \sigma)} (\theta_W - \theta_P) \tag{2.11}$$

ただし，c_pは空気の比熱，θ_Wは壁表面温度，θ_Pは空気温度，σ，σ_tは，それぞれ Pr(プラントル) 数，乱流プラントル数である．また P(σ_t,σ) は，y^+ ≤30 の範囲における伝熱抵抗に関する関数であり，P-function と呼ばれ，様々な形が提案されている．本研究で用いている解析コードでは，Launder ら [5] の推奨する次式を使用した．

$$P(\sigma_t, \sigma) = 9.0\left(\frac{\sigma}{\sigma_t} - 1\right)\left(\frac{\sigma}{\sigma_t}\right)^{-0.25} \tag{2.12}$$

また対流熱流束 q_Cより，対流熱伝達率α_C は次式となる．

$$\alpha_C = \frac{\rho c_p C_D^{0.25} k_P^{1.5}}{\frac{\sigma_t}{\kappa} ln(E y_P^+) + P(\sigma_t, \sigma)} \tag{2.13}$$

2.3 複合伝熱計算手法

2.3.1 HBM(熱収支式法)

室内の熱環境を予測する際に，壁表面における熱伝達が重要な要素となり，気流による対流熱伝達，壁体を通過してくる貫流熱，日射熱の吸収による発熱，さらに他の壁表面からの放射熱などが複雑に影響しており，複合的な要素を含んでいる．このような壁体表面上での複雑な熱の出入りを正確に扱うことは，室内の熱環境を正確に予測することにつながるものと考えられる．よって，本研究では壁表面上の熱収支式を解く HBM を用いて，壁表面上の複合伝熱を正確に扱った．図 2.2に壁表面における熱収支の模式図を示す．

この HBM により壁表面温度 T_Wを求めて，室内側空気への対流熱流束 q_Cを算出し，これを室内の熱気流計算における温度の境界条件として与え，また壁体内部への伝導熱流束 q_Lを算出し，これを壁体内部の熱伝導計算における境界条件として与えた．

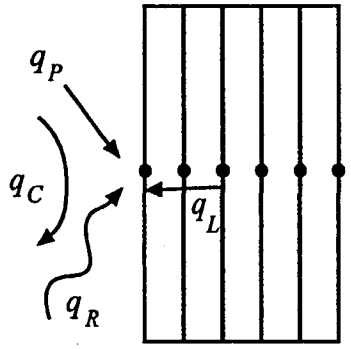


図. 2.2: 壁体表面での熱収支

空気から壁体表面へ対流で伝わる対流熱流束を q_C，壁面相互放射交換により壁面が受ける放射熱流束を q_R，壁体内部から壁体表面へ伝導で伝わる伝導熱流束を q_L，壁体表面での発熱 (日射など) を q_Pとすると，熱収支式

$$q_C + q_R + q_L + q_P = 0 \tag{2.14}$$

が得られる．

ただし，q_C，q_R，q_Lは，壁面に流入する熱流を正とすると，

$$q_C = \alpha_C(\theta_P - \theta_{W,1}) \tag{2.15}$$

$$q_R = \sigma\varepsilon_W(T_{mrt}^4 - T_W^4) \tag{2.16}$$

$$q_L = \lambda_W \frac{\partial\theta_{W,1}}{\partial x}_{(x=0)} = \lambda_W \frac{-3\theta_{W,1} + 4\theta_{W,2} - \theta_{W,3}}{2\Delta x} \tag{2.17}$$

として表される．ここで，$T_W = \theta_{W,1} + 273$，T_{mrt}は平均放射温度 (2.4.3 節参照) であり，q_Lは 2 次の前進差分を用いている．

次に，式 (2.14) に式 (2.15)(2.16)(2.17) を代入すると，

$$\underbrace{\alpha_C\{(\theta_P+273)-T_W\}}_{\text{対流}}$$
$$+\underbrace{\sigma\varepsilon_W(T_{mrt}^4-T_W^4)}_{\text{放射}}\underbrace{-\frac{\lambda_W}{2\Delta x}\{3T_W-4(\theta_{W,2}+273)+(\theta_{W,3}+273)\}}_{\text{伝導}}+\underbrace{q_P}_{\text{発熱}}=0 \quad (2.18)$$

が得られる．この式は T_W に関して 4 次の非線形方程式となっており，本研究で用いている解析コードでは，水野ら [7] の手法を採用して，T_W を求める．以下にその導出過程を示す．

まず T_W を推定値 T_W^* と修正値 T_W' との和で表すと次式になる．

$$T_W=T_W^*+T_W' \quad (2.19)$$

ここで，T_W^4 は，T_W' の 2 次以上の項は無視すると，

$$T_W^4=(T_W^*)^4+4(T_W^*)^3T_W' \quad (2.20)$$

となる．これを式 (2.18) に代入すると，

$$-\{4\sigma\varepsilon_W(T_W^*)^3+\alpha_C+\frac{3\lambda_W}{2\Delta x}\}T_W'+\alpha_C\{(\theta_P+273)-T_W^*\}+\sigma\varepsilon_W\{T_{mrt}^4-(T_W^*)^4\}$$
$$+\frac{\lambda_W}{2\Delta x}\{4(\theta_{W,2}+273)-(\theta_{W,3}+273)\}+q_P=0 \quad (2.21)$$

が得られる．この式を T_W' について整理し，T_W' を式 (2.19) に代入すると，

$$T_W=\frac{\alpha_C(\theta_P+273)+\sigma\varepsilon_W\{T_{mrt}^4+3(T_W^*)^4\}+\frac{\lambda_W}{2\Delta x}\{4(\theta_{W,2}+273)-(\theta_{W,3}+273)\}+q_P}{4\sigma\varepsilon_W(T_W^*)^3+\alpha_C+\frac{3\lambda_W}{2\Delta x}} \quad (2.22)$$

が得られる．以上のようにして，壁表面温度 T_W が求まる．

2.4 放射伝熱計算手法

2.4.1 放射熱の扱い

物体表面における放射熱の吸収や反射の性質は波長によって異なる．太陽からの放射熱は物体表面の主に色で決まり，黒色であれば吸収が良く，白色や明るい色であれば吸収は悪い．また反射も物体表面の滑らかさなどによって，拡散反射 (乱反射) と鏡面反射 (規則反射) の割合が異なる．例えば，ガラス面ではほぼ鏡面反射と見なせるが，コンクリートの場合は大部分が拡散反射である．一方，物体表面から出る長波長放射熱の場合，アルミ (放射率ε=0.1以下) のような特別な物質を除き，ほとんどの物質 (非金属) は灰色体であるため，吸収が良く，また反射は乱反射が主である．また空気はすべての波長の放射熱に対して透明であると見なせる．

本研究で用いている解析コードでは，日射熱と物体表面から出る長波長放射熱と完全に区別して扱うこととする．つまり，長波長放射熱は平均放射温度T_{mrt}などにより表現し，日射熱は壁面における発熱q_Pとして扱っている．また，図 2.3に壁面間における放射熱の模式図を示しているように，室内の壁面間における長波長放射熱の相互反射・吸収を考慮するために Gebhart の吸収係数 [8] を用いている．一方，室内への到達日射に関しては，直達日射は鏡面反射と拡散反射を考慮し，鏡面反射成分は追跡することにより，壁面における日射吸収量を算出する．また拡散反射成分については，長波放射熱と同様に壁面間における相互反射・吸収を考慮して，壁面における日射吸収量を算出する．

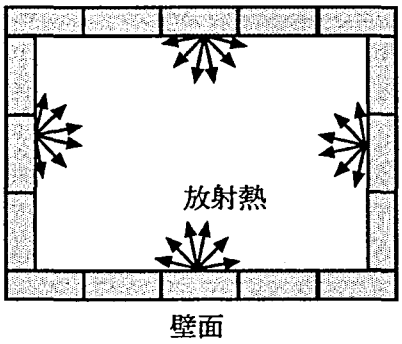


図. 2.3: 室内における壁面間の放射熱

2.4.2 放射熱線追跡法

Gebhart の吸収係数については後述するが，その吸収係数を算出する際に各面の形態係数が必要となる．そこで，形態係数の算出方法として，早坂の放射熱線追跡法 [9] を修正した児玉ら [10] の手法を用いている．放射熱線追跡法とは，ある物体からの実際の放射エネルギーを多数の熱線と見立てて，直接シュミレートし，その熱線の到達本数から形態係数を求める手法である．ただし，面からの放射エネルギーは Lambert の法則に従うものとする．熱線の射出の模式図を図 2.4に示している．

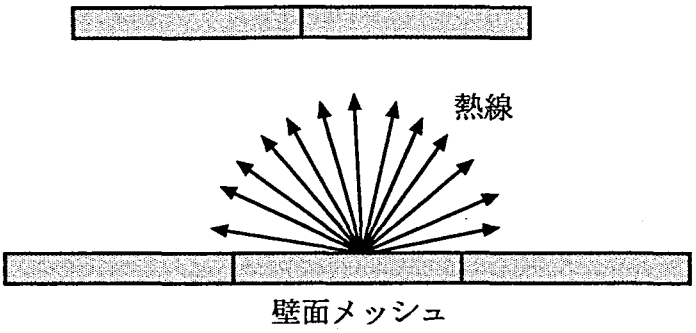


図. 2.4: 熱線の射出

2.4.3 平均放射温度

放射熱の解析のために壁体を微小面要素[1]に分割し，その分割数の総数を Nとする．各面に $I \cdots N$まで番号を付け，それぞれの面あるいは面に関する諸量は添え字 i，jを付して区別するものとする．本研究では，壁面間における長波長放射熱の相互反射・吸収を考慮する際に，Gebhart の吸収係数 B_{ij}[8] を用いる．B_{ij}は次式で定義される．

$$B_{ij} = \varepsilon_j F_{ij} + \sum_{k=1}^{N} B_{kj}(1-\varepsilon_k)F_{ik} \tag{2.23}$$

ただし，ε_jは面 jの放射率である．また，B_{ij}は面 i から放射された放射熱流束のうち，壁面間の相互反射を含めて最終的に面 jに吸収される割合を表す．この吸収係数 B_{ij}を用いると，面 i の平均放射温度は $T_{mrt,i}$は次式で表される．

$$T_{mrt,i}^4 = \sum_{j=1}^{N} B_{ij} T_{w,j}^4 \tag{2.24}$$

ここで，面 i に対して，周囲の壁面からの放射熱をある一つの黒体 (放射率ε=1) からの放射熱と等価であると仮定すると，その黒体の温度が平均放射温度 $T_{mrt,i}$となる．この $T_{mrt,i}$が求まると，壁表面の放射伝熱流束 q_Rも求まることになる．

また人体の熱的快適性を評価する際に，人体に対する平均放射温度を求める必要がある．本研究では，人体を微小球であると仮定するモデル (添え字 o で表す) を用いており，各空気セル (放射解析用メッシュ) における人体モデル o と壁体の面 j間の Gebhart の吸収係数 B_{oj}は，人体モデル o と面 jの形態係数 F_{oj}を用いると，

[1]本研究では，計算機の記憶容量 (メモリー) の負荷を軽減するために，気流計算で用いている気流解析用メッシュとは別に，メッシュ数の少ない放射解析用メッシュを作成し，そのメッシュ上において，放射計算を行っている．

$$B_{oj} = \varepsilon_j F_{oj} + \sum_{k=1}^{N} B_{kj}(1-\varepsilon_k)F_{ok} \tag{2.25}$$

と表される．また，この B_{oj}を用いると，人体モデル o の平均放射温度 $T_{mrt,o}$は次式で表される．

$$T_{mrt,o}^4 = \sum_{j=1}^{N} B_{oj} T_{w,j}^4 \tag{2.26}$$

また，日射が入射する室内において，人体の平均放射温度を求める際には日射を考慮する必要がある．そこで，日射を考慮した平均放射温度の簡易モデル [11] として，半径 r の微小球に入射する全放射熱を考えると，

$$\begin{aligned} 4\pi r^2 T_{mrt,o}^{s4} &= (1-\rho)\pi r^2 q + \sum_{j=1}^{N} 4\pi r^2 B_{oj}\sigma T_j^4 \\ T_{mrt,o}^{s4} &= \frac{q(1-\rho)}{4\sigma} + \sum_{j=1}^{N} B_{oj} T_j^4 = \frac{q(1-\rho)}{4\sigma} + T_{mrt,o}^4 \end{aligned} \tag{2.27}$$

が得られる．ここで，$T_{mrt,o}^s$は日射を考慮した平均放射温度，ρは人体の日射反射率 (本研究では 0.7 を与えている)，qは微小球に到達する日射熱の熱流束を表す．この平均放射温度 $T_{mrt,o}^s$は，人体が受ける放射熱量の影響を考慮した温度であり，熱的快適性指標である PMV の算出の際に必要となる．

2.4.4 日射計算手法

日射は長波長放射熱と異なり，物質表面での反射率が高い．また日射に対する反射は，ほとんどの場合，拡散反射と鏡面反射が入り交じったような複雑な反射をし，物質表面に光沢があるか，また物質表面が滑らかであるかなどによって大きく反射方向は変化する．もちろん光沢があれば，鏡面反射性が高く，また表面が荒かったり，凸凹があれば，拡散反射性が高くなるものと考えられる．このように大部分の物質では，表面の光沢，滑らかさ，また固有の物質特性など様々な要因により反射性が変化するため，詳細なデータが存在しない (文献 [12] 参照)．

本研究で用いている解析コードでは，壁体表面での直達日射に対する反射を鏡面反射成分と拡散反射成分とに分離し，図 2.5のようにモデル化を行っている．また，ガラス面は鏡面反射面として扱い，ガラス面以外の他面での反射は鏡面反射成分と拡散反射成分を 1:1 と仮定して扱う．一方，拡散日射に対する反射は完全拡散反射と仮定している．

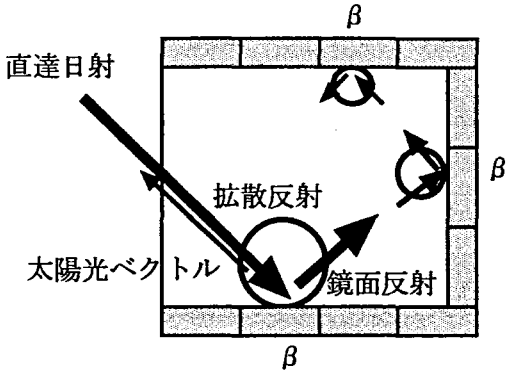


図. 2.5: 直達日射の反射モデルとその追跡法

また，本研究では，直達日射に対する各壁面の吸収量を算出する際に，太陽光ベクトルを熱線とした熱線追跡法を応用することにより，面 i に直達日射が入射するエネルギーの割合 (受照率β_i) を算出している．

次に直達日射の壁面における鏡面反射成分を計算する方法について簡単に説明する．図2.5に鏡面反射成分の追跡の概念図を示しているように，直達日射を受ける面 i から太陽光ベクトルの鏡面反射方向に熱線を放射して，次に壁体に当たった面で受照率β_iを計算し，これを加算する．再度，熱線と鏡面反射方向に熱線を放射する．これを繰り返し，受照率β_iが小さく，無視できる値となれば追跡を終了する．

一方，天空日射などの拡散日射の壁面における反射については，全て完全拡散反射として扱うが，梅村 [13] は屋外において，日射の反射は全て完全拡散反射と仮定し，壁面間での相互反射を取り扱っている．本研究で用いている解析コードでは，それを室内に応用し，長波放射熱と同様に日射の拡散反射成分に対して，Gebhert の吸収係数を用いて壁面間の相互反射を表現している．面 i における日射の吸収率を a_i，反射率をρ_iとすれば，日射の吸収係数 B^s_{ij}は次式で表される．

$$B^s_{ij} = a_j F_{ij} + \sum_{k=1}^{N} B^s_{kj} \rho_k F_{ik} \tag{2.28}$$

ただし，室内ではガラス面が存在するため，反射率を $(1-a_i)$ と表すことができない．次に，この B^s_{ij}を用いると，面 i で吸収される総日射熱流束 $q_{P,i}$は次式で表される．

$$\begin{aligned} q_{P,i} &= \underbrace{a_i(\beta_i J_{dn} + F_{sky,i} J_{sh} + F_{gro,i} J_{r\phi})}_{\text{天空から直接面 } i \text{ に吸収される分}} \\ &\quad + \underbrace{\sum_{j=1}^{N} B^s_{ji} \rho_j \{\beta_j J_{dn}(1 - R_{dir,j}) + F_{sky,j} J_{sh} + F_{gro,j} J_{r\phi}\} \Delta A_j / \Delta A_i}_{\text{他面における拡散反射日射に対する面 } i \text{ での吸収分}} \end{aligned} \tag{2.29}$$

ただし，面 i の天空率[2]を $F_{sky,i}$，面 i の地面に対する形態係数を $F_{gro,i}$，単位面積当たりの法線面直達日射量を J_{dn}，単位面積当たりの水平面天空日射量を J_{sh} ，単位面積当たりの地面からの反射日射量を $J_{r\phi}$，また $R_{dir,j}$は面 jにおける鏡面反射成分の割合を表しており，ΔA_i は面 i の面積である．

ここでは，日射を透過させるガラス面が存在するために，日射の吸収係数 B^s_{ij}の総和則や交換則は成立せず，上式のようになる．また受照率β_iには日射の入射角度を表す $\cos\phi_i$が含まれている．

2.4.5 ガラスの光学特性

直達日射に対するガラス面の透過率，反射率，吸収率の値は，一般に日射のガラス面への入射角度が 0°のときの値を用いるが，実際は日射の入射角度が大きければ，透過率は小さくなり (反射率は大きくなり)，逆に入射角度が小さければ，透過率は大きくなる (反射率は小さくなる)．図 2.6にその概念図を示す．

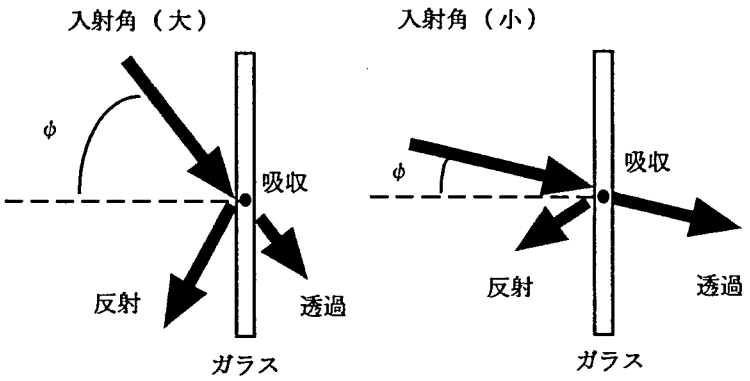


図. 2.6: ガラスの光学特性

この性質は，一般に”ガラスの光学特性”と呼ばれている．この特性は，日射のガラス面に対する入射角ϕの関数として表すことができる．本研究で用いている解析コードでは，ガラスの直達日射に対する吸収率 a，反射率ρ，透過率τ に木村らの用いた関数 [14] を適用するとし，$\cos\phi$の線形関数を用いた．図 2.7 に光学特性を考慮したガラスの吸収率，反射率，透過率の値を示している．

[2]天空率とは，天空に対する形態係数のことである．本研究では放射熱線追跡法を応用することにより算出してる．

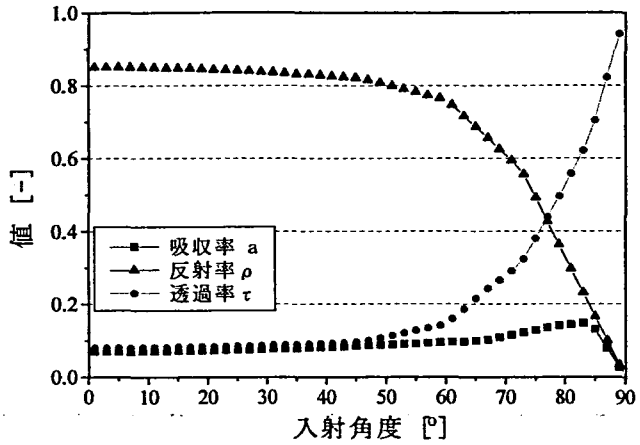


図. 2.7: ガラスの光学特性を考慮した吸収率，反射率，透過率データ [14]

2.5 屋外熱環境計算手法

どんな建物でも常に屋外の気象条件下にさらされており，室内はその影響を少なからず受けている．特に外壁の壁表面は，直達日射熱，天空日射熱，大気放射熱，地表面放射熱などの影響を直接受けており，壁表面において熱収支式を立て，解く必要がある．本研究で用いている解析コードでは，室内側表面と同様に HBM を用いて屋外側の壁表面温度を求め，壁体両側の壁表面温度を境界条件として，壁体内部の温度計算を行っている．図 2.8に壁表面における屋外側と室内側の熱収支を示している．

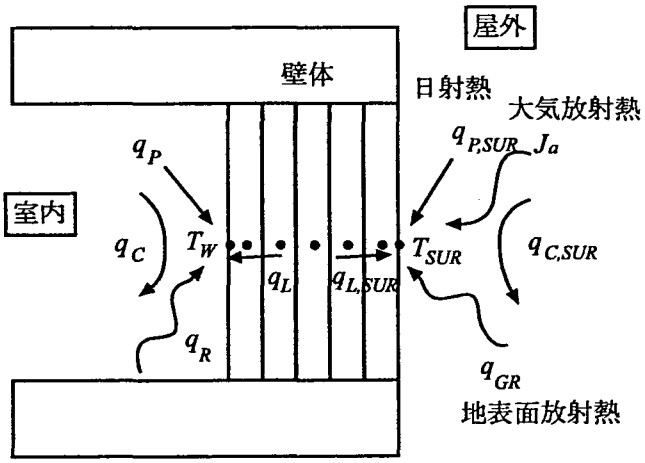


図. 2.8: 屋外側と室内側における壁表面の熱収支

2.5.1 大気放射熱の計算手法

大気中の水蒸気や二酸化炭素は，その温度に応じて長波長放射熱を放出しており，このうち地表に届く（下向き）放射熱を大気放射熱と言う．また地表の地物もその温度に応じた長波長放射熱を放出しており，これを地表面放射熱という．大気放射熱は大気中の水蒸気分圧に依存している [15].

本研究では，単位面積当たりの大気放射量の式としては，古くから使われている Brunt の式 [15] を用いており，次式で表される．

$$B_r = 0.612 + 0.088\sqrt{f_a} \qquad \text{(快晴時)} \tag{2.30}$$

ここで，f_aは水蒸気分圧であり，B_rは単位面積当たりの実際の天空からの放射量 J_aと外気温度 T_aに等しい黒体半球面からの単位面積当たりの放射量σT_a^4との比を表している．また Brunt の式は快晴時の解析に基づくものであり，雲のある場合は Philipps の研究結果を用いると，単位面積当たりの大気放射量は，

$$J_a = \sigma\left(1 - \frac{C_C}{10}K\right)T_a^4 B_r + \sigma\left(\frac{C_C}{10}K\right)T_G^4 \tag{2.31}$$

となる [16]．ただし，C_Cは雲量，T_Gは地表面温度，Kは雲の高さによる定数であり，ここでは，K=0.62(雲高=2km) を用いた．これより，曇天の大気放射量は，地表面温度にも関係していることがわかる．

また，本研究で用いている解析コードでは地表面における熱収支式を解き，地表面温度 T_G を求めている．ただし，地中深さ 20m の地中温度を固定し，これを境界条件として，有限差分による 1 次元熱伝導計算を行い，地中内部温度を求めている．

2.5.2 外壁温度計算手法

外壁表面は屋外の気象条件下に常にさらされており，日射熱 $q_{P,SUR}$，大気放射熱 J_a，地表面放射熱 q_{GR}の影響を直接受けている．これらを考慮すると外壁表面における熱収支式は次式となる．

$$\alpha_{CA}\{\theta_a - (T_{SUR} - 273)\} + \sigma\varepsilon_W\{0.5(J_a + q_{GR}) - T_{SUR}^4\} - q_{L,SUR} + q_{P,SUR} = 0 \tag{2.32}$$

ただし，$q_{L,SUR}$は壁体内部への伝導熱流束，T_{SUR}は壁表面温度，ε_Wは壁面の放射率である．また，対流熱伝達率α_{CA}は，Jürges の式 (α_{CA}=5.8+3.9v, 外気風速 v, $v \leq$5.0)[17] を用いている．

この熱収支式を解くことにより，屋外側の壁表面温度 T_{SUR}が求まり，この壁表面温度 T_{SUR}と室内側壁表面温度 T_Wを境界条件として，壁体内部の熱伝導計算を行う．ただし，壁体内部の熱伝導計算は 1 次元の有限差分法により計算を行っている．

2.6 熱的快適性評価指標 PMV(Predicted Mean Vote)

熱的快適性を支配する因子は，気温，気流速度，湿度，放射温度，ならびに人体側の条件として着衣量と代謝量の 6 要素であると言われる．現在，熱的快適性評価指標は数多く提案されており，中でも PMV[18]，SET*(Standard Effective Temperature)[19] は代表的な指標である．

P.O.Fanger[18] は，人間の熱的快適感は人体の熱収支における熱負荷 L_hの関数であると考え，1000 人を超える被験者の実験データに基づいて，温冷感の予測平均申告値 (PMV) と L_hの関係を表す実験式を導出した．本解析コードでは，比較的扱いやすいＰＭＶを採用して室内の熱的快適性の評価を行っている．この PMV は次式で与えられる．

$$PMV = f(M) \cdot L_h \tag{2.33}$$

ここで，着衣裸体表面積あたりの代謝量 Mの関数係数 $f(M)$ は，被験者実験の結果を統計的に解析すると，

$$f(M) = 0.303e^{-0.036M} + 0.028 \tag{2.34}$$

として与えられる．一方，人体の熱負荷 L_hは次式で表される．

$$\begin{aligned} L_h \;=\; & \underbrace{M(1-\eta)}_{\text{人体の内部発熱量}} \underbrace{-3.05\{5.73 - 0.007M(1-\eta) - f_P\}}_{\text{皮膚の水分移動に伴う熱損失}} \\ & \underbrace{-0.42\{M(1-\eta) - 58.15\}}_{\text{皮膚表面での発汗による熱損失}} \underbrace{-0.017M(5.867 - f_P)}_{\text{呼吸による潜熱移動量}} \\ & \underbrace{-3.96 \times 10^{-8} f_{cl}\{(\theta_{cl}+273)^4 - T_{mrt,o}^4\}}_{\text{人体と周囲環境との放射熱交換量}} + \underbrace{f_{cl}h_{cl}(\theta_{cl} - \theta_P)}_{\text{対流による熱移動量}} \end{aligned} \tag{2.35}$$

この PMV を求める式では，着衣表面温度θ_{cl}が未知数となっており，

$$\begin{aligned} \theta_{cl} = & 35.7 - 0.0028M(1-\eta) \\ & -0.155I_{cl}[3.96 \times 10^{-8} f_{cl}\{(\theta_{cl}+273)^4 - T_{mrt,o}^4\} + f_{cl}h_{cl}(\theta_{cl} - \theta_P)] \end{aligned} \tag{2.36}$$

を解いて決定する必要がある．ここで，ηは代謝量のうち外部へなされる仕事の割合を表す．また，I_{cl}は着衣量によって決まる衣服の熱抵抗を表し，clo という単位を持つ．1clo は，0.186m^2·hK/kcal に相当する．また，着衣表面積と裸体表面積の比である f_{cl}は，

$$f_{cl} = \begin{cases} 1.00 + 0.2I_{cl} & I_{cl} \leq 0.5 \\ 1.05 + 0.1I_{cl} & I_{cl} > 0.5 \end{cases} \tag{2.37}$$

から求める．また，対流熱伝達率 h_{cl}を決定する際には，人体周囲の気流速度 vを考慮する必要があり，

$$h_{cl} = \begin{cases} 2.38(\theta_{cl} - \theta_P)^{0.25} \\ 12.1\sqrt{v} \end{cases} \tag{2.38}$$

の大きな値を示す方を採用する．

表 2.3: PMV と温冷感の対応

PMV	温冷感
+3	非常に暑い
+2	暑い
+1	やや暑い
0	中立
−1	やや寒い
−2	寒い
−3	非常に寒い

ここで，PMV と温冷感申告予想値の対応関係を表 2.3に示す．また，PMV を導く実験結果から，ある PMV 値において，どれだけの人々が不快感を持つかという割合が求められる．これを PPD (Predicted Percentage Dissatisfied，予測不満足者率) と呼ぶ．一般的に PPD の値が 10 %以下，つまり，− 0.5≤PMV≤+0.5 の範囲が快適域とされている． 図 2.9に PMV と PPD の関係を示す．

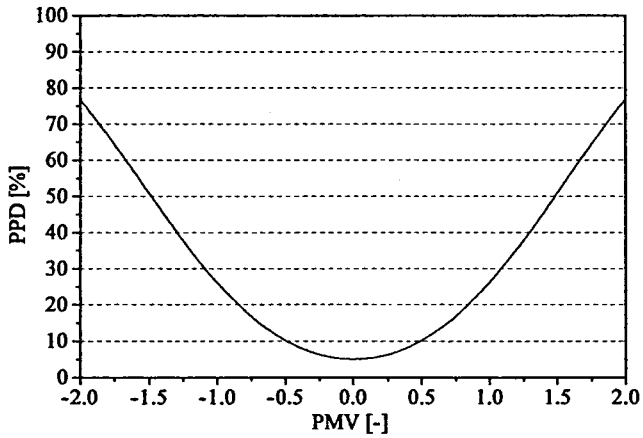


図. 2.9: PMV と PPD の関係

2.7 まとめ

室内熱気流環境予測に関する数値解析手法は，数値環境試験室を構成する重要な手法であり，本章では気流計算，壁表面における HBM，放射伝熱計算手法，日射計算手法，屋外熱環境計算手法，ならびに熱的快適性評価指標である PMV についてまとめた．

第 3 章では，この数値環境試験室を用いたミクロモデルと数値環境試験室をベースとして，気流計算を省略したマクロモデルとの比較を行っており，本章で述べた手法を用いている．また第 6 章では，マクロモデルによる PCM 壁ボードを利用した住宅モデルの熱負荷予測計算を行っており，ここでも本章で述べた手法を用いている．

一般的に住宅を対象とした実験は，コストや測定の難しさなどの問題が多いが，室内の熱・気流・放射などの熱移動現象を再現できる数値環境試験室は，実験の代替手法として非常に有効であると考えられ，また将来は計算機の性能がさらに向上することが予想されるため，数値環境試験室の重要性がますます高まるものと考えられる．

参考文献

[1] 大西潤治，竹谷伸行，水野 稔：室内熱気流環境の数値予測手法に関する研究 第 1 報—解析コード SCIENCE の概要と計算手法，空気調和・衛生工学会論文集，No.58，pp.23-33，1995

[2] E. E. Khalil, et al. : The Calculation of Local Flow Properties in Two-Dimensional Furnaces, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.18, pp.775-791, 1975

[3] Y. Kang and K. Suzuki : Numerical Study of Confined Jets I,Memoirs Faculty Engng. Kyoto Univ., Vol.40, Part2, pp.41-61, 1978

[4] G. H. Hoffman : Improved Form of the Low Reynolds Number k-ε Turbulence Model, The Phsics of Fluids, Vol.18, No.3, pp.309-312, 1975

[5] D. B. Launder and D. B. Spalding : The numerical computation of turbulent flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3, pp.269-289, 1974

[6] Suhas V. Patankar，水谷幸夫，香月庄司　訳：コンピューターによる熱移動と流れの数値解析，森北出版株式会社，pp.82-130，1983

[7] 水野　稔，S. Mahmoud GHAEMMAGHAMI，内藤和夫：ふく射熱交換を考慮した空調時熱収支式の反復法による解法，空気調和・衛生工学会論文集，No.30，pp.79-88，1986

[8] B. Gebhart : A New Method for Calculating Radiant Exchanges, ASHRAE Trans., Vol.65, pp.321, 1959

[9] H. Hayasaka : A Direct Simulation Method for the analysis of Radiative Heat Transfer in Furnances, Proc. ASME 24th National Heat Transfer Conference, pp.59-63, 1987

[10] 児玉　久，服部宣弘，長光左千男：室内温熱環境評価のための放射伝熱計算手法，空気調和・衛生工学会論文集，No.58，pp.133-143，1995

[11] 佐藤信孝，村上周三，加藤信介：歩行者デッキの屋根の日射遮蔽性能が温熱環境に及ぼす影響(その２)，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.149-152，1995

[12] 建築学大系編集委員会：新訂 建築学大系，22，(株) 彰国社，pp.212-219，1969

[13] 梅村俊輔，大西潤治，水野　稔：通風熱環境の数値予測手法に関する基礎的検討，空気・調和衛生工学会学術講演会講演論文集，No.3，pp.1261-1264，1996

[14] 木村健一：建築設備基礎理論演習，(株) 学献社，pp.89-94，1970

[15] 田中俊六，武田　仁，足立哲夫，土屋喬雄：最新 建築環境工学 [改訂版]，(株) 井上書院，pp.77-83，1994

[16] 木村健一：建築設備基礎理論演習 第 12 版，pp.282-287，(株) 学献社，1997

[17] 田中俊六，武田　仁，足立哲夫，土屋喬雄：最新 建築環境工学 [改訂版]，(株) 井上書院，pp.164-165，1994

[18] Fanger P.O. : Thermal Comfort, McGraw Hill Book Company, 1972

[19] Gagge A. P., Stolwijk J. A. S. and Nishi Y. : An effective temperature scale based on a simple model of human physiological regulatory response, ASHRAE Transactions 76, pp.247-263, 1971

第 3 章

簡易計算モデル (マクロモデル) による熱負荷予測

3.1 はじめに

住宅の暖冷房負荷予測やエネルギー消費量予測の際には，暖房期間，冷房期間，あるいは年間といった長期間の評価がしばしば必要となる．現在，汎用熱負荷計算コードとして，古くから HASP/ACLD[1] があり，また最近では，SMASH[2]，NETS[3] などの計算コードがある．しかし，これらの計算コードは，放射の取り扱いや熱的快適性の評価が不十分であり，また暖冷房システムの計算モデルの導入も容易ではないと言える．

一方，室内の熱気流環境を正確に再現できる数値環境試験室では，気流計算を行っているため，長期間の予測・評価においては，計算時間の面で実用的ではないと言える．よって，本研究で用いている解析コードに対して，気流計算を省略し，各室ごとに完全混合を仮定する簡易計算モデル (マクロモデル) を作成し，さらに熱負荷計算法を組み込むことにより，長期の熱負荷予測，室温予測，ならびにエネルギー消費量予測を可能とした [4][5]．また，本研究で作成したマクロモデルは放射を厳密に取り扱い，熱的快適性の評価も詳細に行えるため，この点において他の汎用熱負荷計算コードより優れており，今後，気流計算を加えたミクロモデルとの連成や暖冷房システムの計算モデルの導入なども期待される．

しかし，マクロモデルを用いる際には，気流計算を省略するため，精度の低下が懸念される．そこで，本章ではミクロモデルとマクロモデルの比較を行い，マクロモデルが長期予測において，精度的に問題がないか検証を行うとした．その後，多数室熱負荷計算法について簡単に述べる．

3.2 ミクロモデルとマクロモデルの比較

3.2.1 モデル室と計算条件

モデル室として，日本建築学会で定められている標準住宅モデル [6](図 3.1参照) の 1 階部分を対象とする．また対象地域は大阪として，大阪の標準気象データを用いて，最暑日である 8 月 11 日の午前 8 時から翌朝の 8 時までの 24 時間の計算を行った．ただし，この計算では人体発熱や機器発熱等は考慮しておらず，室温や平均放射温度により，ミクロモデルとマクロモデルの比較を行った．

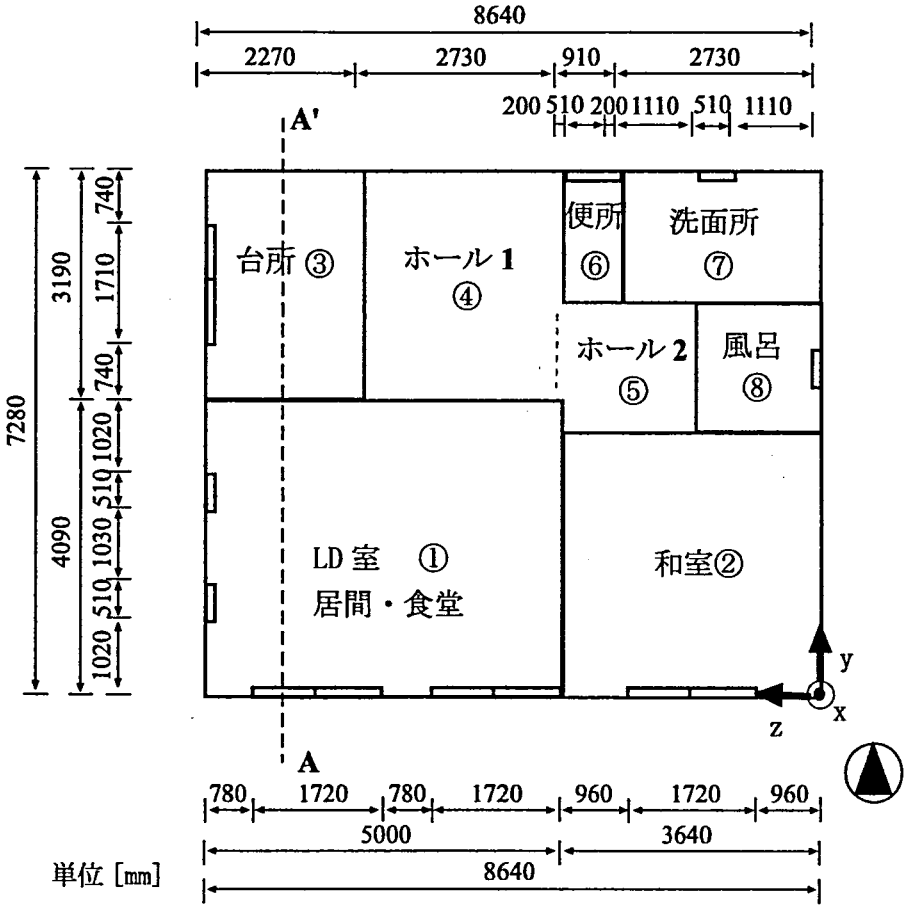


図. 3.1: モデル室 (標準住宅 1 階平面図)[6]

文献 [6] では，LD 室 (居間・食堂) と台所を仕切る壁は存在しないが，本研究では間仕切壁を設置した．また，ドアの開け閉めによる空気の流動を扱うのは困難であるため，各部屋にドアはないものとして間仕切壁を設置し，部屋同士の空気の流動は扱わないとした．ただし，ホール 1 とホール 2 の間は間仕切壁は設置しておらず，マクロモデルを用いた計算の際にはそれぞれの空間において完全混合を仮定し，空気の流動は扱っていない．

図 3.2は，図 3.1のモデル室における A-A' 断面図であり，壁体の材質や境界条件を示している．2 階の部屋は非空調室であると考え，簡易的に 1 階全体の室温の平均値と外気温の平均値を 2 階の室温として与えた．一方，床下も同様に，1 階全体の室温の平均値と外気温の平均値を床下の空気温度として与えた．また高さ 0.5m の位置に床表面がくるように床を設置しており，床材の熱抵抗を換算し直して与えた．他の壁体等も近似的に単一層として扱い，間仕切り壁については全て厚みを 0.1m と設定し，熱抵抗を換算し直して与えた．

屋外の境界条件は，第 2 章で説明した様に，直達日射熱，天空日射熱，大気放射熱，地表面放射熱，ならびに対流熱伝達を考慮して，外壁表面の熱収支式を解いて外壁表面温度を求め，それを境界温度として，外壁の壁体内部の熱伝導計算を行う．また，室内に到達する直達日射に対する反射日射の扱いとして，ガラス面は完全鏡面反射面とし，ガラス面以外では，鏡面反射成分と拡散反射成分を 1 : 1 とした．一方，拡散日射の反射に関しては，完全拡散反射として扱った．

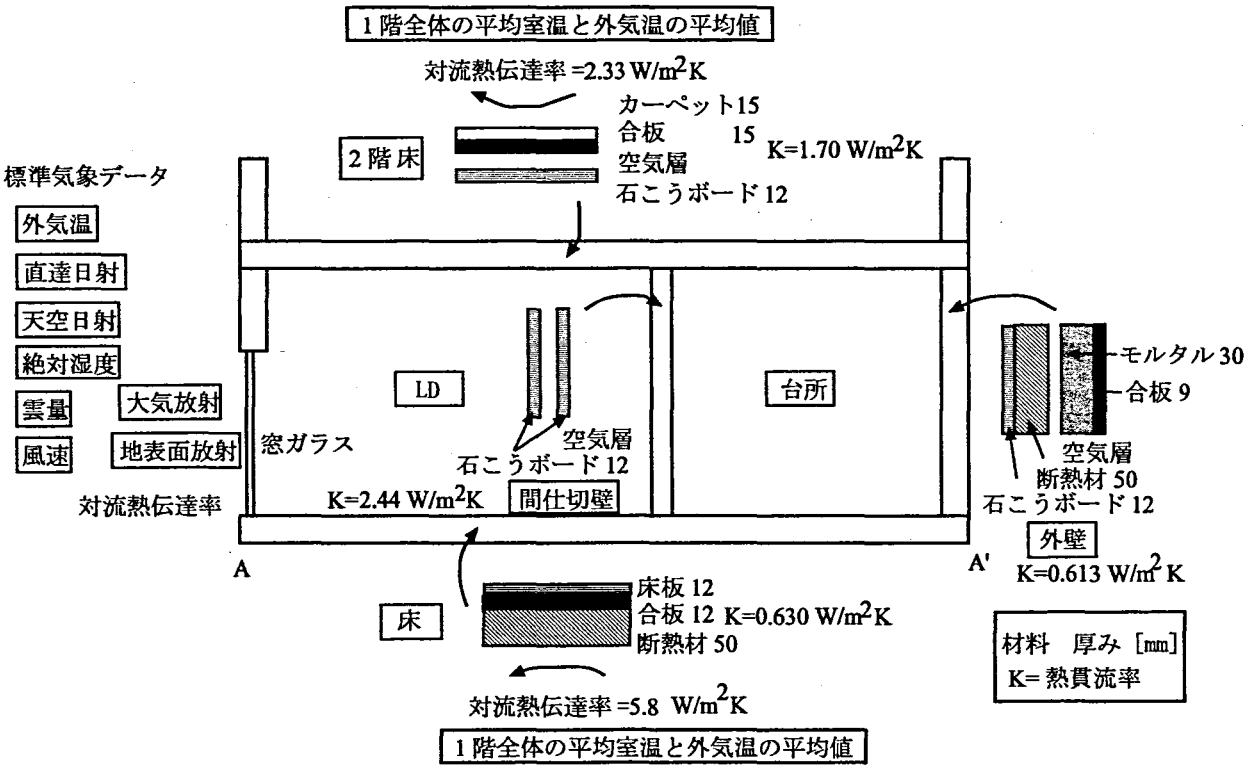


図. 3.2: 壁体等の材質と境界条件 (A-A' 断面)

表 3.1: 計算条件

時間ステップ	30	[s]
速度収束判定値	0.1	[%]
温度収束判定値	0.01	[℃]
初期温度	25	[℃]
自然換気回数	1.0	[回/h]
壁面の日射吸収率	0.6	[-]
壁面の放射率	0.9	[-]
窓面の放射率	0.9	[-]
窓面の日射に対する遮蔽係数	0.7	[-]

表 3.2: 解析メッシュ条件

解析メッシュ	X×Y×Z	総メッシュ数
流体	14×27×31	11718
放射	9×19×22	3762

表 3.3: 計算モデル

	モデル	対流熱伝達率
Case1	ミクロモデル	対数則 (WF)
Case2	マクロモデル	Case1 の計算値
Case3	マクロモデル	α_C=2.33W/m^2·K

計算条件は表 3.1に示しており，解析メッシュについては表 3.2に示す．ただし，放射解析メッシュについては，いずれの場合にも同一の解析メッシュを用いている．また計算モデルについては表 3.3に示している．ここで，マクロモデルにおける対流熱伝達率の与え方について，Case2 はミクロモデルによって得られた各壁面メッシュにおける対流熱伝達率の 24 時間平均値を用いるとし，Case3 は経験値 2.33W/m^2·K(=2.0kcal/m^{2}h·K) を用いた．

以上の計算条件等により，大阪の 8 月 11，12 日の標準気象データを用いて 24 時間の計算を行い，ミクロモデルとマクロモデルにおける室温や平均放射温度等において比較を行った．ただし，ミクロモデルでは熱・気流計算を行い，各空気セルの温度，速度等，平均放射温度，ならびに各壁面メッシュにおける壁表面温度等を求めたが，一方，マクロモデルでは各部屋ごとの空気温度，平均放射温度，ならびに各壁面メッシュにおける壁表面温度等を求めた．

ここで，標準気象データとは，10 年間の気象観測データから 10 年間の平均となるような各月ごとの気象データを選び出して，仮想的に 1 年間の時刻気象データに作り直したものである [7]．標準気象データには 7 要素 (乾球温度，絶対湿度，法線面直達日射量，水平面天空日射量，雲量，風向，風速) があり，1 時間ごとのデータがまとめられている．本研究で用いている解析コードでは，汎用負荷計算コード HASP[1] 用にフォーマットされた標準気象データの風向以外の 6 要素を用いて，屋外の熱環境を計算し，境界条件としている．図 3.3

に温度，絶対湿度，雲量，風向のデータを示し，また図 3.4に法線面直達日射量と水平面天空日射量のデータを示す.

ただし，気温と絶対湿度と雲量は大気放射量を算出する際に用い，風速は外壁の屋外側壁表面の対流熱伝達率を算出する際に用いている (第 2 章参照). また大阪の緯度 (34°41'), 経度 (135°31') からタイムステップ毎の太陽位置と太陽高度を算出して，太陽光ベクトルを求め，日射計算を行った.

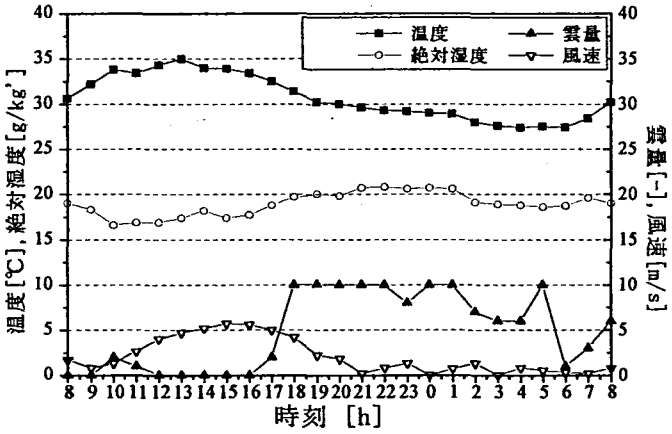


図. 3.3: 大阪の 8 月 11，12 日における標準気象データ (温度，絶対湿度，雲量，風速)

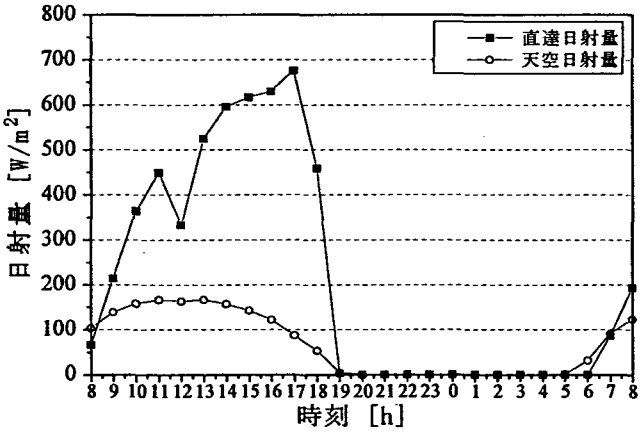


図. 3.4: 大阪の 8 月 11，12 日における標準気象データ (法線面直達日射量，水平面天空日射量)

3.2.2 比較結果と考察

図 3.5はミクロモデルを用いた場合 (Case1) における各室の平均室温の時間変化である．これより，窓面積の大きい LD 室の室温が最も上昇していることが確認され，日射の影響から 16 時に最高室温となっていることがわかる．

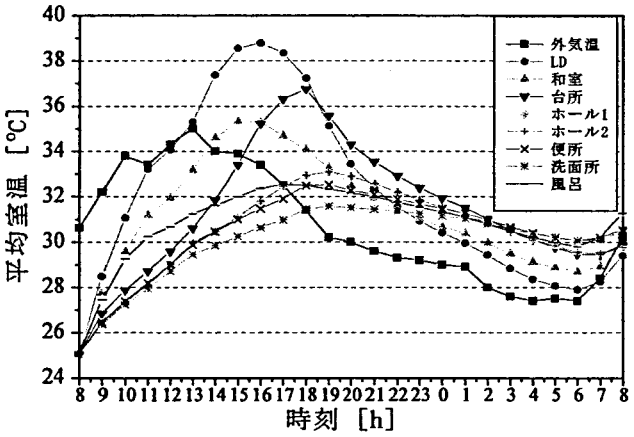


図. 3.5: 各室における平均室温の時間変化 (Case1)

次に，Case1 のミクロモデルを用いた計算結果について考察を加えるとし，LD 室の最高室温を示す時間帯付近である 15 時と夜間の 0 時の時間帯を取り上げた．

図 3.6，3.7は，モデル室の図 3.1 に点線で示している断面 A-A' における 15 時と 0 時の温度分布図である．これより，15 時における室内上下の空気温度差は最大で 0.3 ℃であり，一方，0 時の場合は 0.2 ℃となっており，上下の空気温度差は小さいことが確認される．

また図 3.8，3.9は，床上 1.1m(x=1.6m) における y-z 断面における 15 時と 0 時の温度分布図である．これより，15 時における室内全体の空気温度差は 0.2 ℃程度，0 時の場合は 0.1 ℃程度であり，温度分布はほとんどないことが確認される．

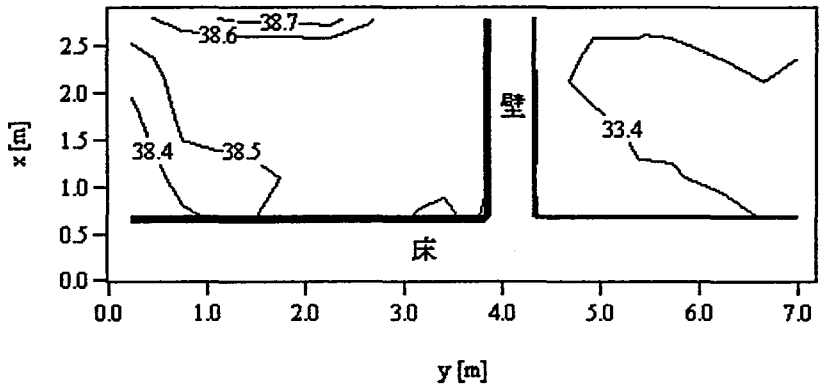


図. 3.6: A-A' 断面における 15 時の温度分布 [℃] (Case1, z=7.1m)

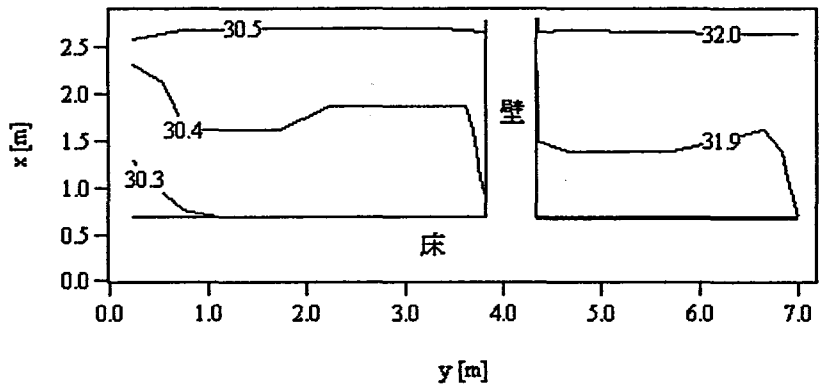


図. 3.7: A-A' 断面における 0 時の温度分布 [℃] (Case1, z=7.1m)

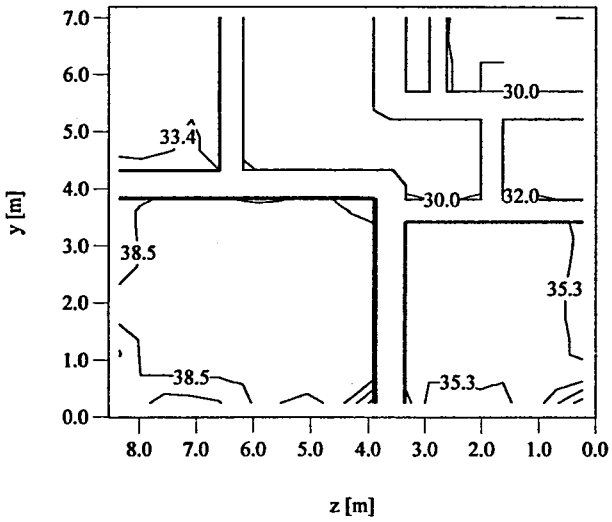


図. 3.8: y-z 断面における 15 時の温度分布 [℃] (Case1, x=1.6m)

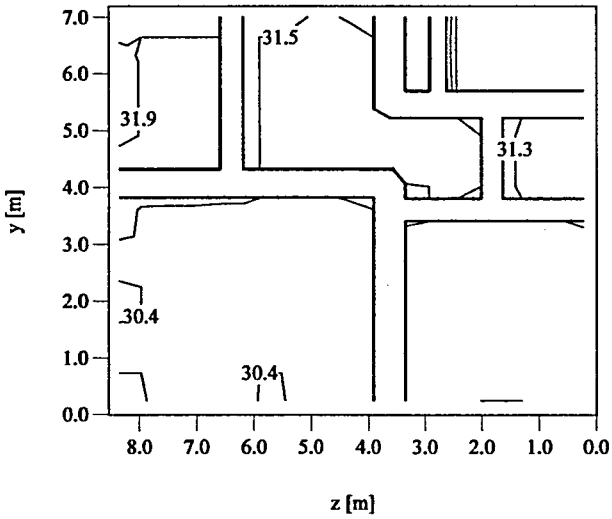


図. 3.9: y-z 断面における 0 時の温度分布 [℃] (Case1, x=1.6m)

一方，図 3.10は 15 時の A-A' 断面における気流ベクトル図である．これからも分る通り，気流速度が 0.1m/s 以下の弱い自然対流が生じており，ガラス面付近は下方向に気流が流れ，そのまま床に沿って流れていることが確認される．以上より，強制的な対流を与えない限り，室内は弱い自然対流が支配的となり，各部屋ごとに完全混合と仮定することにそれほど問題はないようである．

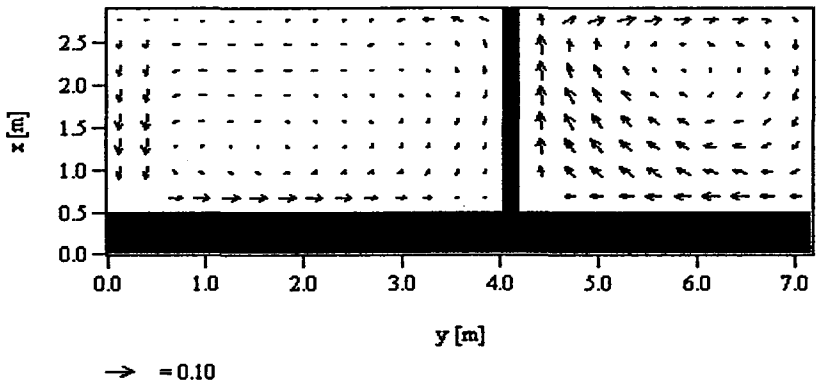


図. 3.10: A-A' 断面における 15 時の速度ベクトル [m/s] (Case1，z=7.1m)

次に，気流計算を省略することによる放射場への影響を調べる．第 2 章で述べたように，本研究では人体を微小球と仮定したモデルを用いており，放射解析メッシュの各空気セルに微小球を配置し，そのセル中心の微小球における平均放射温度を算出した．この平均放射温度は，日射熱や周囲の壁からの放射熱の影響を表すものであり，熱的快適性に影響を及ぼす要素である．

図 3.11，3.12は，Case1(ミクロモデル) と Case3(マクロモデル) の 15 時における A-A' 断面の平均放射温度分布図であり，窓面からの日射熱の影響により，局所的に平均放射温度が高い所が確認される．また Case1 における平均放射温度の最大値は 45.5 ℃，Case3 における最大値は 44.4 ℃であり，1 ℃程度差が生じているが，分布に大きな違いは見られない．

また図 3.13，3.14は，Case1(ミクロモデル) と Case3(マクロモデル) の 15 時における床上 1.1m(z=1.6m) の y-z 断面の平均放射温度分布図である．こちらも，窓面付近は日射熱の影響により，平均放射温度が高くなっていることが確認され，Case1 における最大値は 44.5 ℃，Case3 における最大値は 43.9 ℃であり，0.6 ℃程度差が生じているが，分布に大きな違いは見られない．

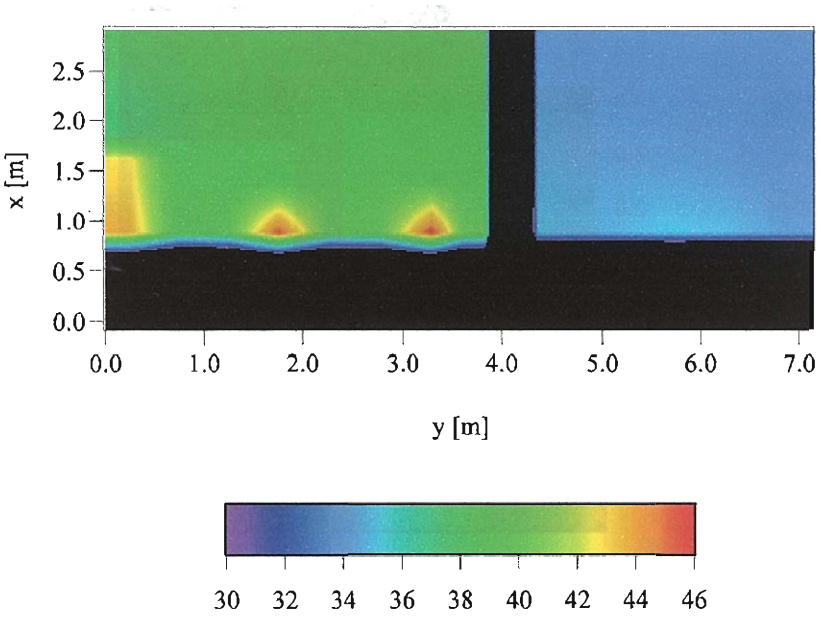


図. 3.11: A-A' 断面における 15 時の平均放射温度分布 [℃] (Case1, z=7.1m)

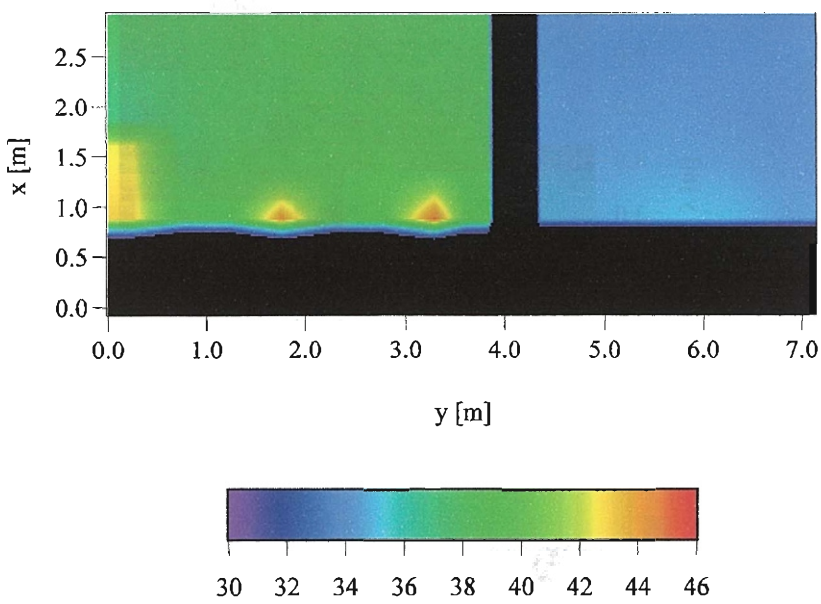


図. 3.12: A-A' 断面における 15 時の平均放射温度分布 [℃] (Case3, z=7.1m)

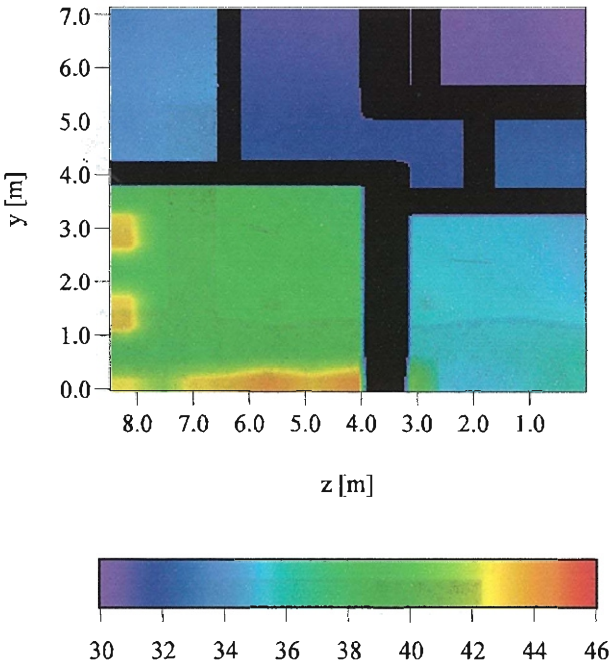


図. 3.13: y-z 断面における 15 時の平均放射温度分布 [℃] (Case1, x=1.6m)

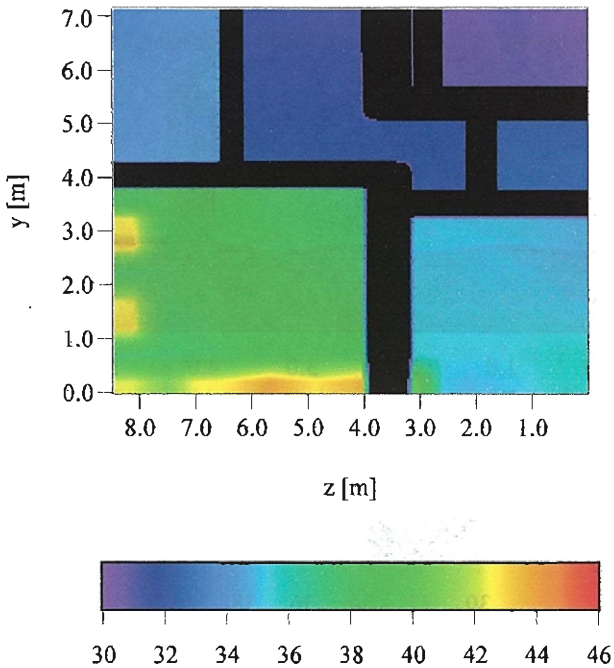


図. 3.14: y-z 断面における 15 時の平均放射温度分布 [℃] (Case3, x=1.6m)

次に，図3.5に示したミクロモデルにおける各室の平均室温の時間変化を基準として，各タイムステップ毎にマクロモデルの各条件の室温と比較を行い，その最大差，ならびに時間平均差をグラフにしたのが，図3.15，3.16である．結果として，全室の中でLD室は最も室温変動が大きいことから，Case1との最大差，ならびに時間平均差が大きくなっているものと予想され，最大で1℃程度の差が生じていることが確認される．また，時間平均差は最大で約0.8℃程度生じていることが確認されるが，これらの差は長期計算という観点から，許容できるものと考えられる．また，Case2とCase3における対流熱伝達率の与え方に対して，計算結果においてそれほど大きな違いは見られず，一般的に用いられる経験的な対流熱伝達率を用いても問題はないものと考えられる．

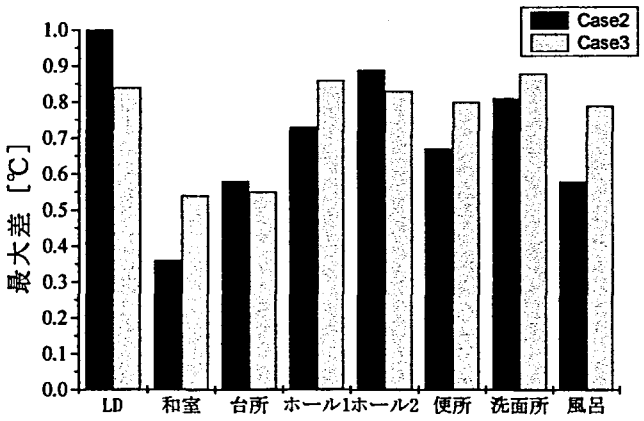


図. 3.15: 各室における室温の最大差 (Case1の各室における平均室温を基準)

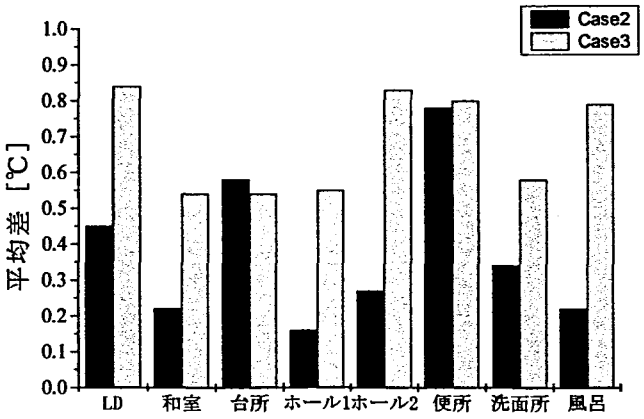


図. 3.16: 各室における室温の時間平均差 (Case1の各室における平均室温を基準)

表 3.4: CPU TIME (PentiumIII 1GHz)

	計算時間 [min]	計算時間比 [-]
Case1	2220	38
Case2,3	58	1

[-] はマクロモデル (Case2,Case3) の計算時間を基準とした値

表 3.4に各条件における 1 日間のモデル計算に要した時間の比較結果を示している．マクロモデルはミクロモデルに比べると，著しく計算時間が短縮されていることが確認され，現状の計算機能力を考えると，期間，年間の長期予測を行う場合は，マクロモデルが必要不可欠であると言える．

3.3 熱負荷 (暖冷房負荷) 計算手法

長期における熱負荷 (暖冷房負荷)，ならびにエネルギー消費量の予測・評価を行うことを目的として，熱負荷計算モデルを本研究で用いている解析コードに組み込む．まず，その熱負荷計算手法について説明をする．ここで，熱負荷とは，室内をある一定の熱環境に保つために必要な熱量のことであり，一般的に空気調和機の大きさや能力を決定するために必要となる量である．図 3.17に熱負荷の概念図を示しており，以下に多数室熱負荷計算法を示す．

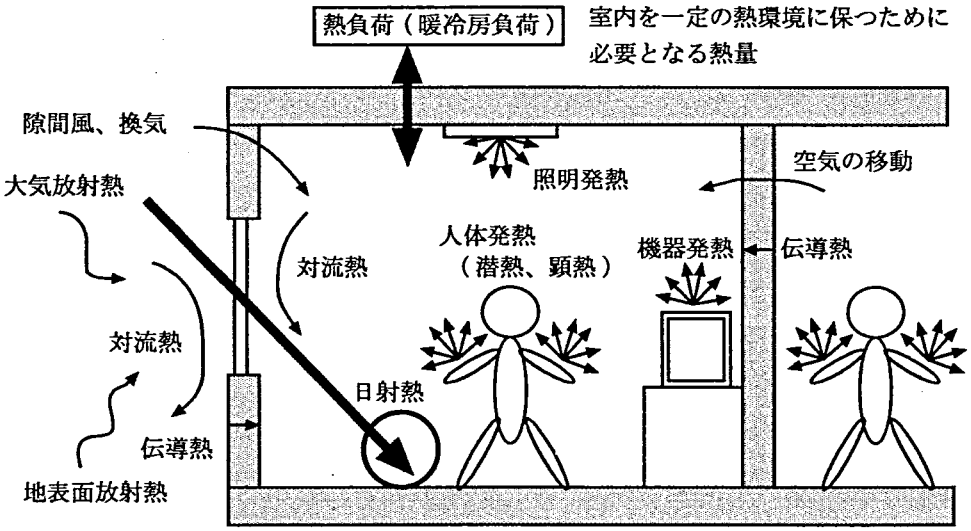


図. 3.17: 室内における発生熱，ならびに熱負荷の概念図

室 i における顕熱の熱収支式は次式で表される．

$$C_i\Delta V_i\frac{d\Theta_i}{dt}=\underbrace{\sum_{j=1}^{M}\alpha_{C,j}(\theta_{W,j}-\Theta_i)\Delta A_j}_{\text{壁面からの対流伝達熱}}+\underbrace{\rho C_pQ_i(\theta_a-\Theta_i)}_{\text{換気による移動熱量}}+\underbrace{\sum_{k=1}^{N}\rho C_pQ_{k,i}(\Theta_k-\Theta_i)}_{\text{隣室からの空気の移動熱量}}+\underbrace{Q_{P,i}}_{\text{発生熱量}} \tag{3.1}$$

ここで，暖房あるいは冷房の時間帯においては，室温Θ_iを設定室温にして一定に保つと，熱収支式 (3.1) に残余項が発生する．それは，すなわち室内の顕熱負荷 $Q_{s,i}$であり，

$$Q_{s,i}=C_i\Delta V_i\frac{d\Theta_i}{dt}-\sum_{j=1}^{M}\alpha_{C,j}(\theta_{W,j}-\Theta_i)\Delta A_j-\rho C_pQ_i(\theta_a-\Theta_i)-\sum_{k=1}^{N}\rho C_pQ_{k,i}(\Theta_k-\Theta_i)-Q_{P,i} \tag{3.2}$$

と表される．

C_iは室 i の家具を含めた顕熱容量，ΔV_iは室 i の体積，Mは室 i の壁面総メッシュ数，ΔA_jは面 jの面積，C_pは空気の比熱，Q_iは室 i の換気量 (隙間風を含めた外気からの空気の移動量)，$Q_{k,i}$は室 kから室 i への空気の移動量，Nは室の総数，$Q_{P,i}$は室 i の発生熱量 (機器発熱，照明発熱，人体発熱等) である．

潜熱の場合も同様である．室 i における潜熱の熱収支式は次式となる．

$$G_i\Delta V_i\frac{dX_i}{dt}=\underbrace{\rho\gamma Q_i(x_a-X_i)}_{\text{換気による移動熱量}}+\underbrace{\sum_{k=1}^{N}\rho\gamma Q_{k,i}(X_k-X_i)}_{\text{隣室からの空気の移動熱量}}+\underbrace{Q_{L,i}}_{\text{発生熱量}} \tag{3.3}$$

ここで，冷房の時間帯においては，絶対湿度 X_iを設定湿度にして一定に保つと，熱収支式 (3.3) に残余項が発生する．それが，すなわち室内の潜熱負荷 $Q_{l,i}$であり，

$$Q_{l,i}=G_i\Delta V_i\frac{dX_i}{dt}-\rho\gamma Q_i(x_a-X_i)-\sum_{k=1}^{N}\rho\gamma Q_{k,i}(X_k-X_i)-Q_{L,i} \tag{3.4}$$

と表される．ただし，G_iは室 i の家具を含めた潜熱容量，γは空気中に含まれる水蒸気の蒸発潜熱，$Q_{L,i}$は室 i の水蒸気による発生熱量 (機器発熱，人体発熱等) である．また，本研究で用いている解析コードでは，室と壁体との間における湿気伝達は考慮しておらず，壁体の湿度計算は行っていない．

以上のように，多数室における熱負荷計算法を示した．

3.4 まとめ

本章では，長期室温予測，熱負荷 (暖冷房負荷) 予測，ならびにエネルギー消費量予測を行うことを目的として，気流計算を省略し，各室ごとに完全混合を仮定するマクロモデルを作成した．次に，このマクロモデルの妥当性を確認するために，マクロモデルとミクロモデルを用いて計算を行った．モデル計算の対象地を大阪として，最暑日である 8 月 11 日の 8 時から 12 日の 8 時までの 24 時間の標準気象データを用いた．またモデル室は日本建築学会で定められている標準住宅の 1 階として，室温，平均放射温度分布や計算時間において比較を行った．

以下に，得られた結論を示す．

(1). 室内において，強制対流を起こさなければ，自然対流が支配的であり，気流も弱く，また上下温度分布もほとんどなく，室内を完全混合と仮定することにそれほど問題は無いものと考えられる．
(2). ミクロモデルとマクロモデルの室内における平均放射温度は，最大で 1 ℃程度の差が生じていたものの，分布に大きな差異は見られず，気流計算を省略することによる放射場への影響はそれほど大きくないと考えられる．
(3). ミクロモデルとマクロモデルにおける各室温の差は，最大で約 1 ℃生じていたが，これを許容できるとみなすと，マクロモデルはミクロモデルに比べて計算負荷を著しく削減することができるため，長期予測計算に対して，非常に有用なツールであると考えられる．

また，以下に本研究で作成したマクロモデルの特徴を示す．

(1). 本研究で用いている数値環境試験室を簡易化したマクロモデルは，対象の空間や壁体を分割して放射解析を行っているため，他の汎用熱負荷計算コードと比べると，放射の扱いや熱的快適性評価の面で優れている．
(2). このマクロモデルは，気流計算を加えたミクロモデルを簡易化しているため，今後ミクロモデルとの連成計算が期待され，またミクロモデルと上手く使い分けることにより，長期計算に対しても，気流の影響を評価できるものと考えられる．また今後，暖冷房システムの計算モデルの導入も期待され，このマクロモデルは発展性が大いにあるものと考えられる．

以上のように結論が得られた．

第 5 章では，第 4 章で調べたパラフィンの融解・凝固温度特性を考慮した熱伝導計算モデルを作成し，第 6 章において，その熱伝導計算モデルを組み込んだマクロモデルを用いて，PCM 壁ボードを利用した標準住宅モデルの長期の熱負荷 (冷房負荷) 予測計算を行うものとした．

参考文献

[1] 社団法人 日本建築設備技術者協会：空調システム標準シミュレーションプログラム HASP/ACSS/8502 プログラム解説書，1985

[2] 財団法人　住宅・建築省エネルギー機構，住宅熱負荷計算プログラム SMASH 操作マニュアル，1997

[3] Okuyama H. : Thermal and Airflow Network Simulation Program NETS, Proceedings of Sixth International IBPSA Conference (Building Simulation99), Kyoto, pp.1237-1244, September, 1999

[4] Onishi J., Soeda H., Nakamura N., Mori K. et al. : Development of Numerical Method for Estimation of Energy Consumption in Various Residential Houses Including Passive Solar Ones, Proc. of 4th ISES Europe Solar Congress, Bologna Italy, 2002-6, in CD-Rom.

[5] 添田晴生，大西潤治，仲村定洋，森　幸治，木本日出夫：住宅における暖冷房システムの総合評価に関する研究—CFD をベースとした暖冷房負荷計算モデルの開発—，日本機械学会　第 12 回環境工学総合シンポジウム 2002 講演論文集，pp.485-488，2002

[6] 宇田川光弘：標準問題の提案 住宅用標準問題，pp.23-33，日本建築学会環境工学委員会熱分科会　第 15 回熱シンポジウム，1985

[7] 赤坂　裕：標準気象データと拡張アメダス気象データ，Journal of JSES，Vol.25，No.5，pp.17-25，1999

第 4 章

パラフィンの熱物性に関する実験

4.1 はじめに

PCM 壁ボードの熱的な効果を調べるためには，まず PCM の詳細な融解・凝固温度特性を調べる必要があるものと考えられる．本研究では，PCM をマイクロカプセル[1]化した後に，石こうボードに混入することを想定しており，そのマイクロカプセル化された PCM の融解・凝固温度特性は，PCM 単体の特性と大きくは変りはないものと予想されるため，本研究では PCM として，代表的なパラフィンである n-オクタデカン ($C_{18}H_{38}$) を取り上げ，その融解・凝固温度特性について調べることにした．

また，n-オクタデカンの熱物性値として，融点 28.2℃，密度 776kg/m^3，潜熱量 243.6kJ/kg が存在する [1] が，融解・凝固温度幅や潜熱分布等について，詳細なデータがあまり存在しておらず，また本研究で扱うパラフィン (n-オクタデカン，純度 94 %) は，n-オクタデカンと同じ物性値であるとは限らないため，示差走査熱量測定 (DSC) を用いて潜熱量や融解・凝固温度特性を調べ，また恒温水槽を用いて融解・凝固温度の特定を行った．

4.2 示差走査熱量測定 (DSC,Differential Scanning Calorimetry)

4.2.1 測定原理

熱流束型 DSC 装置の構造を図 4.1に示す．

炉内のヒートシンクの外側にヒーターが設置されており，プログラムにより温度制御される．ヒートシンクの熱は熱流入面から熱抵抗体を通じて，基準物質と試料の各ホルダーに伝わり，さらにそれぞれの容器に伝わる仕組みになっている．

この熱流入面と基準物質ホルダー，ならびに熱流入面と試料ホルダーを流れる各熱流束差は，熱流入面の温度が均一であるため，基準物質ホルダーと試料ホルダーの温度差に比例する．以上の原理から，熱流束型 DSC では，各ホルダー下に設置された熱電対により各温度差を検出し，DSC 信号として出力する．

[1]マイクロカプセルとは，高分子でできたミリメートルからナノメートル程度の小さな容器のことである．

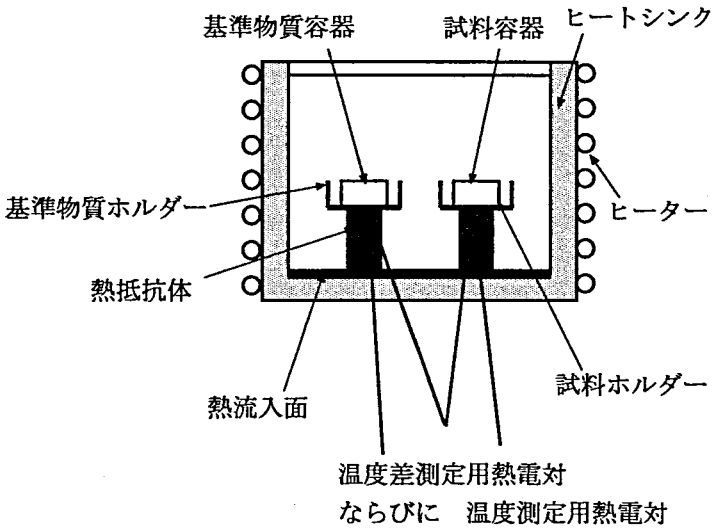


図. 4.1: 熱流束型 DSC 装置の構造

図 4.2のように，炉を一定の昇温速度で加熱を開始すると，少し遅れて基準物質と試料がそれぞれの熱容量に応じて昇温を開始し，やがて，加熱炉の温度に追従するようになり，基準物質ホルダーの温度と試料ホルダーの温度差はほぼ一定の値を示すようになる．さらに温度が上がり，試料に融解が起こると，温度上昇が止まり，基準物質ホルダーと試料ホルダーの温度差は大きくなり，図 4.2のようにピークを示す．やがて融解が終了すると，その温度差は元に戻り，元の温度上昇曲線に戻る．

このように DSC では，基準物質ホルダーと試料ホルダーの温度差から熱流束差として出力することができるため，融解熱 (潜熱) や転移熱の測定が可能となる．

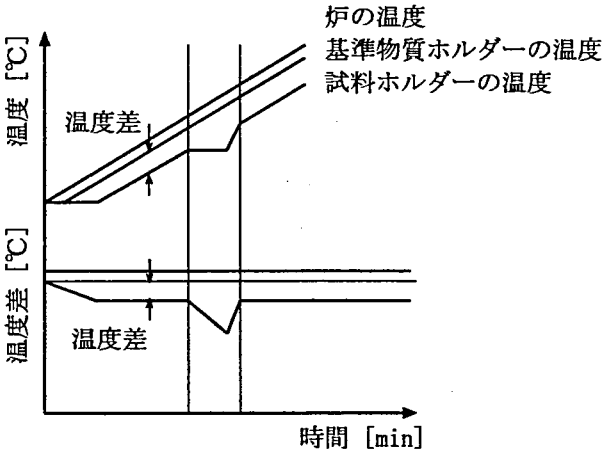


図. 4.2: DSC の測定原理

4.2.2 測定条件

本研究では，セイコー電子工業株式会社製の SSC/5200system，DSC220C(熱流束型) を用いて測定を行った．その測定装置の仕様は表 4.1に示す．

表 4.1: DSC220C の仕様

温度範囲	-150 ℃～725 ℃
DSC 測定レンジ	$\pm 100\mu W/f.s.$～$\pm 100mW/f.s.$
プログラム速度	0.01 ℃$/min$～100 ℃$/min$
試料量	最大 100$\mu\ell$ (オープン試料容器使用時) 最大 15$\mu\ell$ (密封試料容器使用時)
冷却	全自動ガス冷却ユニットを接続して行う
コントロール冷却	全自動ガス冷却ユニット接続時 10 ℃$/min$ で -100 ℃までコントロール冷却可能

表 4.2: 測定条件

質量	昇温 (冷却) 速度 [℃/min]					
	0.5		5		10	
[mg]	冷却	加熱	冷却	加熱	冷却	加熱
1.4	×	○	○	○	○	○
3.5	×	○	○	○	○	○
9.1	×	○	○	○	○	○

DSC の目的は，パラフィンの潜熱量，ならびに融解・凝固温度特性を調べることであるが，DSC において測定される融解・凝固温度は昇温速度，つまりは加熱 (冷却) 速度に影響を受けやすいため，ここでは表 4.2に示すように，昇温速度 0.5，5、10 ℃/min として測定を行った．ただし，住宅における熱移動速度のレベルはおそらく 0.01～0.05 ℃/min 程度であると予想されるが，DSC 装置を使用する環境面において，測定が困難な状況であったため，先に示した測定条件の測定結果から，0.01～0.05 ℃/min 程度付近の融解・凝固温度の推定を試みる．また DSC において試料の質量も熱応答に影響することが，文献 [2] に記されているため，質量を 1.4，3.5，9.1mg とそれぞれ用意して，各場合について測定を行った．ただし，昇温速度 0.5 ℃/min の場合は昇温過程のみ測定を行った．

4.2.3 測定結果と考察

図 4.3～4.5は，各 10，5、0.5 ℃/min の昇温速度における質量を変化させた場合の測定結果であり，結果に示している温度は，試料ホルダー下部に設置された熱電対により測定されている．測定結果より，それぞれの測定条件における熱流束分布はピークを持つ山形であり，融解と凝固の山がそれぞれずれていることが確認される．また質量を増加させるにつれて，融解・凝固温度幅も増加していることが確認される．これは質量の影響を受けて，熱応答の遅れが生じた結果であると考えられる．

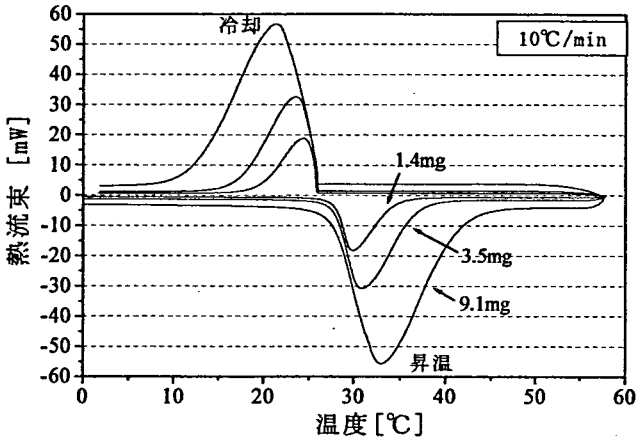


図. 4.3: 10 ℃/min における測定結果

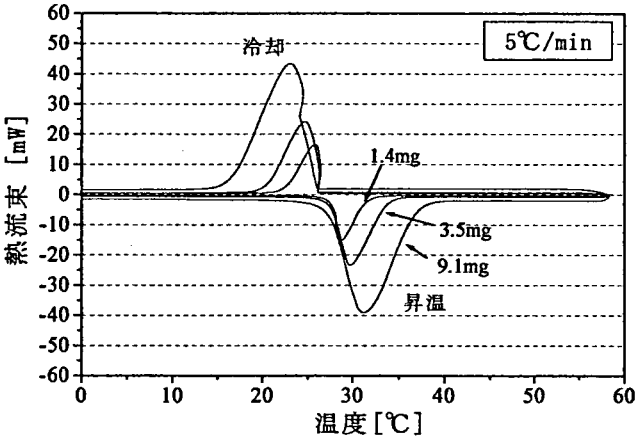


図. 4.4: 5 ℃/min における測定結果

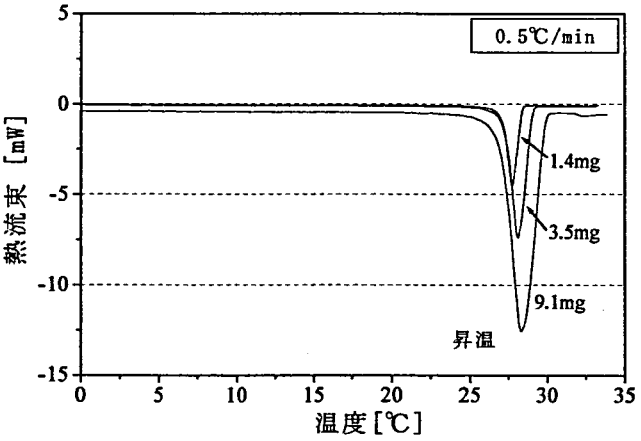


図. 4.5: 0.5 ℃/min における測定結果

図 4.6は，試料の質量をゼロに線形外挿した場合の昇温速度と融解・凝固の開始温度，終了温度，ならびに熱流束がピーク値を示したときの温度についてまとめている．ただし，開始温度，終了温度は各曲線の接線の交点として求めている．

この融解・凝固の開始温度は，試料の質量にそれほど影響していないと考えられ，住宅における熱移動速度のレベル 0.01～0.05 ℃/min 付近における融解・凝固の開始温度は 27 ℃付近であると予想される．一方，融解・凝固開始温度以外の温度は，試料の質量をゼロに外挿しているものの，おそらくその影響を受けているものと予想される．また昇温速度が 5，10 ℃/min の場合における融解と凝固の開始温度は一致しておらず，融解温度と凝固温度に差が生じていることが予想される．

また，以上の測定における平均潜熱量は 244mJ/mg であった．

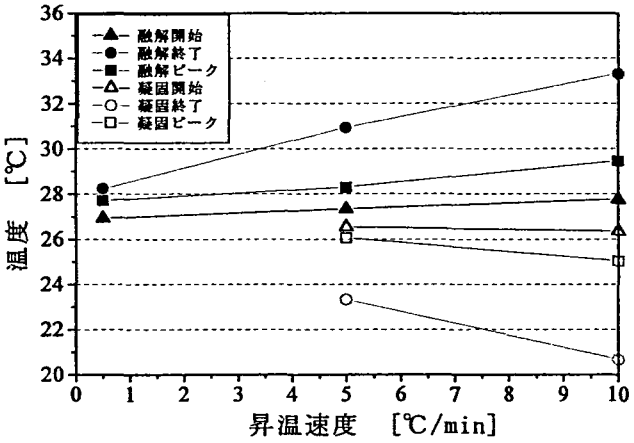


図. 4.6: 試料の質量をゼロに外挿した場合の昇温速度と融解・凝固温度の関係

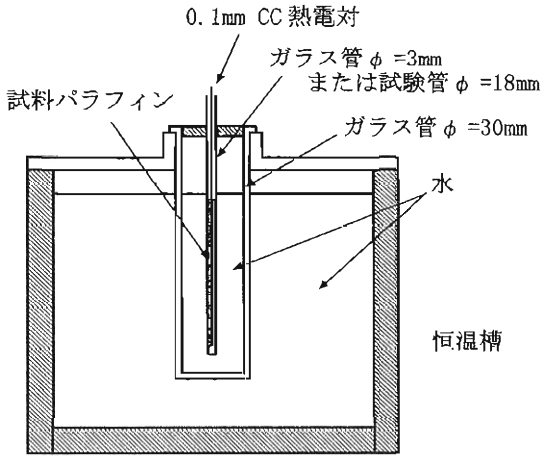
4.3 恒温水槽による融解・凝固温度の測定

4.3.1 測定装置と測定方法

DSC では非定常的に昇温，冷却させることにより，融解・凝固温度，ならびに潜熱量等について測定を行うことができたが，住宅における昇温速度レベル 0.01～0.05 ℃/min 付近の融解・凝固温度の特定を行うことは困難であった．そこで，本節ではヤマト科学株式会社の恒温水槽 BU150D を用いて測定を行うことにした．恒温水槽の仕様は表 4.3に示し，測定装置の模式図，ならびに恒温水槽を図 4.7(a)，(b) に示す．

表 4.3: 恒温水槽 BU150D の仕様

温度範囲	-20 ℃～200 ℃
温度調節精度	0.01 ℃
槽内容量	6ℓ
冷凍機	190W
ヒーター	1kW



(a) 測定装置の模式図

(b) 恒温水槽

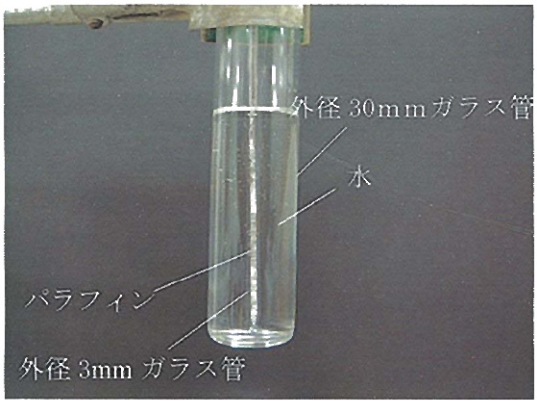
図. 4.7: 恒温水槽と測定装置

はじめに外径 30mm のガラス管を恒温水槽内に沈め，その中に水を入れる．さらに外径 3mm(内径 1.5mm) のガラス管，あるいは外径 18mm の試験管に試料であるパラフィンを少量入れ，パラフィン内部の温度測定を行うために，その試料中に 0.1mmCu-Co 熱電対 1 本を挿入した．

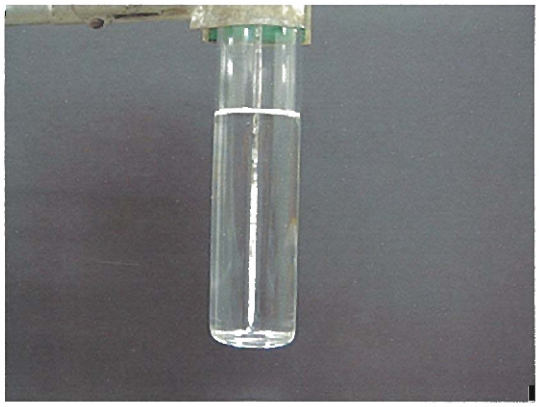
次に測定方法を示す．まず水槽の温度を設定して一定に保ち，パラフィンの様子について目視観察を行う際には，外径 30mm のガラス管ごと水槽より上に引き上げ，パラフィンの状態を確認し，元に戻す．また水槽の温度を 0.1 ℃上昇，あるいは下降させて水槽の温度を一定に保ち，目視観察を行う．このような作業を繰り返すことにより，パラフィンの融解・凝固温度の特定を試みた．ここで外径 30mm のガラス管中に試料の温度を一定に保つための水が入っており，ガラス管を水槽より上に引き上げる際に長時間でなければ，試料の温度変動はほぼないものと考えられる．

4.3.2 融解温度の測定結果

完全な固体状態であるパラフィンを図 4.8(a) に示す．測定開始より，外径 3mm ガラス管中の試料の内部温度が 26.0 ℃付近から目視で若干の融解現象を確認した．次に 0.1 ℃温度を上昇させ，内部温度が 26.1 ℃の状態において，うっすらと融解現象を確認した (図 4.8(b) 参照)．さらに温度を 0.1 ℃上げて，約 1〜2 時間状態の変化を待ってみたものの，変化はなく，中心の熱電対に沿ってできた結晶は融解しなかった．図 4.8(c) に内部温度が 26.4 ℃の状態を示しており，結晶が多少残っている様子が観察される．次に 0.1 ℃温度を上げて，内部温度が 26.5 ℃になったときに全てのパラフィンが液体に変化したことを確認した (図 4.8(d) 参照)．

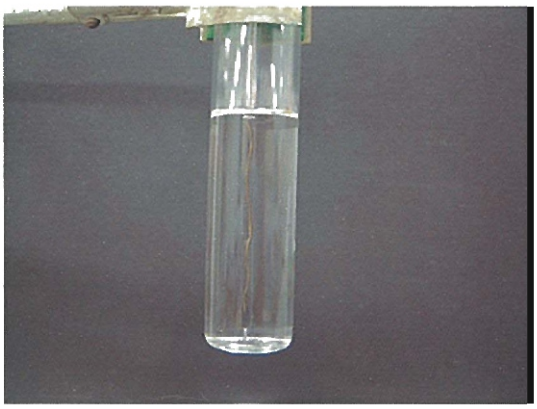


(a) パラフィンの固体状態
(白色の固体状態)



(b) パラフィン内部温度 26.1 ℃
(周囲がやや透明がかった状態)

(c) パラフィンの内部温度 26.4 ℃
(透明の液体が大部分を占めた状態)



(d) パラフィン内部温度 26.5 ℃
(完全な透明の液体状態)

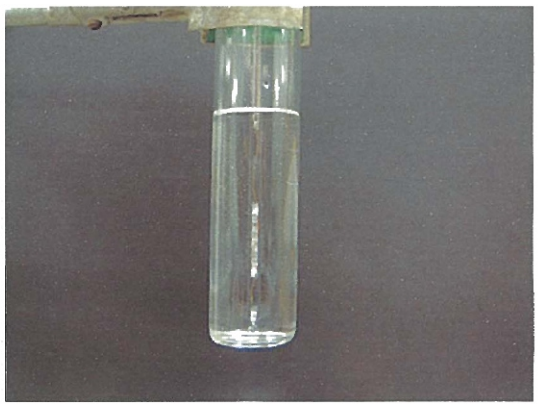
図. 4.8: 外径 3mm のガラス管内におけるパラフィンの融解現象

以上より，パラフィンの融解は 26.0 ℃付近から 26.5 ℃にかけて起こっていると考えられる．ただし，融解の開始温度については，目視観察のため特定するのは難しいと言える．

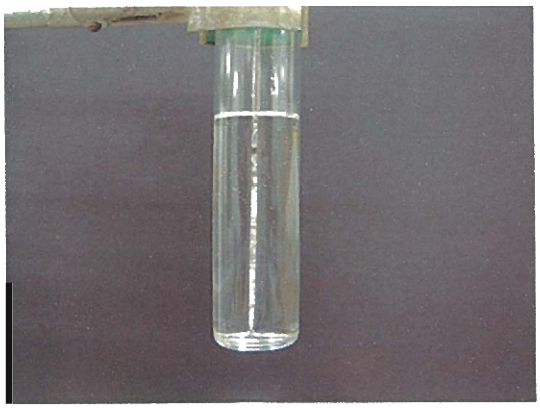
4.3.3 凝固温度の測定結果

先程の融解温度の測定と同様に凝固温度の測定を行った．まず，パラフィンの液体状態を図 4.9(a) に示す．測定開始より，内部温度が 25.6 ℃の場合において，若干凝固している状態を確認した (図 4.9(b) 参照)．次に 0.1 ℃温度を下げて，内部温度が 25.5 ℃のときの状態を図 4.9(c) に示す．パラフィンの状態はほぼ凝固していたが，結晶の色が多少薄い様子が観察された．さらに 0.1 ℃温度を下げて，内部温度が 25.4 ℃のときの様子を図 4.9(d) に示しており，結晶の色が濃い白色となり，完全に凝固している様子が観察された．

(a) パラフィンの液体状態
(透明な液体状態)



(b) パラフィン内部温度 25.6 ℃
(白色の結晶が析出し始めた状態)



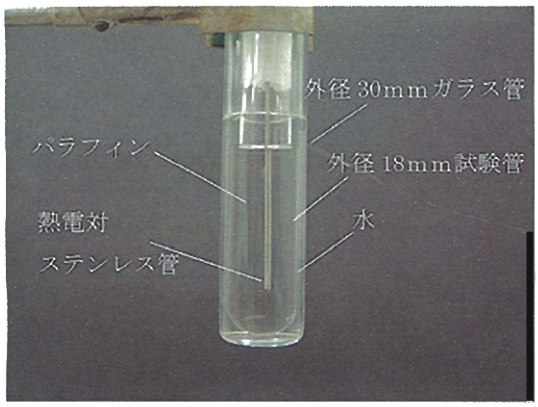
(c) パラフィンの内部温度 25.5 ℃
(白色の固体部分が大部分を占めた状態)

(d) パラフィン内部温度 25.4 ℃
(白色の固体状態)

図. 4.9: 外径 3mm のガラス管内におけるパラフィンの凝固現象

以上の測定結果より，パラフィンの凝固温度は 25.6 ℃～25.4 ℃付近であると推定される．ただし，凝固終了温度は目視であるために，はっきり特定することは難しいと言える．また以上の測定結果より，凝固温度は融解温度よりも低いことがわかり，本研究で扱っているパラフィンは融解温度と凝固温度に差があるヒステリシスな性質をもっているものと考えられる．

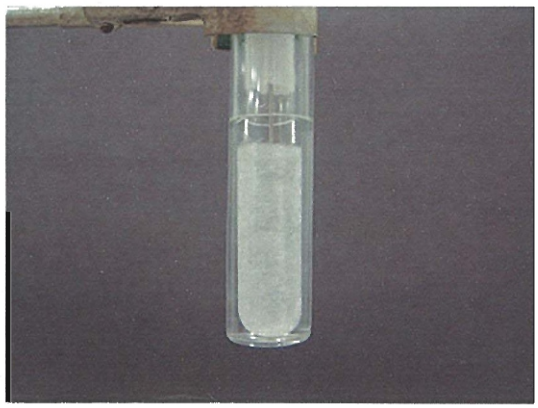
次に結晶成長の様子を観察するために，外径 18mm の試験管にパラフィンを入れ，水槽の設定温度を 25.4 ℃にして測定を開始した．まず，図 4.10(a) にパラフィンの液体状態を示す．次に開始から約 3 分経過した状態を図 4.10(b) に示しており，結晶が析出している様子が観察される．さらに開始から約 10 分経過した状態を図 4.10(c) に示しており，さらに結晶の成長している様子が観察される．さらに開始から 15 分経過した状態を図 4.10(d) に示しており，だんだん凝固し，白くなっていく様子が観察される．



(a) パラフィンの液体状態
(透明な液体状態)

(b) 実験開始から 3 分経過後の状態
(白色の結晶が析出し始めた状態)

(c) 実験開始から 10 分経過後の状態
(結晶が成長し始めた状態)



(d) 実験開始から 15 分経過後の状態
(さらに結晶が成長している状態)

図. 4.10: 外径 18mm の試験管内におけるパラフィンの凝固現象

また，この測定において内部温度が 25.4 ℃の状態から結晶が析出し始めたが，途中，内部温度が 26.2 ℃まで上昇し，一定に保たれていた．これは過冷却現象であると判断したが，外径 3mm のガラス管を用いた測定の際にはこの現象は確認されなかった．

4.4 まとめ

本章では，PCM の熱的性能を把握するためには，まず PCM の融解・凝固の特性を調べる必要があるものと考えた．そこで，本研究では，PCM の代表であるパラフィン (主成分 n-オクタデカン) を取り上げ，その融解・凝固温度特性，潜熱量を調べるために，DSC，ならびに恒温水槽による測定を行った．測定結果より，以下の知見が得られた．

DSCの測定結果は以下の通りである.

(1). パラフィンの潜熱による熱流束分布はピークを持った山形であると推定した.
(2). パラフィンの融解・凝固開始温度は27℃付近であると推定した.
(3). パラフィンの融解・凝固開始温度に差が生じていた.
(4). パラフィンの潜熱量は244mJ/mgであった.

また，恒温水槽による測定結果は以下の通りである.

(1). パラフィンの融解開始温度は26.0℃付近であり，融解終了温度は26.5℃であった.
(2). パラフィンの凝固開始温度は25.4℃であり，凝固終了温度は25.2℃付近であった.
(3). パラフィンは融解温度と凝固温度に1℃程度の差があり，ヒステリシスを持っていると推定した.

ここで，DSCにより推定された融解・凝固温度の開始温度は27℃付近であり，恒温水槽で測定した温度との間にずれが生じているが，これはDSCにおいて，融解・凝固温度の開始点を各曲線の接線の交点として求めていたため，多少ずれがあった可能性が考えられる. 本研究では，恒温水槽の測定に信頼性があるとみなし，恒温水槽で測定した融解・凝固温度を用いた.

また，外径18mmの試験管に試料を入れて測定した場合に過冷却現象を確認したが，外径3mmのガラス管に試料を入れた場合については確認されなかった. これはその試料が入っている環境により多少凝固の過程が異なるものと考えられるが，本研究では過冷却は複雑なメカニズムであるために考慮しないことにした.

以上の結果より，本研究で扱ったパラフィンの融解・凝固温度特性について詳細なデータが得られた. よって，第5章において，この融解・凝固温度特性をモデル化することにより，パラフィンの融解・凝固温度特性を考慮した熱移動現象を正確に再現できるものと考えられる.

参考文献

[1] John A. Dean : Lange's Handbook of Chemistry 14th Edition, McGraw-Hill, 1992

[2] 日本熱測定学会編：熱分析の基礎と応用，(株) リアライズ社，p.41，1991

第 5 章

融解・凝固を考慮した熱伝導計算手法

5.1 はじめに

PCM 壁ボードの熱的性能について調べる際には，PCM 壁ボード中の PCM の熱移動現象を再現する必要があり，それは主に熱伝導であると考えられる．よって，本章では，本研究で作成した融解・凝固を考慮した熱伝導計算手法について述べ，さらにその計算モデルの検証として，1 次元凝固問題の解析解，ならびに 2 次元凝固問題において，Crowley[2]，Cao ら [3]，Hsiao ら [4] の計算解との比較を行った [1]．また，第 4 章で調べたパラフィン (n-オクタデカン) の融解・凝固温度特性に対して計算モデルを作成し，パラフィンの融解を伴う熱伝導実験により計算モデルの検証を行った結果についてまとめている．

5.2 理論

一般的に融解・凝固の計算手法は大きく 2 つに分類される [5]．一つは固相と液相の界面を正確に求める移動節点法 [5] や座標変換法 [6] といった手法である．他の一つは合金や有機物などのように相変化温度幅が広く，界面がはっきりしない現象を扱う場合に用いられる手法であり，この手法では固相率 f(セル中の固相である体積割合，$0 \leq f \leq 1$) と呼ばれる変数を用いることにより，液相と固相を判別している (図 5.1参照)．主に等価比熱法 [5]，エンタルピー法 [2][3]，温度回復法 [7][8] などが存在する．

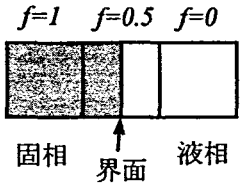


図. 5.1: 固相率 fの概念図

本研究では，PCM として有機物であるパラフィンを扱っており，特にパラフィンの 2 成分混合物になると相変化温度幅が大きくなるため，固相率 fを用いる手法を採用した．さらに本研究で用いている解析コードに融解・凝固の計算モデルを組み込むことを前提としてい

るため，有限差分 (体積) 法，陰解法を採用する必要がある．また，出来る限りコードの複雑化を避けるという観点から，変数をさらに増やす必要のあるエンタルピー法を用いることは適当ではないと判断した．以上の理由から，固相率 fを温度 Tの関数と仮定して，そのまま離散化を行う手法を採用した．

ここで融解・凝固を考慮したエネルギー保存式は，

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k \nabla T) + \rho L_a \frac{\partial f}{\partial t} \tag{5.1}$$

となる．ただし，C_pは比熱，L_aは潜熱量，kは熱伝導率を表す．また，この式では相変化中に温度変化を伴う (相変化温度幅がある) 場合や相変化中に温度変化を伴わない (相変化温度幅がない) 場合の両方を扱うことができる．

5.2.1 潜熱のモデル化

本研究では，相変化の際に温度幅を伴う場合にも対応できるように，相変化温度幅$\Delta T(= T_{liq} - T_{sol})$ を設けて，固相率 fと温度 Tの間に線形関係を仮定した．その fと Tの関係式 (a) と潜熱の熱流束と温度 Tの関係式 (b) を図 5.2に示す．

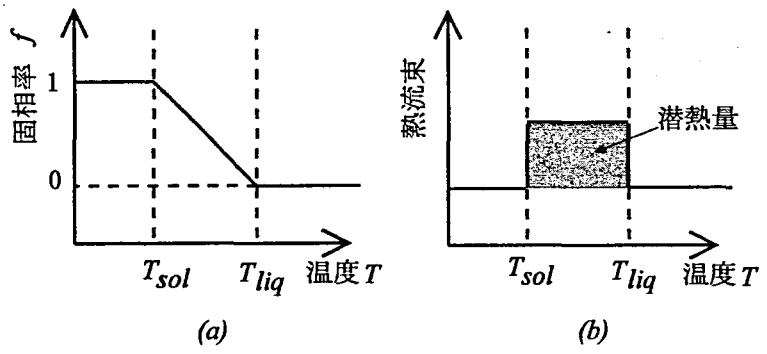


図. 5.2: 固相率 fと温度 $T(a)$，潜熱の熱流束と温度 $T(b)$ の関係

また，固相率 fと温度 Tの関係式は，

$$f = \frac{T_{liq} - T}{T_{liq} - T_{sol}} = \frac{T_{liq} - T}{\Delta T} \tag{5.2}$$

と表される．ここで T_{liq}は 凝固開始温度または融解終了温度，T_{sol}は凝固終了温度または融解開始温度である．また，昇温速度 (dT/dt) が一定の場合には，図 5.2(b) のように潜熱の熱流束 $(\rho L_a df/dt = -\rho L_a/\Delta T \cdot dT/dt)$ は一定となる．

一方，相変化温度幅ΔTが 0 である物質を解析する場合は，$\Delta T \simeq 0$ と設定すれば良い．ただし，仮にΔT=0.01 と設定した場合は，温度 Tに対して 0.01 の誤差を許容する必要がある．

5.2.2 生成項の線形化

式 (5.1) の相変化時における生成 (潜熱) 項 Sは，式 (5.2) を用いると，

$$S = \rho L_a \frac{\partial f}{\partial t} = \underbrace{\frac{\rho L_a}{\Delta t}\left(\frac{T_{liq}}{\Delta T} - f^o\right)}_{S_c} \underbrace{-\frac{\rho L_a}{\Delta t \Delta T}}_{S_p} T \tag{5.3}$$

と線形化される．これは Patankar[9] が提案している生成項の扱いに準拠した安定化手法である．ここで，Δt はタイムステップ間隔，f^oは一つ前の時間の固相率である．

5.2.3 温度補正

反復計算の際に求まる温度 T^{n+1} が凝固開始温度 T_{liq}，あるいは融解開始温度 T_{sol}を飛び越えた場合，求まった温度 T^{n+1}は潜熱を考慮されておらず，温度補正 [5] を行う必要がある．図 5.3 にその温度補正の概念図を示す．

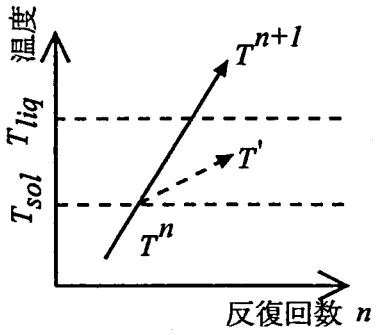


図. 5.3: 温度補正の概念図

まず，潜熱 L_aを比熱に換算した等価比熱 C_{pe}は文献 [5] より，次式で表される．

$$C_{pe} = C_p + \frac{L_a}{(T_{liq} - T_{sol})} \tag{5.4}$$

次に，融解開始温度 T_{sol}を飛び越えて温度 T^{n+1} が求まる場合において，その際の熱量の変化量は，

$$\rho C_p (T^n - T^{n+1}) = \rho C_p (T^n - T_{sol}) + \rho C_{pe} (T_{sol} - T') \tag{5.5}$$

となる．式 (5.5) の右辺第 1 項は顕熱変化量，第 2 項は潜熱変化量を表している．次に補正された温度 T'について，まとめると，

$$T' = T_{sol} - (T_{sol} - T^{n+1}) \frac{C_p}{C_{pe}} \tag{5.6}$$

が得られる．また，凝固開始温度 T_{liq} を飛び越えて温度 T^{n+1} が求まる場合についても，同様にすると補正温度 T' が求まる．

次に，融解・凝固を考慮した温度計算の全体の流れは図 5.4 に示す．

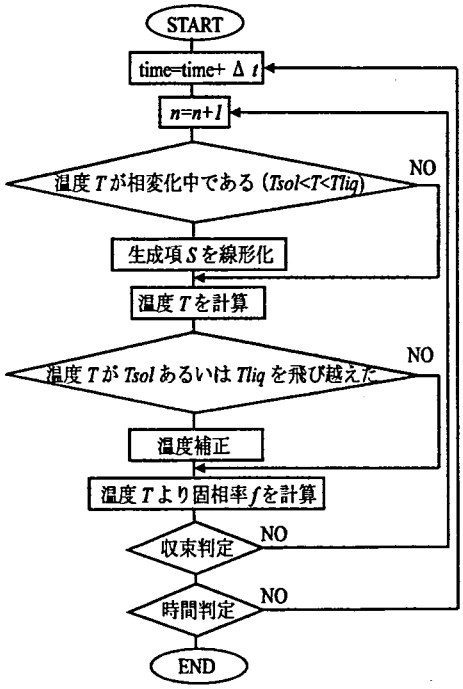


図. 5.4: 融解・凝固を考慮した温度計算の流れ

以上のように，本研究で作成した融解・凝固を考慮する熱伝導 (温度) 計算モデルについてまとめた．次に，この計算モデルの妥当性について検討を行うものとする．

5.3 1次元凝固問題における本研究の計算解と解析解の比較検証

ここでは，本研究で作成した融解・凝固を考慮した熱伝導計算モデルの妥当性を確認するために，1次元半無限体の凝固問題を例題として取り上げ，解析解 (Neumann の解)[5] と本研究の計算解との間で比較を行う．次に，1次元凝固問題の計算対象図を図 5.5に示す．

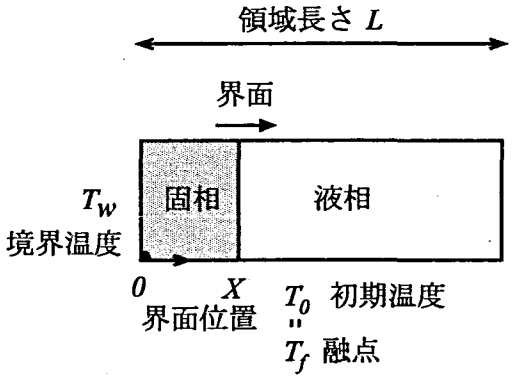


図. 5.5: 1次元凝固問題の計算対象図

一般的に凝固問題では，固相と液相の界面位置の計算結果を比較することにより，計算手法の妥当性を確認するため，ここでも同様に界面位置において解析解と本研究の計算解との間で比較を行った．

まず，界面位置の解析解を算出するには，固相と液相のそれぞれのエネルギー保存式と固相と液相の界面の熱収支式から導出される

$$\frac{e^{-\lambda^2}}{erf\lambda} - \frac{k_l\sqrt{a_s}(T_0 - T_f)exp\{(-a_s/a_l)\lambda^2\}}{k_s\sqrt{a_l}(T_f - T_w)erfc(\lambda\sqrt{a_s/a_l})} = \frac{\lambda\sqrt{\pi}}{S_{te}} \tag{5.7}$$

を解くと，変数λが求まり，

$$\frac{X}{L} = 2\lambda\sqrt{\frac{a_s t}{L^2}} \tag{5.8}$$

に，λを代入すると界面位置 X/L が求まる．[5]

ここで，T_0は初期温度，T_fは融点 (凝固温度)，T_wは境界温度，a_s，a_lはそれぞれ固相，液相の熱拡散率，k_s，k_lはそれぞれ固相，液相の熱伝導率である．また，ステファン数 S_{te}は顕熱と潜熱の比を表す無次元数であり，$S_{te} = C_p(T_f - T_w)/L_a$と表される．

表 5.1: 初期条件と境界条件

初期状態	液相
初期温度	T_0=T_f
境界条件	T_w=0
熱伝導率比	$k_s/k_l = 1$
熱拡散率比	$a_s/a_l = 1$

表 5.2: PCM の物性値と計算条件

	Case1	Case2
密度ρ	1000	1000
比熱 C_p	1	1
熱伝導率 k_s, k_l	1	1
潜熱量 L_a	50	50
融点 T_f	5	50
$S_{te} = C_p(T_f - T_w)/L_a$	0.1	1

また，初期条件と境界条件は表 5.1に示しており，PCM の物性値と計算条件は表 5.2 に示している．ここでは，S_{te}がそれぞれ 0.1 と 1 になるように，PCM に仮想的な物性値を与えた．また，計算モデル上において，$T_f = T_{sol}$とし，相変化温度幅$\Delta T(= T_{liq} - T_{sol})$=0.01 と設定した．領域の分割数 N_bは，それぞれ 10，100 と設定し，無次元タイムステップ間隔 $\Delta\tau(= \Delta t a_s/L^2)$ は両条件とも 10^{-2}とした．

図 5.6，5.7は，それぞれ Case1，Case2 の界面位置における本研究の計算解と解析解との比較結果であり，本計算解と解析解が一致していることが確認され，計算モデルの妥当性が確認された．

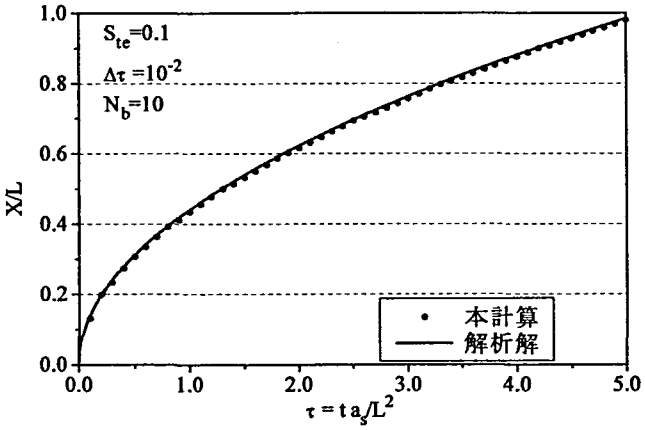


図. 5.6: 界面位置における本研究の計算解と解析解の比較 (Case1，S_{te}=0.1，N_b=10)

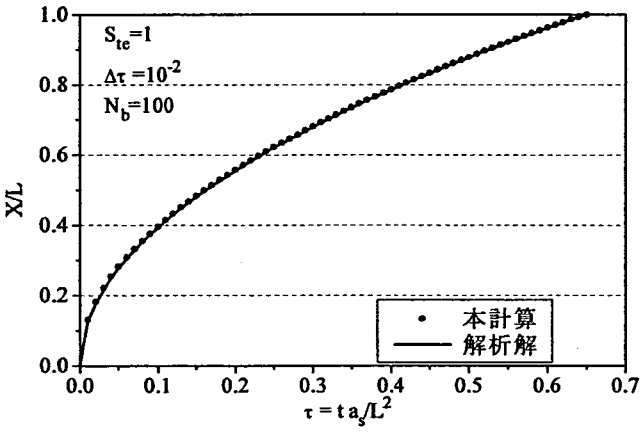


図. 5.7: 界面位置における本研究の計算解と解析解の比較 (Case2, S_{te}=1, N_b=100)

5.4 2 次元凝固問題における本研究の計算解と他研究の計算解の比較検証

ここでは，2 次元凝固問題を例題として取り上げ，2 次元における計算モデルの妥当性を確認する．2 次元凝固問題の計算例は古くから存在するが，ここでは，Crowley(エンタルピー法)[2]，Cao ら (修正エンタルピー法)[3]，Hsiao ら (等価比熱法)[4] の計算結果との比較を行った．まず，計算対象を図 5.8に示す．

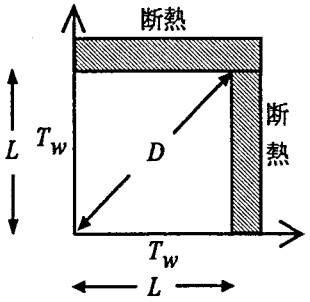


図. 5.8: 計算対象図

表 5.3: 計算条件

	T_n	S_{te}	k_l/k_s	a_l/a_s
Case1	1	0.641	1.0	1.0
Case2	9/7	2	0.9	0.9

$T_n = (T_0 - T_w)/(T_f - T_w)$

次に計算条件は表 5.3に示しており，表 5.3中の T_nは無次元温度である．また初期状態は液相であり，正方形の両辺から凝固していく過程における対角線上の界面位置での Crowley[2],

Cao ら [3]，Hsiao ら [4] の計算解との比較を行った．また，本研究では 3 次元における融解・凝固を考慮した熱伝導計算モデルを作成し，その 2 次元断面で比較を行った．領域の分割数は Crowley らが用いている 20×20 分割とした．また，タイムステップ間隔については，$\Delta\tau=10^{-4}$程度であれば計算可能であったため，$\Delta\tau=10^{-4}$と設定した．さらに凝固温度については $T_f=T_{sol}$とし，$\Delta T(=T_{liq}-T_{sol})$ は温度の解に影響の無い小さな値を設定した．

図 5.9，5.10は，Case1，Case2 における対角線上での界面位置の比較結果をそれぞれ示す．領域の分割数が少ないこともあり，対角線上の凝固の進展が滑らかではないが，本研究の計算解と Crowley[2]，Cao ら [3]，Hsiao ら [4] の計算解はほとんど一致していると言える．以上の検討結果より，本研究で作成した融解・凝固を考慮した熱伝導計算モデルが 2 次元においても妥当であることが確認された．

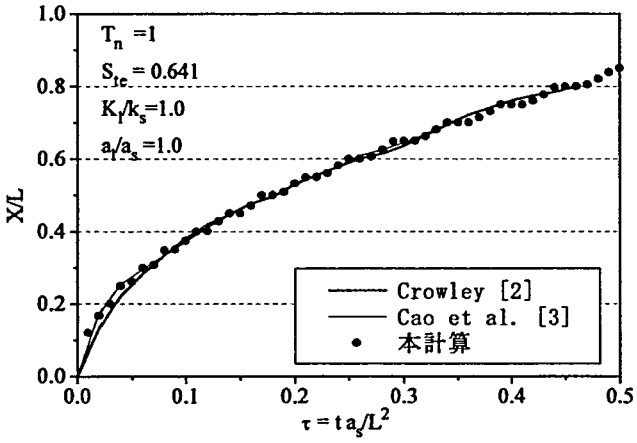


図. 5.9: 対角線上の界面位置における本計算解と Crowley，Cao らの計算解との比較 (Case1)

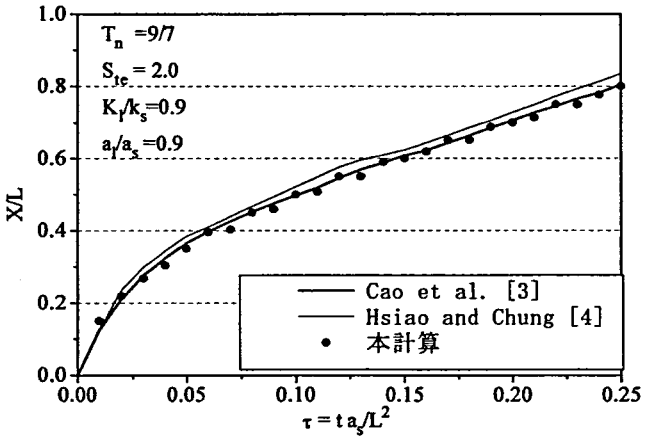


図. 5.10: 対角線上の界面位置における本計算解と Cao ら，Hsiao らの計算解との比較 (Case2)

5.5 パラフィンの潜熱モデル

5.5.1 潜熱のモデル化

ここでは，本研究で調べたパラフィンの融解・凝固温度特性を計算モデルに組み込むことについて話を進めていく．本研究で扱っているパラフィン (主成分 n-オクタデカン) は，第4章の恒温水槽の測定結果から相変化温度幅が多少あり，ヒステリシスもあることがわかっている．また，DSC の測定結果より，潜熱の熱流束分布はピークを持った山形であると推定できる．本研究で調べたパラフィンの融解・凝固温度幅はそれほど大きくはないが，2 成分混合物のような場合は大きな温度幅を有することが予想され，今後，この計算モデルをパラフィン系の物質やそれ以外の物質に適用していく上で，これらの融解・凝固温度特性を忠実に再現するモデルを作成しておく必要があるものと考えられる．

本研究では，固相率 f と温度 T の関係式を線形関係と仮定した簡便なモデルを用いていたが，このモデルの場合，昇温速度 (dT/dt) を一定にすると，潜熱の熱流束が一定 $(\rho L_a df/dt = -\rho L_a/\Delta T \cdot dT/dt)$ となり (図 5.2参照)，パラフィンの潜熱の熱流束分布を忠実に再現することはできないことがわかる．そこで，パラフィンの潜熱の熱流束分布を再現するには，熱流束分布 $(\rho L_a df/dt)$ が山形となる必要があり，それを満たす固相率 f と温度 T の関係式が必要となる．

Feustel[10] はエンタルピー法を採用しており，相変化の際のエンタルピー変化曲線を，ニューラルネットワークで用いられる入出力関数 [11] を用いて表現している．この関数を用いれば，潜熱の熱流束分布が山形となるために，本研究においても，これを参考に固相率 f と温度 T との関係式にニューラルネットワークで用いられるニューロンの入出力関数を用いることにした．図 5.11に入出力関数の分布形を示す．

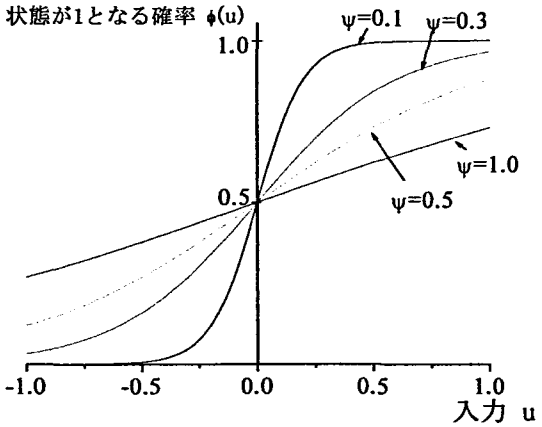


図. 5.11: ニューロンの入出力関数 (ボルツマンマシン) [11]

また，次式にニューロンの入出力関数を示す．

$$\phi(u) \quad = \frac{1}{1 + exp(-u/\psi)} \tag{5.9}$$

次に，この関数を固相率 f と温度 T の関係式に適用することを考えると，図 5.12のような模式図が得られ，

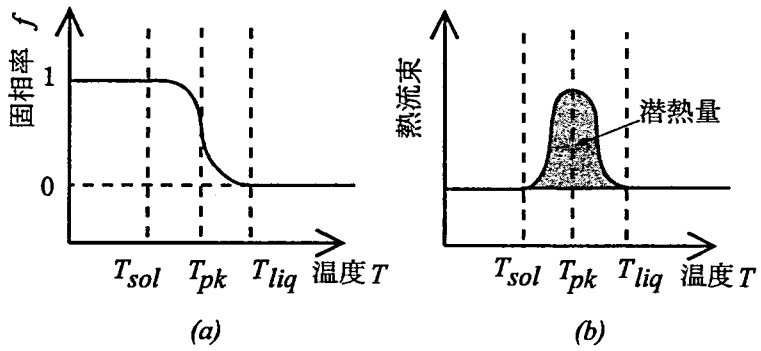


図. 5.12: 固相率 f と温度 $T(a)$，潜熱の熱流束と温度 $T(b)$ の関係

固相率 f と温度 T の関係式は，

$$f = \frac{1}{1 + exp\{-(T_{pk} - T)/\psi\}} \tag{5.10}$$

となる．ここで，T_{pk} は潜熱の熱流束がピークを示すときの温度，ψ は温度幅 ΔT を調節する変数である．また，本研究で調べたパラフィンは融解温度と凝固温度に 1 ℃程度の差が生じるヒステリシスを有しているため，図 5.13に示しているように，融解と凝固におけるヒステリシスをモデル化した．$T_{sol,c}$，$T_{liq,c}$，$T_{pk,c}$ はそれぞれ凝固過程における終了温度，開始温度，熱流束がピークを示すときの温度である．同様に，$T_{sol,h}$ $T_{liq,h}$ $T_{pk,h}$ はそれぞれ融解過程における開始温度，終了温度，熱流束がピークを示すときの温度である．

ただし，このモデルでは融解過程中から冷却を開始した場合，凝固終了温度は融解開始温度 $T_{sol,h}$ とし，一方，凝固過程においても同様の扱いとした．また本計算モデルでは過冷却は無視している．

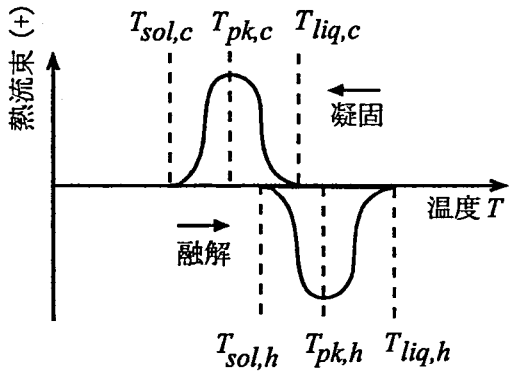


図. 5.13: 融解と凝固におけるヒステリシスの模式図

5.5.2 生成項の線形化

ここでは，生成項を安定化させるために線形化処理を行う．式 (5.1) の相変化時における生成 (潜熱) 項 Sに式 (5.10) を代入する．$A = exp\{-(T_{pk} - T)/\psi\}$，$B = 1 + A$ とおくと，

$$S = \rho L_a \frac{\partial f}{\partial t} = \frac{\rho L_a}{\Delta t}(\frac{1}{B} - f^o) \tag{5.11}$$

となる．次に，Sを 1 回前の反復値 S^*，T^*により近似を行うと，

$$S = S^* + \left(\frac{dS}{dT}\right)^* (T - T^*) \tag{5.12}$$

$$= \underbrace{\frac{\rho L_a}{\Delta t}\frac{1}{B} + \frac{\rho L_a}{\Delta t}\frac{A}{B^2\psi}T^* - \frac{\rho L_a}{\Delta t}f^o}_{S_c} \underbrace{- \frac{A}{B^2\psi}\frac{\rho L_a}{\Delta t}T}_{S_p} \tag{5.13}$$

が得られる．これは Patankar[9] が提案している生成項の線形化による安定化手法である．

5.6 パラフィンの融解を伴う熱伝導実験

5.6.1 実験装置と実験条件

本節では，対流が起こらないように，パラフィン (主成分 n-オクタデカン) の上面からヒーターにより加熱し，パラフィンの融解を伴う熱伝導現象に対して温度測定を行い，パラフィンの融解・凝固温度特性を考慮した熱伝導計算モデルの検証を行う．実験装置全体の概要は図 5.14の通りであり，加熱ヒーターは定電圧電源に接続している．また熱電対 (Cu-Co) は零接点を用いており，データを記録するために熱電対をデータロガーに接続し，データロガーと PC を接続して，データを PC に書き込ませるように設定した．データロガーは江藤電気株式会社 THERMODAC EF，定電圧電源は菊水電子工業株式会社 PMC-701A(0〜70V,0〜1A) を使用した．また，本実験では測定間隔を全て 2 秒として測定を行った．

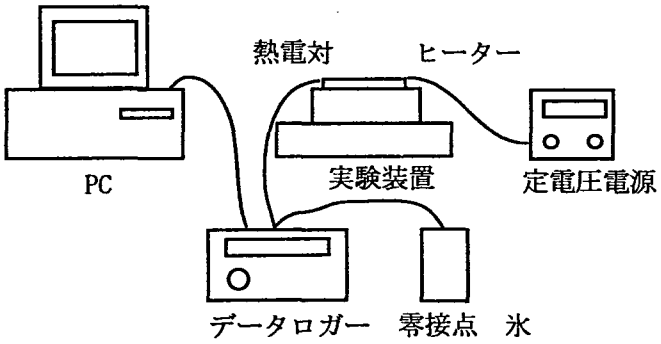


図. 5.14: 実験装置全体の概要

図 5.15は実験装置の写真であり，また図 5.16に実験装置の断面と温度測定点を示している．アクリル水槽 (幅 240 ×奥行き 150 ×高さ 60mm，アクリルの厚み 15mm) に液体のパラフィン約 300mℓを注ぎ込み，水槽の底面から高さ 10mm の位置にステンレス板 (134 × 120mm，厚み 15mm) を設置し，さらにその上にステンレス板ヒーター (132 × 118mm，厚み 5mm，100V，80W，125 Ω) を設置した．ヒーターの上には，断熱材としてポリスチレンフォーム (120 × 120mm，厚み 50mm) を設置した．また，パラフィンの体積膨張が大きいために，ステンレス板の周りには自由表面領域を確保した．

次に，温度測定に際しては，恒温水槽により較正を行った 0.1mm 熱電対 (Cu-Co) を図 5.16に示しているように，アクリル表面に 3 点 (A，B、C)，パラフィンの中心に 3 点 (D，E、F)，ステンレス板表面の上下に計 6 点 (G～L)，周囲の空気温度測定用に 1 点 (M)，計 13 点を設置した．またパラフィン中心の熱電対はガラス管に通して固定した．

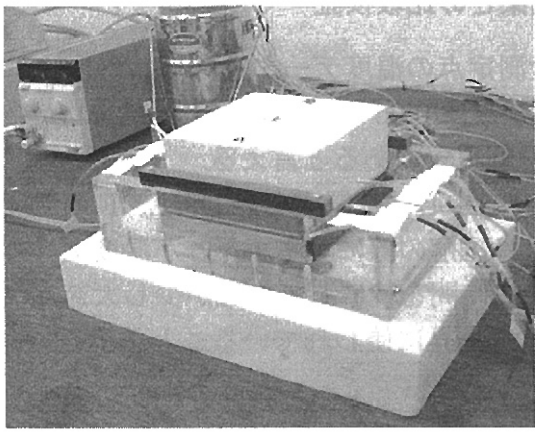


図. 5.15: 実験装置

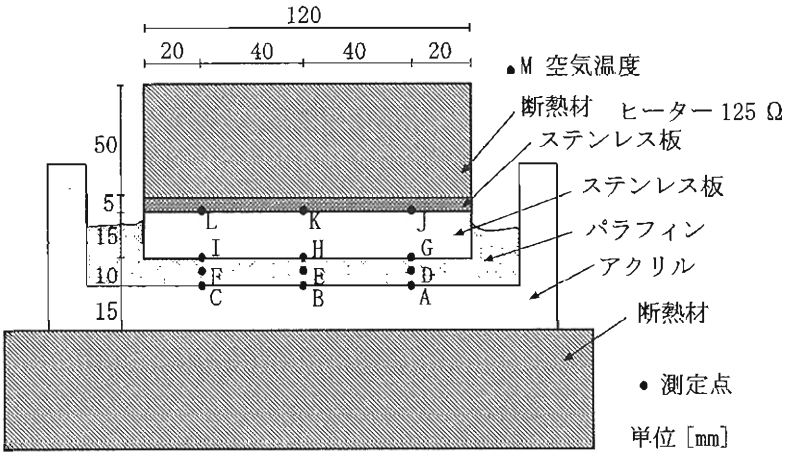


図. 5.16: 実験装置の断面図，ならびに温度測定点

表 5.4: 発熱条件

	発熱量 [W]	熱流束 [W/m^2]
CaseA	10.15	705
CaseB	5.25	365
CaseC	2.70	188

またヒーターの発熱条件を表 5.4に示しており，住宅内で発生し得る発熱束を想定し，それぞれ 10.15W(705W/m^2)，5.25W(365W/m^2)，2.7W(188W/m^2) の 3 条件を用意した．

5.6.2 実験結果と計算結果との比較検証

各測定条件における全測定点の温度データを図 5.17〜5.19 に示している．CaseA の S_{te} 数は 0.1 以下，CaseB の S_{te}数は 0.06 以下，また CaseC の S_{te}数は 0.018 以下であり，これらは比較的ゆっくりした融解現象であると言える．

測定結果より，パラフィン中心に位置する点 D，E、F の温度曲線がなだらかになっていることが確認できる．これは融解の際にエネルギーが温度上昇ではなく，相変化に使われているためである．また，ある時間を境にして勾配が少し大きくなっているが，これは融解終了により，エネルギーが温度上昇に使われていることを示している．

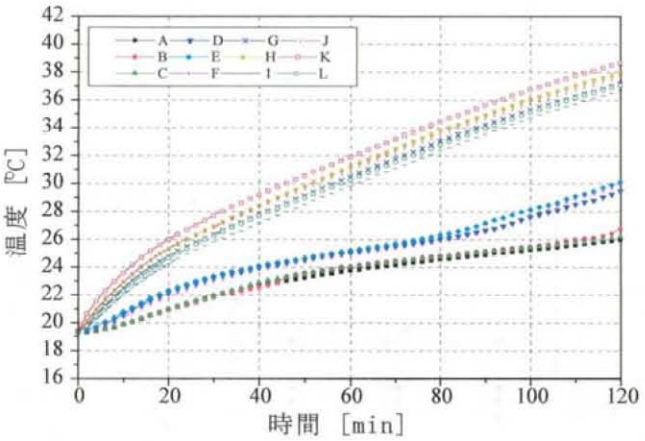


図. 5.17: 各測定点の温度測定結果 (CaseA)

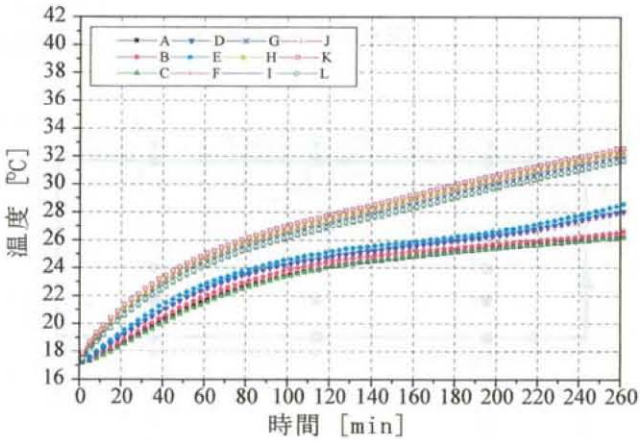


図. 5.18: 各測定点の温度測定結果 (CaseB)

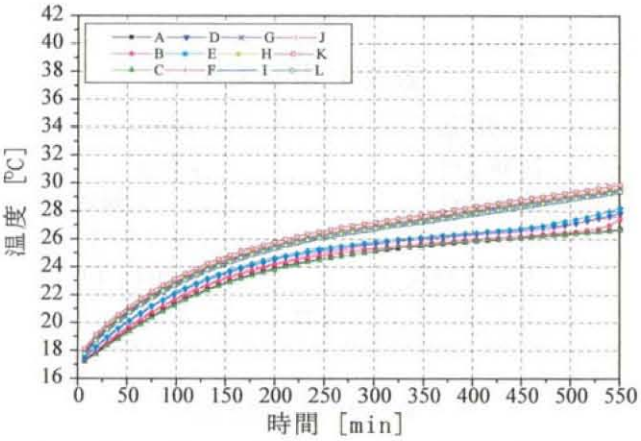


図. 5.19: 各測定点の温度測定結果 (CaseC)

次に，これらの実験により得られた温度データを用いて，計算モデルの検証を行う．計算対象領域を図 5.20に示しており，2 次元熱伝導問題として扱う．対象領域は 15mm 厚ステンレス板と 10mm 厚パラフィンとし，両端の境界温度は実験値を用いる．ただし，ヒーターに接しているステンレス板の中心温度 (K) が隣の測定点 J，L の温度よりもやや高く，また測定点 L の温度が点 J の温度よりやや高かったために，計算では左右対称性を持たせることを目的として，点 J と点 L には，それぞれの実験値の平均値を与えるとした．下側の境界温度も同様に点 A と点 C にはそれぞれの実験値の平均値を与えるとした．

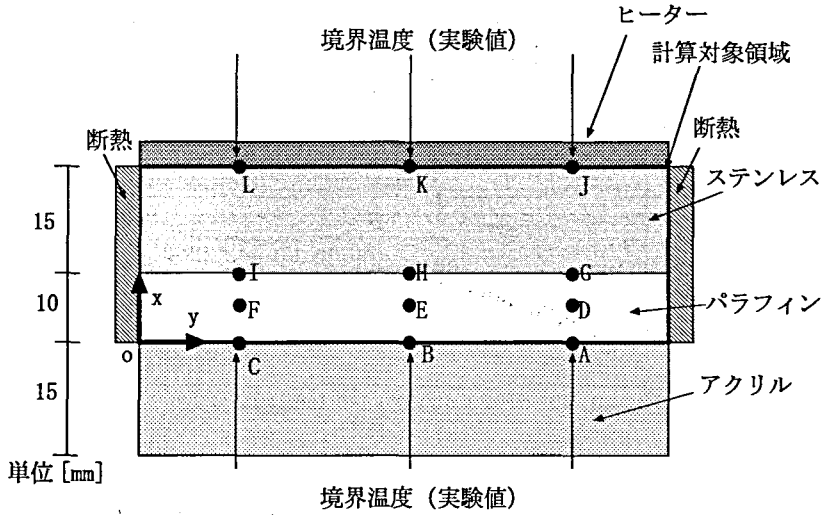


図. 5.20: 計算対象領域 (2 次元)

表 5.5: 計算条件

初期状態	固相
初期温度	実験値
境界条件	x 方向：実験値
	y 方向：断熱
差分分割数	x×y=201×40
タイムステップ間隔	2 秒

表 5.6: 熱物性値

	単位	パラフィン	ステンレス板
密度	[kg/m^3]	776⋆	7920•
比熱	[kJ/kg·K]	1.99*	0.499•
熱伝導率	[W/m·K]	0.144*	16.0•
潜熱量	[kJ/kg]	244	-

⋆は文献 [12] より引用，*はメーカーの測定データ
•は文献 [13] より引用

x 方向にステンレス板を 100 分割 (セル幅 0.15mm)，パラフィンを 101 分割 (セル幅 0.0985mm) し，y 方向に 40 分割 (セル幅 3mm) 行った．また，タイムステップ間隔Δt は 2 秒とした．これらの計算条件は表 5.5にまとめられており，パラフィンとステンレス板の物性値は，表 5.6にまとめている．ただし，パラフィンの密度は文献 [12] より引用しており，また比熱と熱伝導率はメーカーの測定した値であり，潜熱量は第 4 章で DSC により測定した値である．一方，ステンレス板の物性値は文献 [13] より引用している．

また第 4 章において恒温水槽を用いた融解温度の測定結果より，融解開始温度は 26.0 ℃付近，融解終了温度は 26.5 ℃であった．これより，計算モデル上の融解開始温度を $T_{sol,h}$=25.5

℃，融解終了温度を $T_{liq,h}$=27.0 ℃，潜熱の熱流束がピークを示す温度を $T_{pk,h}$=26.25 ℃，温度幅を調節する変数ψ=0.05 と設定した．これらから得られる固相率 fと温度 Tの関係を図5.21に示している．

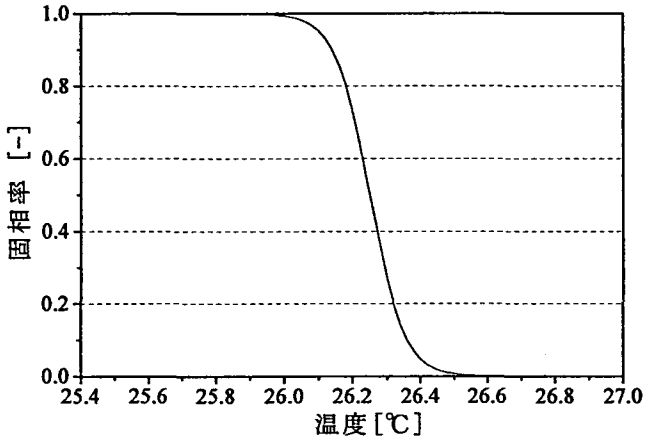


図. 5.21: 固相率 fと温度 Tの関係

パラフィンの中心点 E，ならびにステンレス板下表面の中心点 H における実験値 (測定温度) と計算値との各条件の比較結果を図 5.22〜5.24 に示している．また図 5.25は，各条件におけるパラフィンの中心点 E での比較を行った結果についてまとめている．

これらの比較結果から，各条件とも，ステンレス板下表面の温度は一致していることが確認される．一方，パラフィンの温度に関しては，実験における相変化付近の温度変化曲線は比較的なだらかとなっているが，計算値は実験値よりも多少勾配が大きくなっていることがわかる．この原因としては，計算で用いている物性値と実際の物性値との違い，あるいは計算で用いた境界条件，あるいは融解温度幅を含めた潜熱のモデル化等が考えられるが，パラフィンの融解を伴う熱伝導現象をおおよそ再現できているものと考えられる．

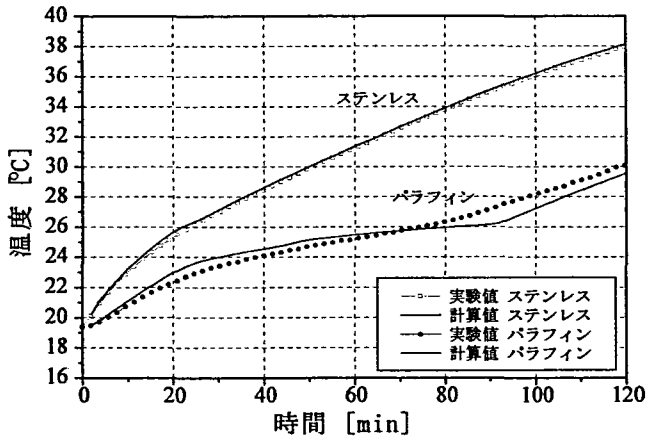


図. 5.22: 測定点 E，H における実験値と計算値との比較 (CaseA)

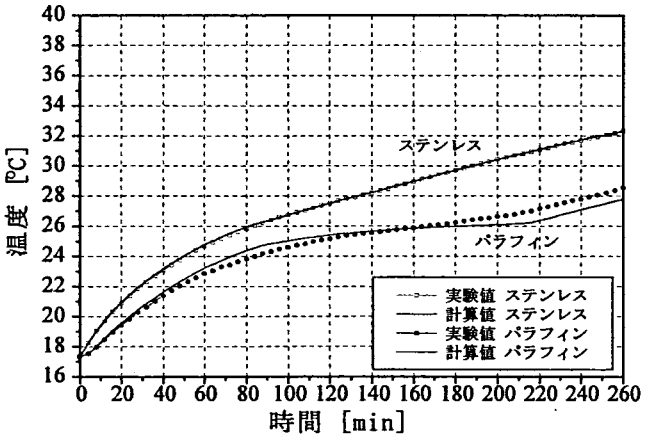


図. 5.23: 測定点 E, H における実験値と計算値との比較 (CaseB)

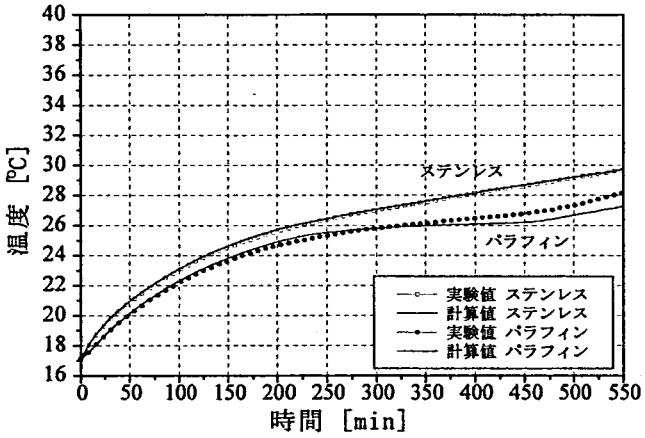


図. 5.24: 測定点 E, H における実験値と計算値との比較 (CaseC)

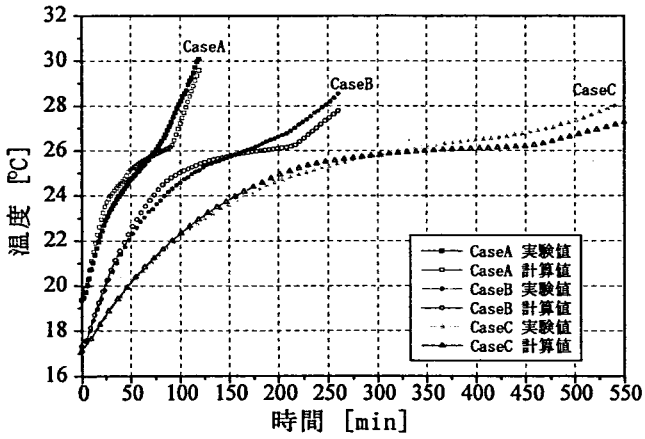


図. 5.25: パラフィン中心 (点 E) における実験値と計算値との比較 (CaseA～C)

図 5.26〜5.28は，各条件におけるステンレス板の上下表面温度 (点 K，H) から算出した熱流束，ならびにステンレス板下表面 (点 H) とパラフィン中心温度 (点 E) から算出した熱流束の計算結果である．それぞれ，実験値から算出した値と計算値から算出した値との間で比較を行っている．なお，実験値によるステンレス板の熱流束の変動がやや大きかったため，CaseA は 1 分間隔で，また CaseB，C は 5 分間隔で移動平均値をとり，図に示している．

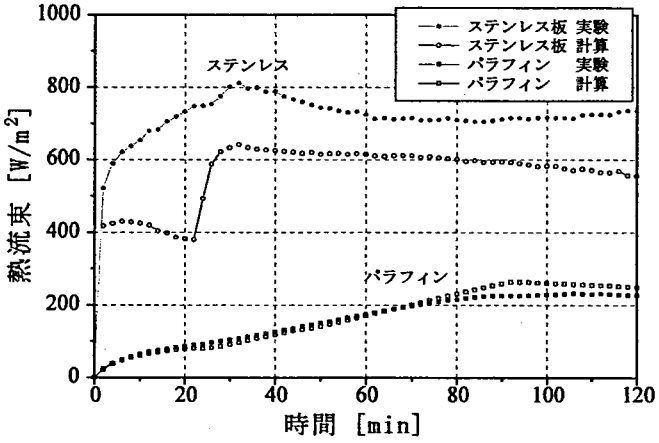


図. 5.26: ステンレス板，ならびにパラフィンにおける熱流束の比較 (CaseA)

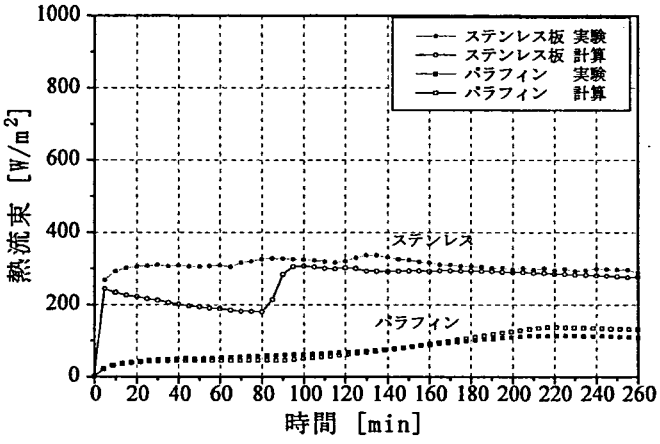


図. 5.27: ステンレス板，ならびにパラフィンにおける熱流束の比較 (CaseB)

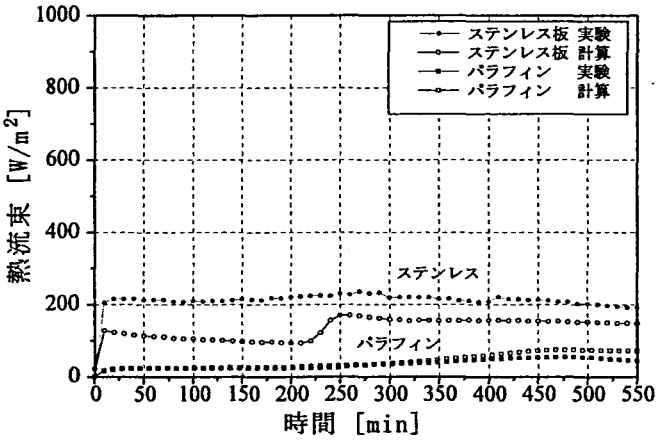
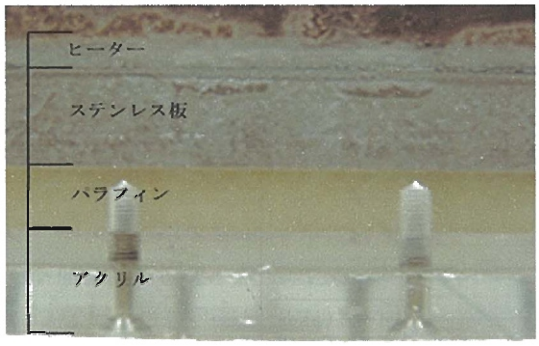


図. 5.28: ステンレス板，ならびにパラフィンにおける熱流束の比較 (CaseC)

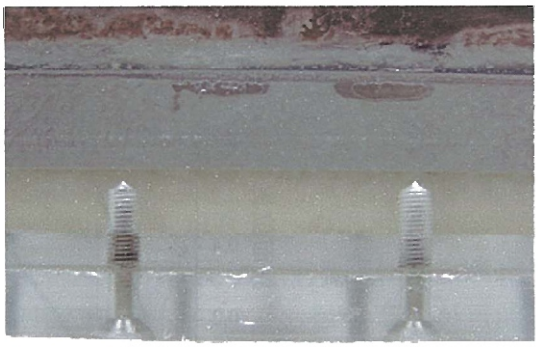
ステンレス板，ならびにパラフィンの熱流束における比較結果より，パラフィンの熱流束に関しては，各条件とも良い一致が見られるが，一方，ステンレス板の熱流束の時間変化は実験値と計算値の間で，各条件ともずれが生じている．つまり，実験値は滑らかな曲線となっているが，計算の方では急激に熱流束が上昇していることが確認される．

計算により算出された熱流束が急激に上昇する原因として，ステンレス板下表面のパラフィンが融けることにより温度上昇が急に緩やかとなり，その結果，ステンレス板の上下表面温度差が大きくなることにより熱流束が大きくなったものと考えられ，計算モデルは妥当であると考えられる．しかし，実験値から算出されるステンレス板の熱流束が急激に上昇していないことから，おそらくパラフィンの融解温度幅が大きいために，ステンレス板下表面のパラフィンの急激な温度変化が無かったものと考えられる．つまりは，ステンレス板下表面のパラフィンの融解現象として，はっきりとした界面が存在せず，固相と液相が混ざった状態が存在しているものと予想される．

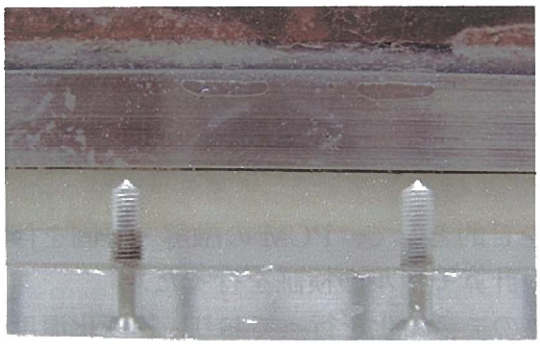
そこで，CaseA におけるパラフィンの融解過程の様子を図 5.29(a)〜(d) にそれぞれ示す．実験開始から 30 分後 (b) では，ステンレス板下付近のパラフィンの色が薄くなっている状態が確認でき，おそらく融解し始めているものと予想されるが，液相と固相の界面は確認できず，おそらく固相の中に液相が存在している状態であると考えられる．しかし，実験開始から 45 分後 (c)，70 分後 (d) くらいになると，はっきりとした界面が確認でき，界面付近での液相と固相の混ざったような状態は観察されなかった．以上の観察結果から，ステンレス板下のパラフィンの融解現象として，固相と液相の混ざった界面のはっきりしない状態が存在し，融解温度幅が大きい可能性はあるものの，特定することは難しいと言える．



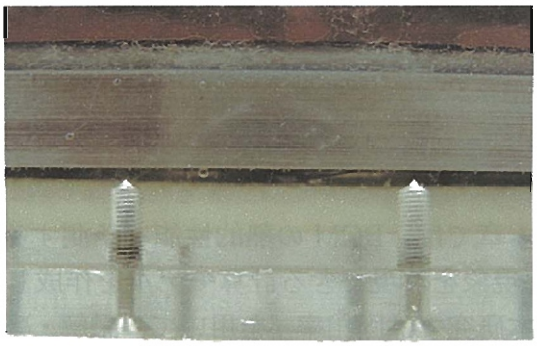
(a) 初期状態
(白色の固体状態)



(b) 実験開始 30 分後
(白色がやや薄くなった状態)



(c) 実験開始 45 分後
(界面が見え始めた状態)



(d) 実験開始 70 分後
(界面が明瞭となった状態)

図. 5.29: パラフィンの融解過程 (CaseA)

また，図 5.30は，各条件における界面位置の時間変化を計算モデルにより算出した結果である．界面位置がゼロの場合はまだ融解が始まっていない状態を示し，また界面位置が 1cm の場合は完全にパラフィンが液相になったことを示している．

本実験では，約 10 分間隔 (CaseA)，約 10〜20 分間隔 (CaseB)，約 30〜60 分間隔 (CaseC) で，目視観察を行っており，また界面がパラフィンの中心の位置に到達した時間も記録している．この目視観察による界面がパラフィン中心 (0.5cm) に到達する時間は，実験開始からそれぞれ，85 分 (CaseA)，220 分 (CaseB)，485 分 (CaseC) であった．図 5.30より，この目視観察の結果と計算結果とは大体の一致を示していることがわかり，計算モデルの妥当性が感じられる結果となった．

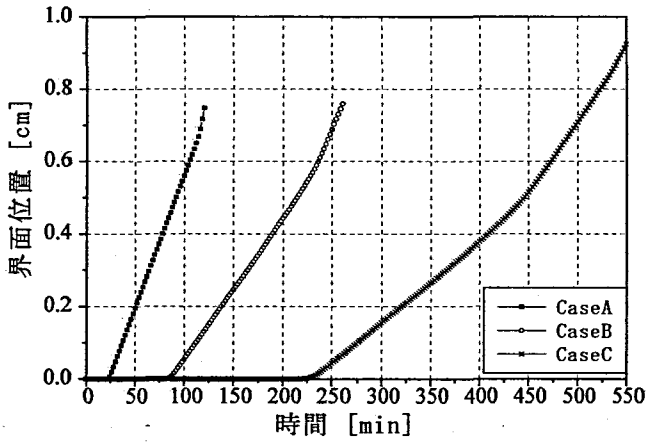


図. 5.30: 計算による界面位置の時間変化 (CaseA～C)

5.7 まとめ

本章では，PCM の熱的性能を予測することを目的として，PCM の融解・凝固を伴う熱伝導現象を再現できる計算モデルを作成し，その計算モデルの検証を行った．

本研究では固相率 fを用いて，融解・凝固現象のモデル化を行っており，相変化温度幅を伴う物質に対しては，相変化の際に温度幅ΔTを設けることにより対応し，相変化温度幅を伴わない物質に対しては，その温度幅ΔTを小さくすることにより対応した．はじめに相変化の際に固相率 fと温度 Tに線形関係を仮定するモデルを用いて，温度幅の伴わない物質を扱い，1 次元凝固問題における解析解，ならびに 2 次元凝固問題における Crowley[2]，Cao ら [3]，Hsiao ら [4] の計算解と比較することにより，本計算モデルの検証を行った．

次に第 4 章においてパラフィンの融解・凝固温度特性を調べた結果，パラフィンは相変化温度幅を持ち，潜熱の熱流束分布がピークを持った山形であると推定されたため，このパラフィンの融解・凝固温度特性をモデル化するために，本研究ではニューラルネットワークで用いられるニューロンの入出力関数 [11] を固相率 fと温度 Tの関係に適用した．

最後に，パラフィンの融解を伴う熱伝導実験を行い，パラフィンの融解・凝固温度特性を考慮した熱伝導計算モデルの検証を行った．

以下に得られた結論を示す．

(1). 1 次元凝固問題において，解析解と本研究の計算結果は良い一致を示した．
(2). 2 次元凝固問題において，Crowley[2]，Cao ら [3]，Hsiao ら [4] の計算結果と本研究の計算結果は良い一致を示した．
(3). 融解を伴う熱伝導実験で測定したパラフィンの温度と本研究の計算による温度は大体の一致を示したが，ステンレス板の熱流束の比較において，実験と計算との間で良い

一致が見られなかった．この原因として，ステンレス板下のパラフィンの相変化温度幅が広い可能性がある．つまり，液相と固相の混在した状態である可能性があり，これらは今後の検討課題とする．

また，本計算モデルの特徴を以下に示す．

(1). 本研究で作成した融解・凝固を考慮した計算モデルは，2、3次元への応用が可能である．
(2). 本研究で作成した融解・凝固を考慮した計算モデルは，相変化をする際に温度変化を伴わない場合や温度変化を伴い，潜熱の分布を持つ場合についても扱うことが可能であり，今後，様々な融解・凝固特性を持つPCMに対して適用できるものと考えられる．
(3). 本研究で作成した融解・凝固を考慮した計算モデルは，融解温度と凝固温度に差が生じるヒステリシスのある場合について扱うことができるため，融解温度と凝固温度の差が大きい場合には，有用な計算モデルとなる．

以上の検証により，本研究で作成した計算モデルは妥当性を示した．よって，第3章で検討を行ったマクロモデルに本章で検討した熱伝導計算モデルを組み込み，第6章において，これらの計算モデルを用いてPCM壁ボードの熱負荷予測計算を行うものとした．

参考文献

[1] 添田晴生，大西潤治，木本日出夫：PCMを利用した室内熱環境調整に関する研究　第1報—PCM数値モデルの検証と熱気流環境解析コードへの導入，空気調和・衛生工学会論文集，No.86，pp.11-19，2002

[2] A. B. Crowley : Numerical solution of Stefan problems, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 21, pp.215-218, 1978

[3] Y. Cao, A. Faghri and W. S. Chang : A Numerical analysis of Stefan problems for generalized multi-dimensional phase-change structures using the enthalpy transforming model, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.32, pp.1289-1298, 1989

[4] J. S. Hsiao and B. T. F. Chung : An efficient algorithm for finite element solution to two-dimensional heat transfer with melting and freezing , ASME Paper No.84-HT-2, 1984

[5] 大中逸雄：コンピューター伝熱凝固解析入門—鋳造プロセスへの応用—，(株) 丸善，pp.167-202，1985

[6] C. Kim and M. Kaviany :A numerical method for phase-change problems, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.33, pp.2721-2734, 1990

[7] 前田武夫：陰解法における非線形ソース項の線形化に関する試み，日本機械学会論文集(B編)，Vol. 59，No.561，pp.1553-1559，1993

[8] 前田武夫：凝固計算における温度回復法の固相率計算法の進展，日本機械学会論文集(B 編)，Vol. 64，No.620，pp.193-198，1998

[9] Suhas V. Patankar，水谷幸夫，香月庄司　訳：コンピューターによる熱移動と流れの数値解析，森北出版株式会社，pp.49-51，1983

[10] Feustel H. E. : Simplified Numerical Description of Latent Storage Characteristics for Phase Change Wallboard, Lawrence Berkeley Laboratory Report LBL-36933, 1995

[11] 矢川元基：計算力学と CAE シリーズ 12　ニューラルネットワーク—計算力学・応用力学への応用，株式会社培風館，pp.49-52，1992

[12] John A. Dean : Lange's Handbook of Chemistry 14th Edition, McGraw-Hill, 1992

[13] 社団法人 日本機械学会：伝熱工学資料改訂第 4 版，社団法人日本機械学会，pp.318，1986

第 6 章

PCM 壁ボードの室内熱環境調整に関する数値実験による検証

6.1 はじめに

本章では，まず PCM 壁ボードの試作を行った結果についてまとめており，生じた問題点などを明らかにしている．次にパラフィンを石こうボードに混入させた PCM 壁ボードの計算モデルについて，パラフィンと石こうが均質に混ざり，一様な物質であるとする仮定が一般的に用いられるが，そのモデルの妥当性について検討を行っており，さらにその計算モデルを用いて石こうボードと PCM 壁ボードの性能比較を行った．最後に PCM 壁ボードを利用した標準的な住宅の日本の夏期における熱的性能について調べることを目的として，第 3 章で述べたマクロモデルに，第 5 章で作成したパラフィンの融解・凝固温度特性を考慮した熱伝導計算モデルを組み込み，熱負荷予測計算を行った．

6.2 PCM 壁ボードの試作

Salyer ら [1] は，PCM としてパラフィン (n-オクタデカン) を使用しており，そのパラフィンを疎水性のシリカパウダーに混ぜ合わせ，それらを石こうと水中に入れてかき混ぜるときに，パラフィンが分離することなく，PCM 壁ボードを作ることに成功したことを報告している．ここでは，パラフィンに対してシリカパウダーを 35wt %混ぜ合わせており，さらにボードに対してその混合物を 11.1wt %含浸させている．

本研究においても，この文献を参考に PCM 壁ボードの試作を行った．試作した PCM 壁ボードのパラフィン (主成分 n-オクタデカン) の含浸率は 6.5wt %であり，図 6.1，6.2にそれぞれ石こうボード，PCM 壁ボードの写真を示している．

今回は疎水性のシリカパウダーを入手することができなかったため，親水性のシリカパウダーを使用した結果，石こうと水中でパラフィンがシリカパウダーから分離し，これらの混合物に貼り付けた原紙表面にパラフィンが染み出した．また，石こうボードを乾燥させるために 180 ℃以上の温度が必要であるが，パラフィンの引火点が 160 ℃付近であるために，パラフィンが石こう中に閉じ込められているものの，危険性が残された．

以上の結果より，パラフィンの染み出しや引火の問題を完全に解決するには，パラフィンに対してカプセル化を行う必要があるものと考えられ，カプセルには石こうの強度を損なわない程度の粒径，さらに耐熱性，耐火性が必要となる．そこで，現在，蓄熱の分野におい

ても研究されつつあるマイクロカプセルの技術を用いれば，染み出しの問題は克服され，さらに熱硬化性樹脂のマイクロカプセルを用いることにより，引火性や耐火性の問題を克服できるものと考えられる．

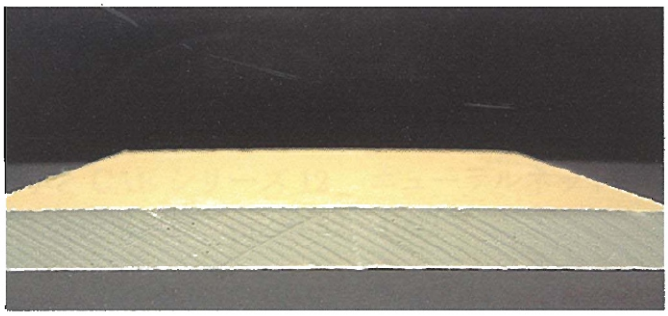


図. 6.1: 石こうボード

(通常の工程により作られた石こうボード)

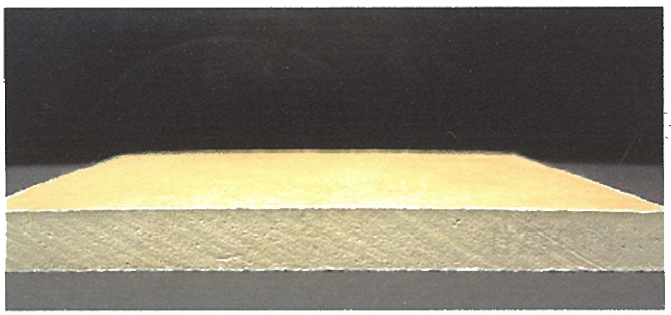


図. 6.2: PCM 壁ボード

(石こうボードと色合いが異なり，原紙の表面にパラフィンが染み出した PCM 壁ボード)

6.3 PCM 壁ボードの計算モデル

マイクロカプセル化されたパラフィンを石こうボードに混入して作られる PCM 壁ボードを想定して，その PCM 壁ボードの計算モデルを作成することを考える．その際には，マイクロカプセルの扱いが問題となるため，マイクロカプセルの膜厚がどの程度か，文献 [2] を調べた．その結果，界面重合法で作られたマイクロカプセルの膜厚は非常に薄く，nm のオーダーであるため，熱的に無視しても問題ないものと考えられるが，相分離法や界面沈殿法で調整されたマイクロカプセルの膜厚は，界面重合法で作られたマイクロカプセルの膜厚の 10 倍以上であり，この場合の膜は，むしろ球殻状の高分子マトリックスであり，熱的にも無視することはできないものと考えられる．本研究では，どのようなマイクロカプセルが

適当であるか，まだ把握できていないため，マイクロカプセルの膜厚が径に比べて十分小さいと仮定し，ここではマイクロカプセルを熱的に無視するとした．

次に計算モデルの検討に移る．石こう中にマイクロカプセル化されたパラフィンが均質に混ざっていると仮定して，一様な物質であるとする簡易的な計算モデルを”PCM-macro”と呼ぶことにする．一方，このモデルに対して，パラフィンと石こうを各セルに割り振るモデルを”PCM-micro”と呼ぶことにし，このモデルを用いて，先ほどの簡易的なPCM-macroモデルの妥当性について検証を行った．計算モデル，ならびに境界条件等は図6.3に示しており，ここでは1次元の熱伝導問題として扱う．

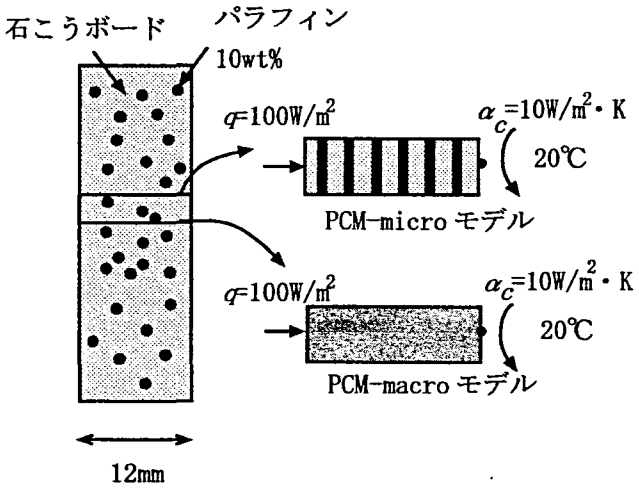


図. 6.3: PCM壁ボードの計算モデル

表 6.1: 計算条件

	モデル	差分分割数 [-]		セル幅 [mm]
Case1	PCM-macro	12		1
Case2	PCM-micro	45	(4)	0.267
Case3	PCM-micro	100	(9)	0.12
Case4	PCM-micro	200	(18)	0.06

( )内は，PCMのセル数を表す

PCM壁ボードの厚みは12mmとし，ここでは本研究で扱っているパラフィンを10wt%混入すると仮定した．初期温度，ならびに外界の温度は20℃，片側の境界側から100W/m^{2}の熱流束を与え，もう片側の境界では対流熱伝達率を10W/m^2·Kとして，対流熱伝達による冷却を行うとした．表6.1に計算条件を示しており，PCM-macroモデルの差分分割数は12とした．一方，PCM-microモデルの分割数はそれぞれ45，100，200と設定し，その際のパラフィンのセル数はそれぞれ，4、9，18であった．また熱物性値は表6.2に示しており，タイムステップ間隔はΔt=10sと設定した．

表 6.2: 石こうボードと PCM 壁ボード (パラフィン 10wt %) の熱物性値

	単位	石こうボード	パラフィン	PCM 壁ボード (PCM-macro)
密度	[kg/m^3]	696*	776	703
比熱	[kJ/kg·K]	1.09*	1.99	1.18
熱伝導率	[W/m·K]	0.173*	0.144	0.170
潜熱量	[kJ/kg]	-	244	24.2

*は文献 [3] より引用

また第 4 章において恒温水槽を用いた融解温度の測定結果より，融解開始温度は 26.0 ℃付近，融解終了温度は 26.5 ℃であった．これより，計算モデル上の融解開始温度を $T_{sol,h}$=25.5 ℃，融解終了温度を $T_{liq,h}$=27.0 ℃，潜熱の熱流束がピークを示す温度を $T_{pk,h}$=26.25 ℃，温度幅を調節する変数ψ=0.05 と設定した．そのときの固相率 f と温度 T の関係を図 6.4に示す．また，ここでは冷却を扱わないためにヒステリシスは考慮していない．

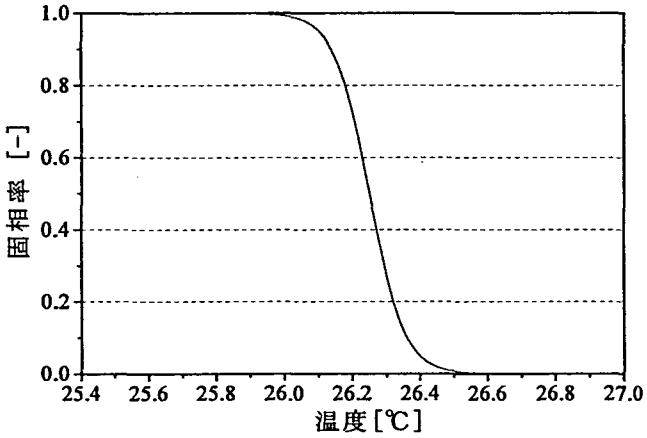


図. 6.4: 固相率 f と温度 T の関係

図 6.5に冷却側表面温度の比較結果を示しているが，PCM-micro モデルの分割数が大きければ，表面温度はほぼ一致することがわかる．また図 6.6にボード内温度分布の比較結果を示しており，発熱側表面において，最大で 0.4 ℃程度差が生じているものの，全体的な温度分布において差はあまり見られない．以上の結果から，パラフィンと石こうからなる PCM 壁ボードが一様であるとする簡易的な PCM-macro モデルは妥当であると言える．よって，この計算モデルを用いて，PCM 壁ボードの熱的性能の検証を行う．

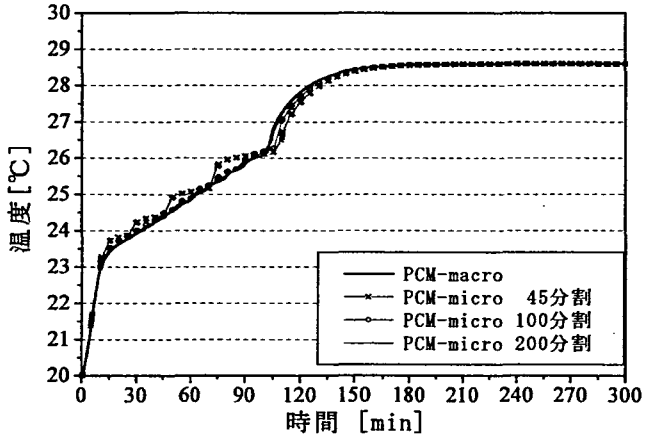


図. 6.5: 冷却側表面温度の比較

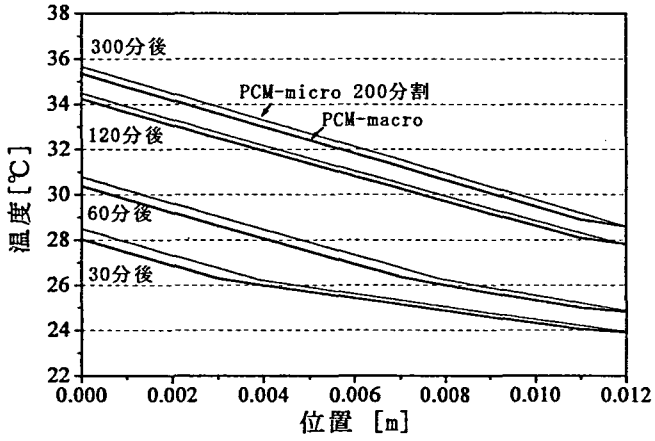


図. 6.6: ボード内温度分布の比較

6.4 石こうボードと PCM 壁ボードの数値実験による性能比較

ここでは，石こうボードと PCM 壁ボードに対して，1 次元熱伝導の数値実験による性能比較を行うとし，PCM 壁ボードの計算モデルは PCM-macro モデルを用いた．図 6.7に計算条件等を示しており，前節で用いた計算条件とほぼ同じである．初期温度，ならびに外界の温度を 20 ℃とし，片側の境界側から 100W/m^{2}の熱流束を 3 時間与え，残りの 3 時間は熱流束を 0 にした．一方，もう片側の境界側では，対流熱伝達による冷却を常に行うとして，対流熱伝達率 10W/m^2·K を与えた．またボードの厚みは 12mm，差分分割数は 12，タイムステップ間隔Δt は 10s とした．

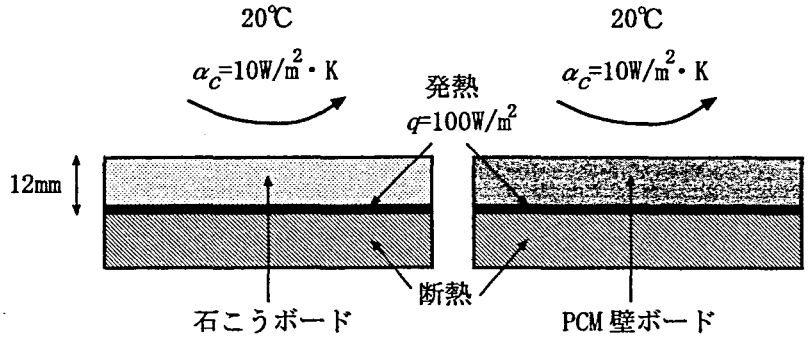


図. 6.7: 石こうボードと PCM 壁ボードの数値実験

PCM 壁ボード中にパラフィンは 10wt %混入されていると仮定すると，熱物性値は表 6.2 の通りとなる．また第 4 章において恒温水槽を用いた凝固温度の測定結果より，凝固開始温度は 25.4 ℃，終了温度は 25.2 ℃付近であったため，計算モデル上の凝固開始温度は $T_{liq,c}$=26.1 ℃，終了温度は $T_{sol,c}$=24.5 ℃，潜熱の熱流束がピークを示す温度を $T_{pk,c}$=25.3 ℃，温度幅を調節する変数ψ=0.05 と設定した．また融解温度に関しては，前節で用いた値を同様に用いた．以上より，固相率 fと温度 Tの関係は図 6.8のようになる．

また，ここではヒステリシスの影響を調べるために，ヒステリシスを考慮しない場合についても計算を行うとし，その場合の凝固温度は融解温度と等しい値を用いた．

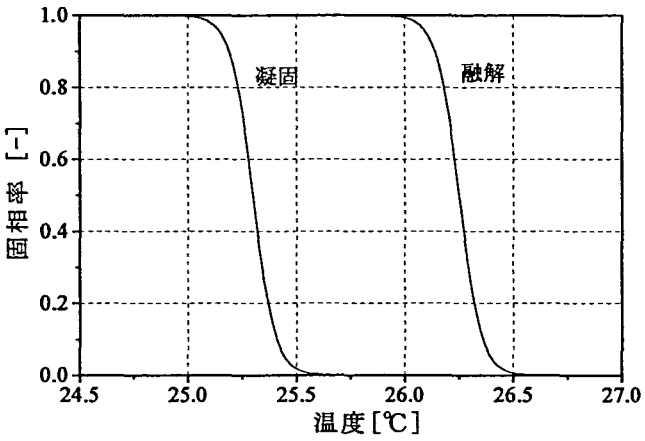


図. 6.8: 固相率 fと温度 Tの関係

図 6.9は，冷却側表面温度の比較結果である．PCM 壁ボードの表面温度が 23 ℃付近から温度上昇が緩やかとなり，26 ℃付近で温度上昇曲線が元に戻っていることが確認される．これは潜熱の吸熱による効果であり，数値実験の開始から 60 分後には，それぞれのボードの表面温度差は約 4 ℃生じていることが確認される．一方，冷却過程において，PCM 壁ボード中のパラフィンの潜熱による蓄熱効果により，石こうボードに比べて温度の低下が緩やか

となっており，石こうボードの場合は開始から 200 分後に表面温度が 23 ℃に低下しているが，一方，PCM 壁ボードの場合，表面温度が 23 ℃に低下するのに開始から 280 分かかっており，石こうボードに比べると約 80 分の時間遅れが生じていることがわかる．

また図 6.10に，各壁ボードにおける蓄熱量の時間変化量の比較結果を示しており，PCM 壁ボードにおいて，最大 50W/m^{2}の潜熱による蓄熱量の時間変化量が確認される．また相変化の完了する時間は 100 分前後であり，表面温度の温度上昇や温度下降が緩やかとなる時間数と一致していることがわかる．

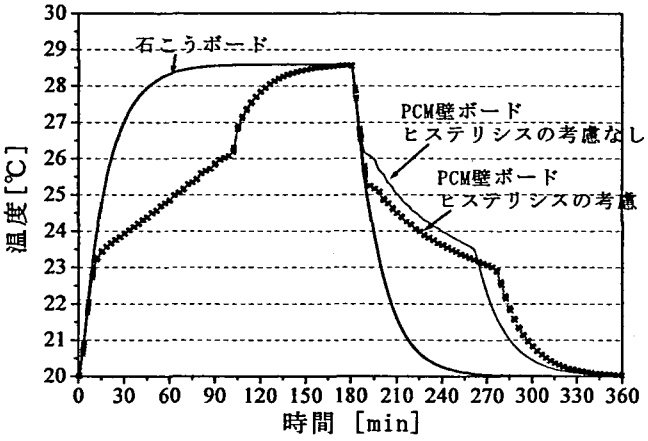


図. 6.9: 冷却側表面温度の比較

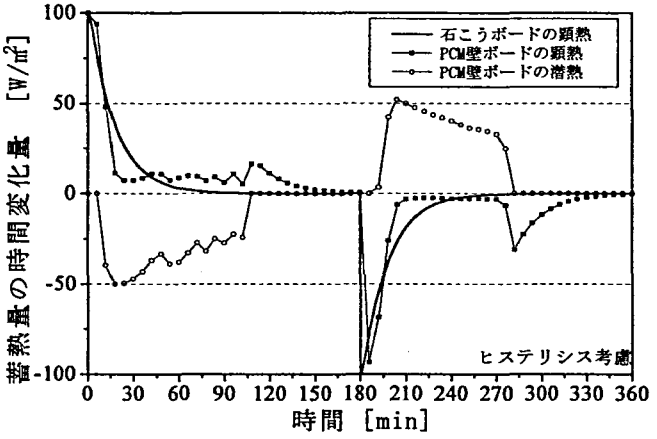


図. 6.10: 各ボードにおける蓄熱量の時間変化量の比較

また，図 6.11は各ボードの蓄熱量における比較結果を示している．石こうボードの最大蓄熱量は約 110kJ/m^{2}であり，一方，PCM 壁ボードの最大蓄熱量は潜熱と顕熱合わせると，320kJ/m^{2}であることがわかる．これより，この条件における PCM 壁ボードの蓄熱量は石こうボードの蓄熱量の約 3 倍であると言える．

最後に，PCM壁ボードにおいて，融解温度と凝固温度に差があるヒステリシスの影響について触れる．図6.9より，ヒステリシスを考慮した場合と考慮しなかった場合との間で，表面温度において最大で約1℃程度の差が生じていることが確認され，本研究では考慮する必要があると考えた．

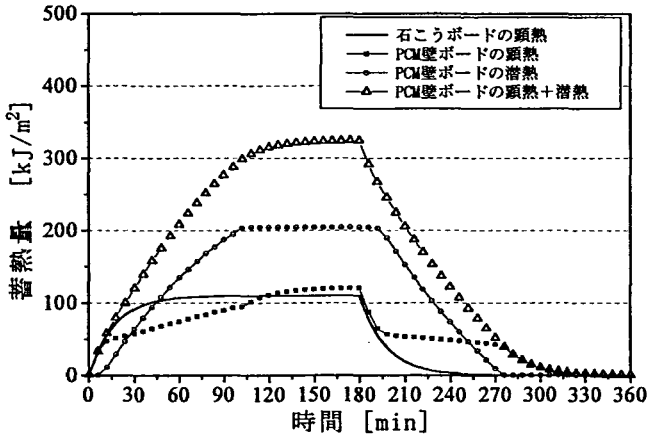


図. 6.11: 各ボードの蓄熱量における比較

表 6.3: 石こうボードと PCM 壁ボード (パラフィン 10wt %) の蓄熱量

温度変化	石こうボード	PCM 壁ボード			蓄熱量の比
	顕熱 [kJ/m^2]	顕熱 [kJ/m^2]	潜熱 [kJ/m^2]	潜熱+顕熱 [kJ/m^2]	[-]
2	18.2	19.9	204.2	224.1	12.3
5	45.5	49.8	204.2	253.9	5.6
10	91.0	99.5	204.2	303.7	3.3

蓄熱量の比=PCM 壁ボードの蓄熱量 (潜熱+顕熱)/石こうボードの蓄熱量

以上で，数値実験による両壁ボードの比較を終える．次に石こうボードと PCM 壁ボードが，それぞれ，2、5，10℃の温度変化をすると仮定し，その温度変化内で PCM 壁ボードが相変化をしたと仮定すると，表 6.3に示しているように各ボードの蓄熱量が単純に得られる．ちなみに温度変化が 2，5、10℃の場合，ボードの蓄熱量の比 (PCM 壁ボードの蓄熱量/石こうボードの蓄熱量) は，それぞれ 12.3，5.6，3.3 として得られる．

6.5 PCM壁ボードを利用した標準住宅モデルの夏期における冷房負荷予測

6.5.1 大阪と長野における夏期の気象データ

日本の夏期の気象条件下におけるPCM壁ボードの熱的性能について，あまり調べられていないのが現状である．そこで，本論文では大阪と長野を取り上げ，両地域の気象データを用いて，それぞれの地域におけるPCM壁ボードの熱的性能をマクロモデルにより調べた．ちなみに省エネルギー基準地域区分[1]では，長野はII，大阪はIIIに分類されており，北海道に代表される暖房日が長い地域はIに分類される．

表 6.4: 冷房日数と冷房デグリーデー（CDD）

	冷房日数	CDD
長野	51 日	72 ℃
大阪	93 日	277 ℃

大阪の標準気象データより算出
長野の標準年EA気象データより算出

表 6.5: 日最低気温月別平均値，月別平均気温，日最高気温月別平均値

	6月	7月	8月	9月
長野	(15.7)19.4[24.2]	(19.3)23.3[28.3]	(22.0)25.3[30.0]	(17.1)20.0[24.2]
大阪	(19.1)22.7[26.8]	(24.1)26.8[30.2]	(25.3)28.7[33.0]	(20.9)24.6[29.0]

( )は，日最低気温月別平均値，[ ]は，日最高気温月別平均値
なしは，月別平均気温　大阪の標準気象データより算出
長野の標準年EA気象データより算出

表 6.6: 日最高気温月別平均値と日最低気温月別平均値の差

	6月	7月	8月	9月
長野	8.5	9.0	8.0	7.1
大阪	7.7	6.1	7.7	8.1

次に気象データについて触れる．第3.2.1節において，標準気象データについて記述したが，大阪は標準気象データが存在するため，これを用いるが，一方，長野の標準気象データは存在していないため，本研究では，長野の15年間の拡張アメダス気象データ (EA, Expanded AMeDAS気象データ)[2]を標準化した標準年EA気象データを用いた．ただし，標準年EA気象データには雲量のデータはないため，文献[5]において，長野における6〜9月の天気日数[3]を調べたところ，月平均15日程度の曇の日があるため，ここでは簡便に雲量を5と固定した．

[1]省エネルギー基準地域区分とは，各地域の暖房日より，全国を気候に応じて6つに区分することを指し，各地域により省エネルギー基準が異なる．

[2]EA気象データは，アメダスでは観測されてない日射量，大気放射量等の気象要素をアメダスに補充して開発された気象データである．EA気象データは，時刻別値であり，現在全国842地点について，1981年から1995年の15年分が整理されている．[4]

[3]天気日数とは，日平均雲量が1.5未満の日を快晴，8.5以上の日を曇として表した日数．[5]

表 6.4にそれぞれの気象データから算出した大阪と長野の冷房日数と冷房デグリーデー (CDD, Cooling Degree Day)[4]を示しており，また表 6.5に各気象データから算出した日最低気温の月別平均値，月別平均気温，ならびに日最高気温の月別平均値を示している．これらの表から長野の冷房日数は大阪の半分であることがわかり，また月別平均気温で見ると，長野の気温は大阪より 3〜5 ℃低く，さらに表 6.6に示す日最高気温の月別平均値と日最低気温の月別平均値との差を見ると，長野の方が 1 日の気温差は大きいことがわかる．

図 6.12, 6.13に 6 月 1 日から 9 月 30 日までの大阪の標準気象データ (気温，絶対湿度，雲量，風向，法線面直達日射量，天空日射量) を示す．

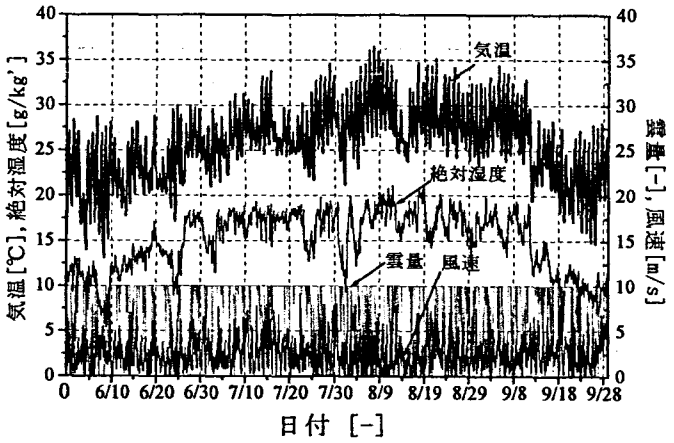


図. 6.12: 大阪の標準気象データ (気温，絶対湿度，雲量，風向，6 月 1 日〜9 月 30 日)

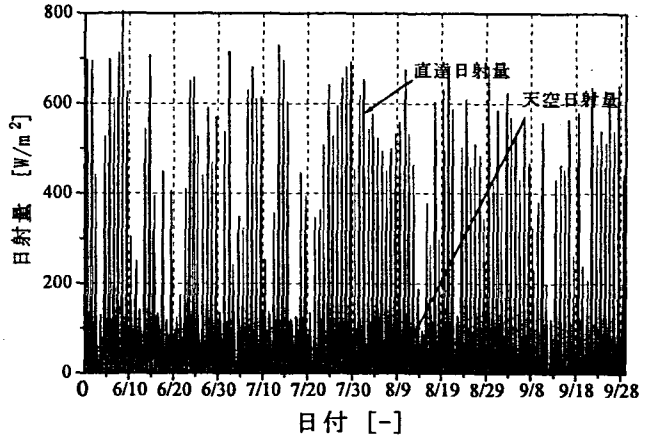


図. 6.13: 大阪の標準気象データ (法線面直達日射量，水平面天空日射量，6 月 1 日〜9 月 30 日)

[4]冷房とは，日平均気温が 24 ℃以上になると行うとして，24 ℃以上の平年の初日と終日をとって冷房期間とする．また冷房日数はその期間の日数である．一方，冷房デグリーデー (CDD) は，この冷房期間について基準温度 24 ℃とし，毎日の日平均気温との差を積算したものである．[5]

図 6.14, 6.15に 6 月 1 日から 9 月 30 日までの長野の標準年 EA 気象データ (気温, 絶対湿度, 法線面直達日射量, 水平面天空日射量) を示す.

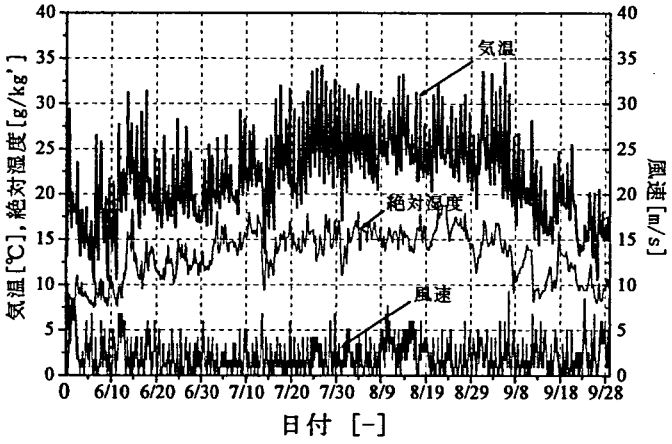


図. 6.14: 長野の標準年 EA 気象データ (気温, 絶対湿度, 風向, 6 月 1 日～9 月 30 日)

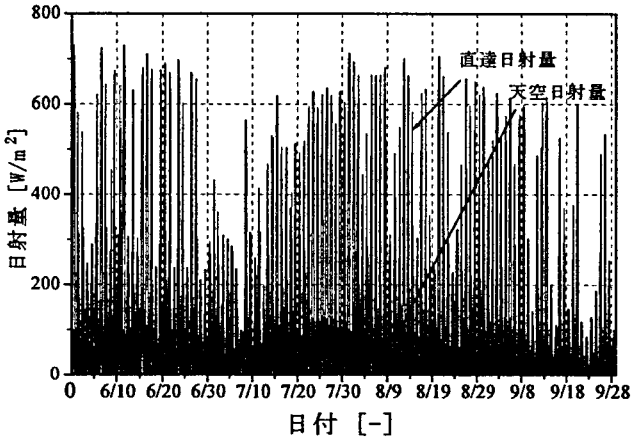


図. 6.15: 長野の標準年 EA 気象データ (法線面直達日射量, 水平面天空日射量, 6 月 1 日～9 月 30 日)

以上の大阪と長野の両地域の気象データを用いて, PCM 壁ボードを利用した標準住宅モデルの熱負荷 (冷房負荷) 予測計算を行い, さらに熱的快適性の面でも評価を行う.

6.5.2 モデル室と計算条件

ここでは，標準的な住宅において PCM 壁ボードを利用することを考えているため，図 6.16に示す日本建築学会で定められている標準住宅モデル [6] の 1 階の LD 室 (居間・食堂) をモデル室として選んだ．

このモデル室には 4 人家族が生活していると仮定し，宇田川ら [6] が用いている照明発熱，人体発熱，機器発熱スケジュールを同様に用い，発熱は全て対流により，空気に伝わると仮定した．発熱スケジュールを図 6.18に示す．ただし，人体発熱は室温が約 25 ℃のときの値である顕熱発熱 60W/人，潜熱発熱 58W/人を用いた [7].

また，モデル室の北側と東側の隣室，2 階の部屋，さらに床下は非空調として，簡易的に外気温度と室温の平均値をその部屋の室温として与えた．また床下の対流熱伝達率は $5.8\mathrm{W/m^2{\cdot}K}$ とし，隣室に接する壁体の対流熱伝達率は $2.33\mathrm{W/m^2{\cdot}K}$ と設定した．一方，第 2 章で述べたように，屋外の熱環境条件については気象データの要素である気温，絶対湿度，雲量などから大気放射熱，地表面放射熱を算出する．また外壁の屋外側壁表面の対流熱伝達率は，気象データの風速から Jürges の式 (α_{CA}=5.8+3.9v，外気風速 v, $v \leq 5.0$) を用いて算出する (2.5.2 節参照).

さらに室内へ到達する日射の反射成分の扱いとして，ガラス面は完全鏡面反射面とし，それ以外の面については，鏡面反射成分と拡散反射成分は 1 : 1 とした．また室内へ到達する日射量を正しく見積もるために，ガラスの光学特性を考慮した．

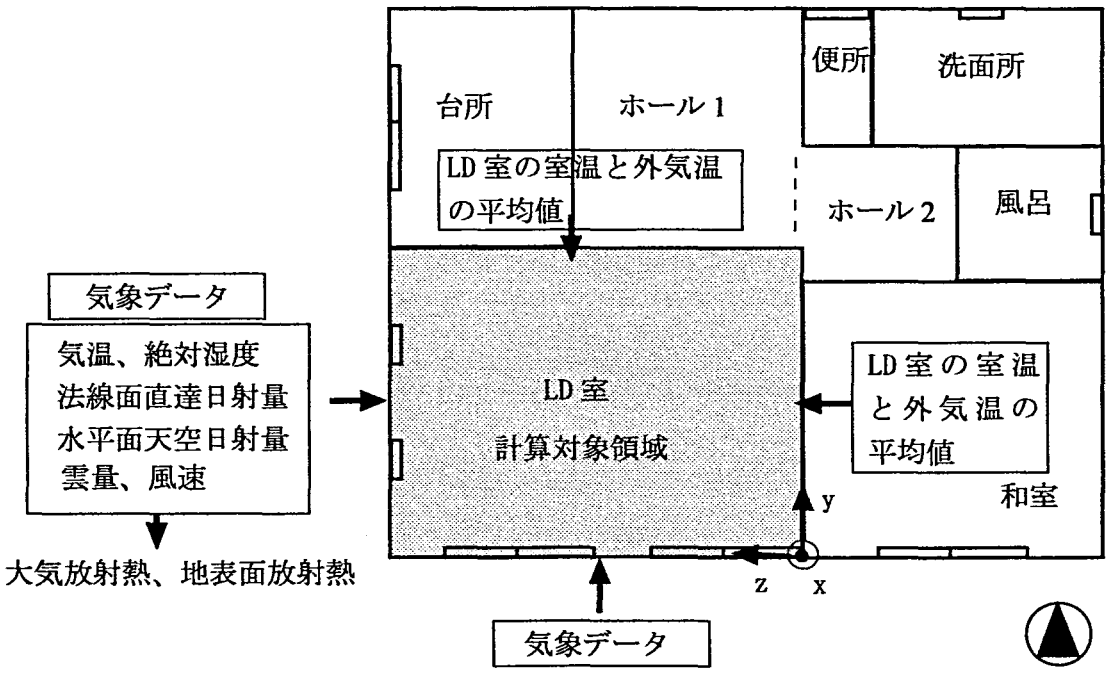


図. 6.16: 標準住宅 1 階平面図 [6]

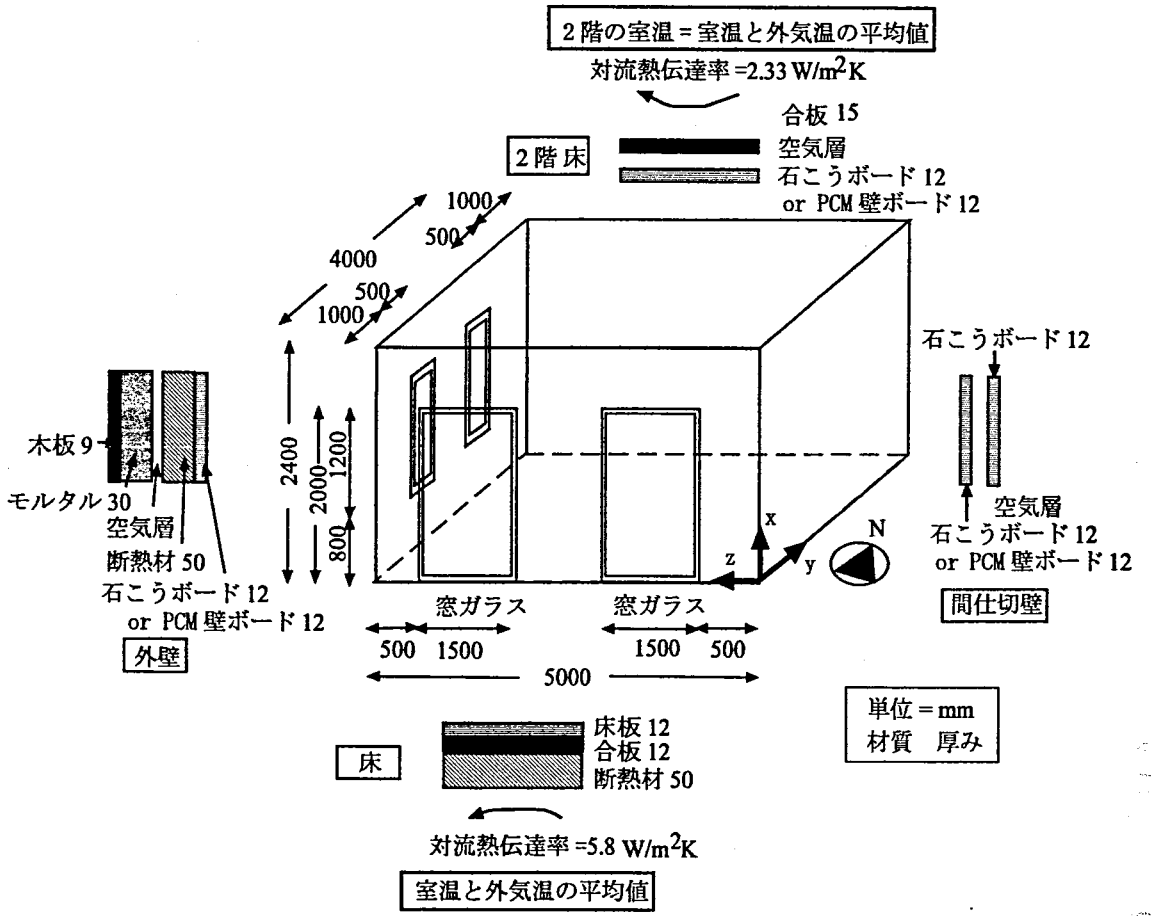


図. 6.17: モデル室 (標準住宅 1 階 LD 室)[6]

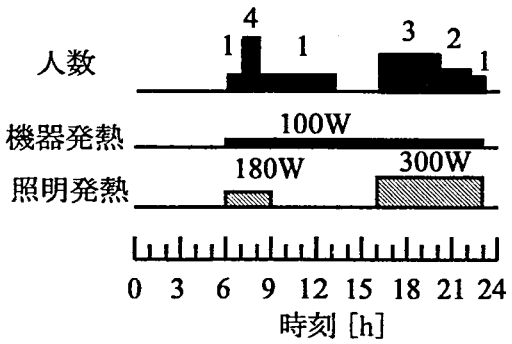


図. 6.18: 発熱スケジュール [6]

モデル室の壁体，ならびに天井の仕上げ材 (表面積約 $60m^2$) に厚み 12mm の石こうボード，あるいは PCM 壁ボードを設置することにより，それぞれの熱的性能の検証を行うことを考えており，PCM 壁ボード (パラフィン 10wt %) は，6.3 節，6.4 節で数値実験により性能検証を行ったものを用いるとした．熱物性値は表 6.2に示しており，PCM 壁ボード中のパラフィンの融解・凝固温度特性については図 6.8に示している．また壁ボードの差分分割数は 12，セル幅は 1mm とし，壁ボード以外の材質についても，同様に差分分割を行った．

次に放射解析メッシュについては，8×10×12=960 とし，タイムステップ間隔Δt は 30s と設定した．また隙間風を含めた換気回数は毎時 1 回 (換気量 $48m^3/h$) と設定し，壁面の日射吸収率は 0.6，放射率 0.9，ガラス面の放射率 0.9 とし，日射の遮蔽係数は 0.7 とした．また壁，床，天井面における対流熱伝達率は全て $2.33W/m^2{\cdot}K$ とした．

次に熱的快適性指標である PMV 算出の際の室内熱環境条件として，気流速度 0.05m/s，人体のクロ値 0.5clo[5]，人体の代謝率 1.0Met[6] と設定した．ちなみに 0.5clo は半袖半ズボンの着衣量を表し，また 1Met の場合，着席安静時のエネルギー代謝量が用いられる．

表 6.7: 計算条件

	対象地	仕上げ材	換気回数 [回/h]
CaseA	大阪	石こうボード	1
CaseB	大阪	PCM 壁ボード	1
CaseC	大阪	石こうボード	昼間 1，夜間 20
CaseD	大阪	PCM 壁ボード	昼間 1，夜間 20
CaseE	長野	石こうボード	1
CaseF	長野	PCM 壁ボード	1
CaseG	長野	石こうボード	昼間 1，夜間 20
CaseH	長野	PCM 壁ボード	昼間 1，夜間 20

表 6.7に計算条件をまとめている．対象地をそれぞれ大阪と長野とし，壁，天井の仕上げ材に石こうボード，あるいは PCM 壁ボードを設置する．さらに換気回数を毎時 1 回 (換気量 $48m^3/h$)，あるいは昼間毎時 1 回，夜間毎時 20 回 (換気量 $960m^3/h$) とする場合の計 8 条件を設定した．ただし，夜間は 23 時から 7 時までとした．ここで，夜間の換気回数を毎時 20 回に設定した理由として，PCM 壁ボードが夏期に性能を発揮するためには，昼間にパラフィンは融解し，夜間に凝固することによって潜熱を回復させる必要がある．そのためには夜間の外気温度が凝固温度を下回っている事が望ましく，もし，室温が外気温度よりも高ければ，機械換気，あるいは自然換気等により外気を室内に導入する必要がある．そこで，夜間において室内に外気を導入した場合の PCM 壁ボードの効果を調べるために，夜間毎時 20 回とする条件を盛り込んだ．

以上の計算条件を設定して，本研究で作成したマクロモデル (第 3 章参照) を用いて，PCM 壁ボードと石こうボードをそれぞれ利用したモデル室の熱負荷 (冷房負荷) 予測計算を行う．計算対象期間は 6〜9 月の 4ヶ月間と設定し，5 月 20 日から助走計算を行うとした．また人

[5]1clo(=$0.186m^2{\cdot}h$ ℃/kcal) とは，気温 21 ℃，相対湿度 50 %，気流 0.1m/s の室内で着席休息状態にある人が快適であるための着衣の断熱力 (熱抵抗) のことを指す．[8]

[6]Met とは，着席安静時のエネルギー代謝量に対する，ある作業時のエネルギー代謝量の比を指す．[8]

が在室する時間帯を冷房すると設定し，設定室温を 28 ℃，設定相対湿度 60 %とし，空調機の最大処理能力は設定しない簡便な方法により冷房顕熱負荷，冷房潜熱負荷を算出した．

6.5.3 計算結果と考察

図 6.19，6.22は，6 月 15 日，16 日の大阪における室温と室内平均 PMV の予測結果を示している．6 月 15 日の 12 時から 16 時までの時間帯において，石こうボードを使用した場合 (CaseA，C) の室温は最大 29 ℃付近まで上昇しているが，PCM 壁ボードを使用した場合 (CaseB，D) の室温は 27 ℃付近であり，PCM 壁ボードを使用すると，2 ℃程度室温の上昇が抑制されていることがわかる．

また，6 月 16 日の 9 時から 14 時の時間帯においても同様の傾向が見られ，石こうボードを使用した場合の室温 (CaseA，C) は 28 ℃付近まで上昇しているものの，PCM 壁ボードを使用した場合 (CaseB，D) の室温は 27 ℃付近であり，室温の上昇が抑制されていることがわかる．以上より，PCM 壁ボードを使用した場合に，室温の上昇が抑制される効果を確認できた．

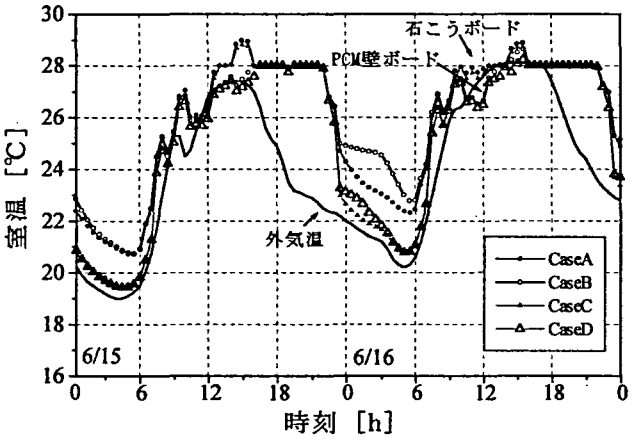


図. 6.19: 大阪における室温の予測結果 (6/15，6/16)

また，図 6.20に示す各壁面に設置された PCM 壁ボード全体の固相率の予測結果より，それらの時間帯において，パラフィンの融解が起こっていることがわかり，また図 6.21に示す天井面に設置された両ボードの単位面積当たりの蓄熱量の時間変化量より，それらの時間帯において，顕熱の 3 倍程度の潜熱による吸熱 (負の蓄熱) が確認される．以上の結果から，PCM 壁ボード中のパラフィンが融解することにより，周囲の熱を潜熱として吸収した結果，室温の上昇が抑制されたものであると言える．ただし，ここでは固相率 100 %は壁面全体が固相であることを示している．

また 6 月 16 日における夜間の 0 時から 6 時の時間帯において，換気回数を毎時 1 回とした場合についてみると，石こうボードを使用した場合 (CaseA) の室温の低下は早く，一方，PCM 壁ボードを使用した場合 (CaseB) の室温の低下は遅く，室温は 25 ℃付近でほぼ一定

に保たれていることが確認される．また午前3時の時点では，石こうボードを使用した場合(CaseA) の室温は23℃付近まで低下しているが，PCM壁ボードを使用した場合 (CaseB) の室温は24.5℃付近の温度を保っていることが確認される．

これは図6.20に示す各壁面に設置されたPCM壁ボード全体の固相率の予測結果より，それらの時間帯において，パラフィンの凝固が起こっていることがわかり，また図6.21に示す天井面に設置された両ボードの単位面積当たりの蓄熱量の時間変化量より，それらの時間帯において，潜熱による正の蓄熱が確認される．以上の結果から，PCM壁ボード中のパラフィンが凝固することにより，周囲に潜熱を放熱した結果，室温の低下が抑制され，室温はほぼ一定に保たれたと言える．

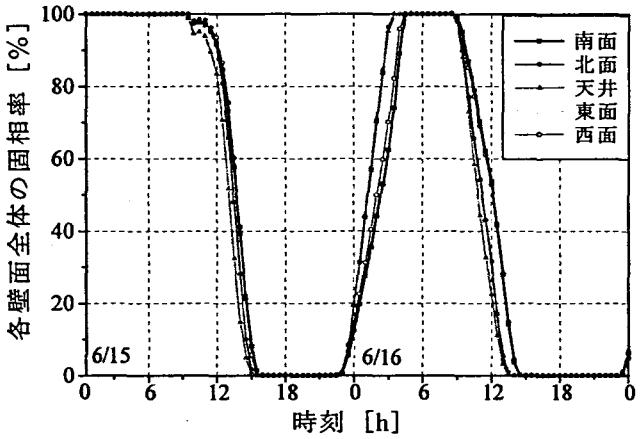


図. 6.20: 各壁面におけるPCM壁ボード全体の固相率の予測結果 (大阪，6/15，6/16)

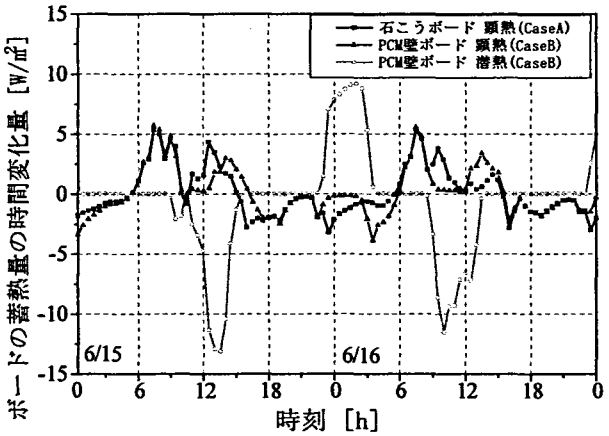


図. 6.21: 天井面における両ボードの単位面積当たりの蓄熱量の時間変化量 (大阪，6/15，6/16)

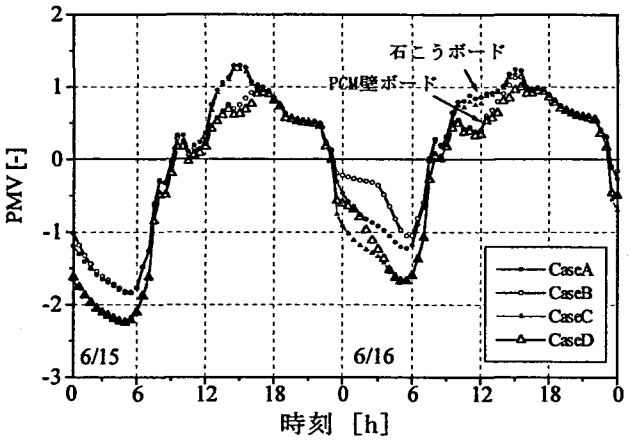


図. 6.22: 大阪における室内平均 PMV の予測結果 (6/15, 6/16)

表 6.8: 6 月〜9 月における熱的快適時間率

	6 月	7 月	8 月	9 月	全体
	[%]				
CaseA	37.6	24.2	12.9	28.3	25.8
CaseB	48.7	28.7	13.9	35.5	31.7
CaseC	36.3	25.3	16.7	30.4	27.2
CaseD	42.5	29.8	17.9	34.7	31.3
CaseE	21.5	33.0	29.7	19.5	25.9
CaseF	29.0	43.0	36.1	23.9	33.0
CaseG	19.5	26.5	20.1	16.0	20.5
CaseH	24.4	34.2	29.4	19.6	26.9

熱的快適時間率=快適域である時間数/全時間数

また室内平均 PMV においても，室温と同様の傾向が見られる．ここで PMV が 0 の場合は中立を指し，±0.5 の範囲は快適域と呼ばれ，90 %の人が快適であると感じる範囲である．また，+1 はやや暑い，-1 はやや寒い状態を表している．

6 月 15 日の 12 時から 16 時までの時間帯において，石こうボードを使用した場合 (CaseA, C) の室内平均 PMV は最大 1.3 付近まで上昇しており，室内はやや暑い状態となっているが，PCM 壁ボードを使用した場合 (CaseB, D) の室内平均 PMV は 0.5〜1 程度であり，快適からやや暑い程度の室内熱環境となっており，石こうボードを使用した場合に比べて，暑さが少し緩和されていることがわかる．また，6 月 16 日の 9 時から 14 時の時間帯においても同様のことが言える．一方，6 月 16 日における夜間の 0 時から 6 時の時間帯において，換気回数を毎時 1 回とした場合についてみると，石こうボードを使用した場合 (CaseA) の室内平均 PMV の低下は早く，室内はやや寒い状態にあるが，PCM 壁ボードを使用した場合 (CaseB) の室内平均 PMV の低下は遅く，午前 3 時までの時間帯は室内が快適域に保たれて

いることがわかる．

以上の予測結果から，PCM壁ボードの熱環境の安定化作用により，石こうボードを使用した場合に比べて室内の熱的快適性が向上していることが確認された．

また，表6.8に6月～9月における熱的快適時間率の予測結果を示しており，本論文における熱的快適時間率の定義を表に記している．この表から全ての月において，PCM壁ボードを使用した場合の方が石こうボードを使用した場合に比べて，数パーセント程度，室内の快適性は高いことがわかる．また6～9月全体でみると，大阪において，石こうボードを使用した場合より，PCM壁ボードを使用した場合の室内の熱的な快適時間率は4～6％程度高く，また長野において，石こうボードを使用した場合より，PCM壁ボードを使用した場合の室内の熱的な快適時間率は6～8％程度高いことがわかる．以上の結果から，PCM壁ボードは室内の熱的快適性を向上させることができ，石こうボードを使用した場合に比べて，快適域である時間数は数パーセント長くなることがわかった．

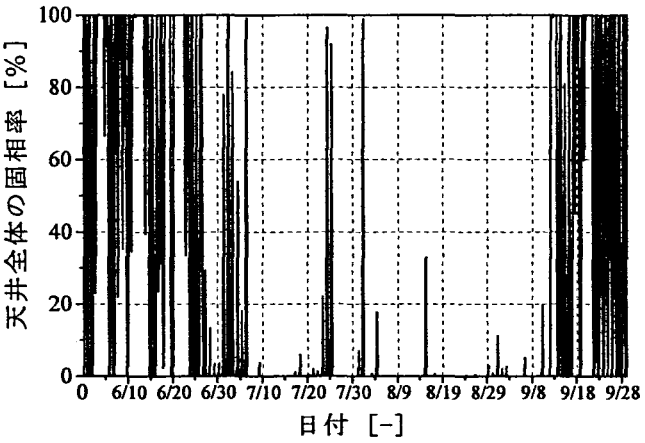


図. 6.23: 天井面におけるPCM壁ボード全体の固相率の予測結果(大阪，CaseB，6/1～9/30)

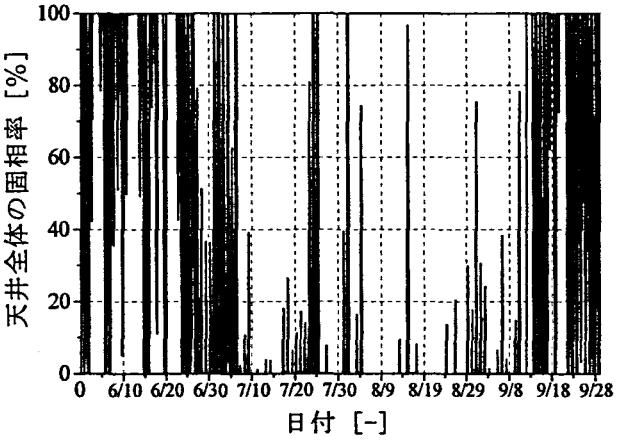


図. 6.24: 天井面におけるPCM壁ボード全体の固相率の予測結果(大阪，CaseD，6/1～9/30)

図 6.23，6.24は，6〜9 月における大阪の気象データを用いた場合の天井面 (PCM 壁ボード) 全体における固相率の予測結果であり，CaseD は夜間において室内に外気を導入した場合である．以上の結果から，6 月，9 月には固相，液相のサイクルが見られ，潜熱の利用頻度が高いことがわかる．一方，7 月，8 月は大部分が液相であり，また夜間において室内に外気を導入した場合 (CaseD) でも，潜熱の利用頻度は低いことがわかる．

図 6.25，6.26は，6〜9 月における長野の気象データを用いた場合の天井面 (PCM 壁ボード) 全体における固相率の予測結果であり，CaseH は夜間において室内に外気を導入した場合である．以上の結果から，6 月に固相，液相のサイクルが多少見られるが，7 月，8 月のほうが良く見られ，潜熱の利用頻度が高いことがわかる．さらに夜間において室内に外気を導入した場合，凝固している割合が増加していることがわかる．以上の結果より，長野では夜間において室内に外気を導入することにより，PCM 壁ボードの潜熱利用を促進させることができると言える．

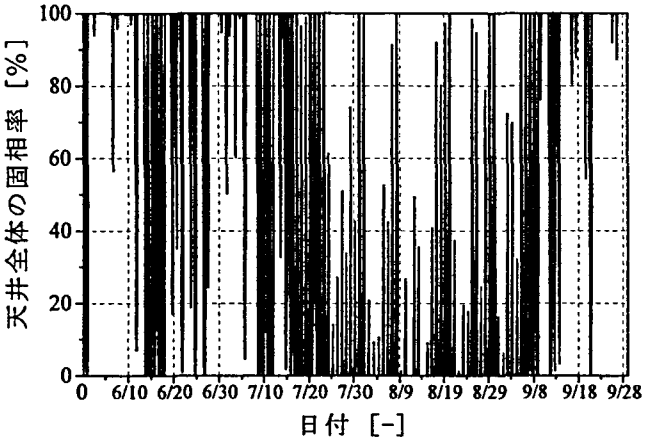


図. 6.25: 天井面における PCM 壁ボード全体の固相率の予測結果 (長野，CaseF，6/1〜9/30)

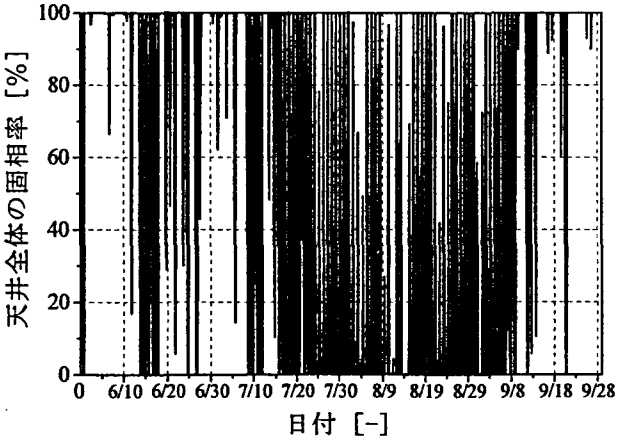


図. 6.26: 天井面における PCM 壁ボード全体の固相率の予測結果 (長野，CaseH，6/1〜9/30)

表 6.9: 6 月～9 月における単位床面積当たりの冷房負荷と冷房負荷削減率

	冷房顕熱負荷 [MJ/m^2]	冷房負荷 [MJ/m^2]	冷房負荷削減率 [%]	
CaseA	9.58	16.70	基準	
CaseB	9.34	16.50	1.4	
CaseC	9.21	16.40	1.8	基準
CaseD	8.83	16.00	4.1	2.4
CaseE	5.17	8.53	基準	
CaseF	4.77	8.13	4.7	
CaseG	4.72	8.10	5.3	基準
CaseH	4.05	7.44	13.5	8.1

また表 6.9は，冷房期間 (6 月～9 月) における単位床面積当たりの冷房顕熱負荷，顕熱と潜熱を合わせた冷房負荷，ならびに石こうボード (換気回数毎時 1 回) の場合を基準とした各条件の冷房負荷の削減率，また石こうボード (換気回数昼間毎時 1 回，夜間毎時 20 回) の場合を基準とした各条件の冷房負荷の削減率を示している．

結果として，大阪の場合，PCM 壁ボードの効果はあまり見られず，夜間において室内に外気を導入した場合においても，4.1 %の冷房負荷削減率であった．ただし，PCM 壁ボードの効果による削減率は 2.4 %であり，残りは換気による効果であった．一方，長野では PCM 壁ボードの効果が多少見られ，夜間において室内に外気を導入した場合は 13.5 %の冷房負荷の削減が見られた．ただし，その際の PCM 壁ボードの効果による削減率は 8.1 %であり，残りは換気による効果であった．

6.6 まとめ

本章では，はじめにパラフィンと親水性のシリカパウダーを石こうと混ぜて，PCM 壁ボードの試作を行ったが，パラフィンの染み出しや引火性，耐火性の問題から，耐熱性のあるマイクロカプセルが必要不可欠であると考えられた．次に本研究で扱っているパラフィンをマイクロカプセル化して，石こうボードに 10wt %混入して作られる PCM 壁ボードを想定し，PCM 壁ボードに対する計算モデルの検討を行った．その際に，第 4 章で調べたパラフィンの融解・凝固温度特性を考慮して，第 5 章で作成した熱伝導計算モデルを用いた．次に，この計算モデルを用いて，石こうボードと PCM 壁ボードの性能検証を行った．

最後に，日本建築学会で定められている標準住宅モデル [6] の 1 階の LD 室 (居間・食堂) をモデル室として，先に検討した PCM 壁ボードを利用したモデル室における夏期 (6 月～9 月) の熱的性能を検証することを目的として，長野と大阪の各気象データを用いて，第 5 章で作成したパラフィンの熱伝導計算モデルを組み込んだマクロモデル (第 3 章参照) による熱負荷 (冷房負荷) 予測計算を行った．

以下に，本章の結論をまとめる．

(1). パラフィンと親水性のシリカパウダーを石こうと水に混ぜて，PCM 壁ボードを試作したが，染み出しや引火性，耐火性の問題から，PCM 壁ボードを作成する上で，耐熱性のあるマイクロカプセルによりパラフィンをカプセル化する必要があるものと考えられた．

(2). 石こうとパラフィンからなる PCM 壁ボードが一様な物質であるとするマクロな計算モデルと各セルにパラフィンと石こうを割り振るミクロなモデルとの間で比較計算を行った結果，一様な物質であるとするマクロな計算モデルは妥当性を示した．

(3). 石こうボードと PCM 壁ボードの性能検証を数値実験により行った．計算条件として，周囲環境温度 20 ℃，両ボードの片側の表面に 100W/m^{2}の発熱を条件とした．その結果，PCM 壁ボードの蓄熱量は石こうボードの蓄熱量の約 3 倍程度であった．

(4). 同条件下において，PCM 壁ボード中のパラフィンの融解温度と凝固温度に差があるヒステリシスを考慮した場合と考慮しなかった場合との間で比較を行った結果，ボード表面温度において，最大で約 1 ℃程度差が生じていた．

(5). PCM 壁ボードを利用した標準住宅モデルにおける LD 室の熱負荷計算を行った結果，大阪において，7、8 月は外気温度が 25 ℃を下回ることが少なく，PCM 壁ボード (パラフィン 10wt %，融点約 26 ℃) の潜熱の利用頻度は低くかった．一方，6、9 月には潜熱の利用頻度が高く，熱環境を安定化する効果が見られた．

(6). 長野では，夜間において室内に外気を導入した場合に，PCM 壁ボードは石こうボードを使用した場合に比べて冷房負荷 (設定室温 28 ℃，相対湿度 60 %) を約 14 % (1.1MJ/m^2) 削減できた．ただし，PCM 壁ボードのみの効果は約 8 %であり，残りは換気による効果であった．一方，大阪において同条件における冷房負荷削減率は，約 4 % (0.7MJ/m^2) であった．ただし，PCM 壁ボードのみの効果は約 2 %であった．

(7). PCM 壁ボードは室内熱環境を安定化させ，熱的快適性を向上させる効果があり，石こうボードを使用した場合に比べて，室内の熱的に快適な時間帯を数パーセント長くすることができた．

以上の結果から，大阪の夏期において，PCM 壁ボード (融点約 26 ℃) の安定した性能は得られなかったが，長野の夏期のような気象条件下において，夜間の外気を室内に上手く導入すれば，PCM 壁ボード (融点約 26 ℃) の冷房負荷削減効果，ならびに熱的快適性の向上効果が期待される．

参考文献

[1] Ival O. Salyer and Anil K. Sircar : A Review of Phase Change Materials Research for Thermal Energy Storage in Heating and Cooling Applications at the University of Dayton from 1982 to 1996, International Journal of Global Energy Issues, Vol.9, No.3, pp.183-198, 1997

[2] 近藤　保：化学 One Point13 マイクロカプセル，pp.18-21，共立出版株式会社，1985

[3] John J. Tomlinson and David D. Heberle : Analysis of Wallboard Containing a Phase Change Material, Proceedings of the 25th Annual Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, pp.230-235, 1990

[4] 赤坂　裕：標準気象データと拡張アメダス気象データ，Journal of JSES，Vol.25，No.5，pp.17-25，1999

[5] 国立天文台編：理科年表，丸善株式会社，pp.266-267，1996

[6] 宇田川光弘：標準問題の提案 住宅用標準問題，pp.23-33，日本建築学会環境工学委員会熱分科会　第15回熱シンポジウム，1985

[7] 空気調和・衛生工学会編：空気調和・衛生工学便覧 (第12版)，p.29，p.33，p.40，空気調和・衛生工学会，1990

[8] 田中俊六，武田　仁，足立哲夫，土屋喬雄：最新 建築環境工学 [改訂版]，株式会社井上書院，pp.37-38，1994

第 7 章

結論

7.1 各章のまとめ

本研究の成果を各章ごとに要約すると，次のようになる．

第 1 章では，住宅や空気調和の分野における蓄熱技術について概説した．

第 2 章では，本研究で用いている熱気流環境解析コードについて，主に気流計算手法，壁面の複合伝熱を考慮するための HBM，また放射伝熱計算として，形態係数を求める際に用いられる放射熱線追跡法や平均放射温度，さらに室内における反射日射の扱いについてまとめた．さらに屋外熱環境の計算手法として，大気放射，地表面放射，外壁表面の熱収支について触れ，最後に室内の熱的快適性評価指標である PMV について概説した．以上の手法は，第 3 章，第 6 章におけるモデル住宅の熱環境，熱負荷を予測する際に用いた．

第 3 章では，長期間の熱負荷予測，ならびに室温予測を可能とするために，数値環境試験室をベースとして，気流計算を省略し，完全混合を仮定したマクロモデルを作成した．しかし，このマクロモデルは気流計算を省略しており，計算精度の低下が懸念されるため，標準住宅モデルの 1 階部分を対象として，大阪の最暑日である 8 月 11 日から 12 日の 24 時間の標準気象データを用いてモデル計算を行い，従来の気流計算を加えたミクロモデルと比較を行った．その結果，ミクロモデルとマクロモデルにおける各室温の差は，最大で約 1 ℃生じていたが，これを許容できるとみなすと，マクロモデルはミクロモデルに比べて計算負荷を著しく削減することができるため，長期予測計算に対して，非常に有用なツールであると考えた．

このマクロモデルは放射解析メッシュにより，空間や壁面を分割しているため，他の汎用熱負荷計算コードに比べると，放射の取り扱いや快適性評価の面で優れている．また今後，ミクロモデルとの連成，あるいは両モデルを上手く使い分けることにより，気流の影響を考慮した長期予測計算が期待される．また今後，暖冷房システムのモデルの導入も考えられるため，発展性の大きい計算モデルであり，本研究では第 6 章において，PCM 壁ボードを利用したモデル住宅の熱負荷予測計算に対して，このマクロモデルを用いた．

第 4 章では，PCM 壁ボードの熱的特性を調べるために，まず，PCM 単体の融解・凝固温度特性を調べることにし，PCM としてパラフィン (主成分 n-オクタデカン) を取り上げた．次に DSC，ならびに恒温水槽を用いて，パラフィンの融解・凝固温度特性，ならびに潜熱量

の測定を行った．その結果，潜熱量は244mJ/mg，融解温度は26.0℃付近から26.5℃であり，凝固温度は25.4℃から25.2℃付近であった．また測定された熱流束分布は，ピークをもつ山形となり，融解温度と凝固温度に差が生じていることがわかった．また凝固の際には過冷却現象も確認した．以上の得られたパラフィンの融解・凝固温度特性について，第5章ではモデル化を行った．

第5章では，融解・凝固を考慮した熱伝導計算モデルについてまとめている．本研究では，各セルの固相と液相を判別するために固相率fを用いており，また相変化温度幅を伴う場合にも対応するために，相変化温度幅ΔTを設けて，その相変化の際には，簡便に固相率fと温度Tに線形関係を仮定した．このモデルを用いて，1次元凝固問題における解析解，ならびに2次元凝固問題におけるCrowley[1]，Caoら[2]，Hsiaoら[3]の計算解と比較を行った．ここでは相変化温度幅を伴わない場合を対象としたため，相変化温度幅ΔTを許容できる小さな値とした．その比較の結果，良い一致が得られ，熱伝導計算モデルは妥当性を示した．

次に，第4章においてDSC，ならびに恒温水槽により測定されたパラフィンの融解・凝固温度特性をモデル化する際に，パラフィンは相変化温度幅を持っており，また潜熱分布が山形であると推定されたため，相変化中における固相率fと温度Tの関係に，ニューラルネットワークで用いられるニューロンの入出力関数を適用した．このモデルを検証するために，パラフィンの融解を伴う熱伝導実験を行った．その結果，実験値と計算値との間で，大体の一致が見られ，パラフィンの融解・凝固を伴う熱伝導計算モデルは妥当性を示した．次に，この計算モデルを第3章で作成したマクロモデルに組み込んだ．

この融解・凝固を考慮した計算モデルは，相変化中に温度変化を伴わない物質や，温度変化を伴う物質についても扱うことが可能であり，さらに潜熱分布を持った場合にも対応できるため，今後，様々なPCMに対しても十分適用でき，応用範囲が広く，有用性のあるモデルであると考えられる．

第6章では，文献[4]を参考にパラフィンをシリカパウダーと石こうに混ぜて，PCM壁ボードを試作したが，染み出しや耐火性の問題が明らかとなり，耐熱性のあるマイクロカプセルが必要不可欠であると考えられた．次に，本研究ではパラフィンをマイクロカプセル化して，石こうボードに混入して作られるPCM壁ボード(パラフィン10wt %)を想定して，数値実験によりその性能の検証を行った．

まず，PCM壁ボードがPCMと石こうからなる一様な物質であるとするマクロな計算モデルの妥当性を検証するために，PCMと石こうを各セルに割り振るミクロなモデルを用いて比較を行った．その結果，大体の一致が見られ，マクロな計算モデルは妥当性を示した．次に，この計算モデルを用いて，石こうボードとPCM壁ボードの性能を比較するために数値実験により検証を行った．周囲環境温度を20℃，発熱流束を100W/m^{2}とした計算条件におけるPCM壁ボードの蓄熱量は，石こうボードの蓄熱量の3倍程度であった．また，パラフィンの融解温度と凝固温度に差が生じるヒステリシスを考慮した場合と考慮しなかった場合との間で比較を行った結果，表面温度において，最大1℃程度の差が生じていた．これより，本研究ではヒステリシスを考慮すべきであると考えた．以上の検討結果より，ＰＣＭ壁ボード単体の熱的性能が明らかとなった．

最後に，日本建築学会で定められている標準住宅モデルの1階LD室(居間・食堂)に，先

に検討したPCM壁ボード(パラフィン10wt %)を適用した場合の日本の夏期の気象条件下における熱的性能を調べるために，大阪と長野の各気象データ，ならびに第3章で検討したマクロモデルを用いて，6〜9月の4ヶ月間の熱負荷予測計算を行った．その結果，PCM壁ボードの効果は気象条件に大きく依存しており，大阪の7，8月は夜間の外気温度が25℃付近にしか下がらないため，パラフィン(融点約26℃)が夜間に凝固することが少なく，潜熱の効果は発揮されないが，6、9月には，パラフィンの融解・凝固のサイクルが見られ，潜熱の利用頻度が高く，熱環境を安定化させる効果がみられた．一方，長野の気象条件を用いた場合は，夜間の外気温度が25℃を下回る日が多いため，融解・凝固のサイクルが見られ，潜熱の利用頻度が高く，特に夜間において室内に外気を導入した場合は，石こうボードを使用した場合に比べて，顕熱，潜熱を合わせた冷房負荷を約14 %削減していた．ただし，PCM壁ボードの効果による削減は約8 %であり，残りは換気による効果であった．またPCM壁ボードは熱的快適性を向上させる効果があり，石こうボードを使用した場合に比べて，室内の熱的な快適時間帯を数パーセント長くする効果があることが確認された．

以上の結果から，大阪の夏期において，PCM壁ボード(融点約26℃)の安定した性能は得られなかったが，長野の夏期のような気象条件下において，夜間の外気を室内に上手く導入すれば，PCM壁ボードの冷房負荷削減効果，ならびに熱的快適性の向上が期待される．

7.2 研究の総括

本研究では，パラフィンの融解・凝固温度特性を調べて，その特性を考慮した熱伝導計算モデルを作成し，さらにパラフィンの融解を伴う熱伝導実験により検証を行った．このように研究を進めていく上で，実験により特性を調べ，また実験により検証を行うことは意義のあることであり，特に数値計算を行っていく上では欠かせない作業である．数値計算は便利であり，実験では予測のできないことを予測することが可能であるが，その信頼性は実験などにより補う必要がある．

しかし，住宅の熱環境を予測する際の計算手法を実験により検証を行うことは困難であるが，本研究で用いている数値環境試験室により代替することが可能であると考えられる．また，本研究で作成したマクロモデルは，気流計算を加えたミクロモデルに対して，精度は劣るものの，長期の予測に対してはそれほど問題はないものと考えた．

最後に，パラフィンの融解・凝固温度特性を考慮した熱伝導計算モデルを数値環境試験室の簡易計算モデル(マクロモデル)に組み込み，住宅におけるPCMの熱的性能について，長期の熱負荷予測，室温予測，ならびに熱的快適性予測などが行えるツールを作成したことに本研究の価値があり，今後，このツールを用いることにより，異なった特性を持つPCMの熱的な効果やPCMの新たな利用法に関する効果について，予測・評価が行えるものと考えられる．

今後の課題を次に示す．

まず，数値環境試験室の課題としては，やはり気流計算を用いたミクロモデルによる長期計算である．計算機の性能は年々向上しており，おそらく将来は，気流計算を用いたミク

ロモデルにより，期間，年間といった長期の性能を予測することが可能となるであろう．そうなった場合には，現在の簡易的なマクロモデルに依存する必要もなくなり，より精度の高い計算モデルが必要となるものと予想される．しかし，気流計算を用いて長期の予測が行えるようになるには，おそらく時間がかかるものと予想され，それまでは，マクロモデルとミクロモデルによる使い分け，あるいは両者を連成させた形で使用していく必要があるだろう．例えば，住宅全体をミクロモデルで予測するのではなく，強制対流が発生している部屋のみをミクロモデルで解き，それ以外の部屋をマクロモデルで解く，あるいは，ある時間毎にミクロモデルを用い，それ以外の時間帯はマクロモデルを用いるなどが考えられる．

また，暖冷房システムについても課題を残している．現状では，詳細な暖冷房システムの計算モデルを作成しておらず，今後，数値環境試験室内で，暖冷房システムのエネルギー消費量等を調べていく際に，詳細な計算モデルが必要となることが予想される．従って，今後，暖冷房システムの特性を考慮した計算モデルを作成し，数値環境試験室に組み込んでいく必要がある．

次に，PCM壁ボードの課題について触れる．まず，PCM壁ボードの実用化に向けて，マイクロカプセルは必要不可欠であると考えられ，今後，耐熱性のあるマイクロカプセルの提供先を探し，入手することを考えており，マイクロカプセルの特性を含めて，研究していく必要性がある．また，PCMとして，パラフィンが一般的に用いられるが，パラフィンの融点を調整する技術についても調べる必要があり，どの程度の範囲で融点を調整することが可能なのか，また，そのときのパラフィンの潜熱の特性についても調べる必要がある．

最後に，PCM壁ボードの利用方法における課題としては，年間を通じて，その性能を発揮させることである．パッシブソーラーハウスのように，冬期に日射の熱取得量が大きく，壁体が熱源として大きければ，夏期の標準的な住宅と同じように，冬期もPCMの効果がある程度見込めるが，標準的な住宅では冬期の日射の熱取得量は小さく壁体が熱源として果たす役割は小さいため，PCMの効果はほとんど出ないことが予想される．一方，空気調和機などにより，壁に温冷熱の空気を吹きつける，あるいは，壁の隙間に空気を流すような空気調和システムを構築すれば，年間を通じて，PCM壁ボードの効果が期待されるかもしれない．しかし，現状の空気調和システムでは，年間を通じて利用することは難しいため，ある期間に絞り，その期間におけるPCMの効果を期待するべきである．

また，住宅等にこだわらず，温度変動が大きい熱環境であれば，PCMの効果は発揮されるものと予想されるため，そのような熱環境を探すことによりPCMの活用範囲は広がるものと考えられる．

参考文献

[1] A. B. Crowley : Numerical solution of Stefan problems, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 21, pp.215-218, 1978

[2] Y. Cao, A. Faghri and W. S. Chang : A Numerical analysis of Stefan problems for generalized multi-dimensional phase-change structures using the enthalpy transforming model, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.32, pp.1289-1298, 1989

[3] J. S. Hsiao and B. T. F. Chung : An efficient algorithm for finite element solution to two-dimensional heat transfer with melting and freezing, ASME Paper No.84-HT-2, 1984

[4] Ival O. Sayler and Anil K. Sircar : A Review of Phase Change Materials Research for Thermal Energy Storage in Heating and Cooling Applications at the University of Dayton from 1982 to 1996, International Journal of Global Energy Issues, Vol.9, No.3, pp.183-198, 1997

あとがき

本論文をまとめ終え，研究を振り返ると，多くの人の助けと導きがあり，誠に感慨深いものがある．特に工作機械は不慣れであったため，何回も失敗したが，良い実験装置を製作することの大切さを学べたことは誠に喜びである．またパラフィンの融解を伴う熱伝導実験において，熱電対の貼り方が難しく，貼り方によっても表面温度は容易に変わるため，大変苦労し，0.1 ℃の精度で測定することの難しさを学んだ．またパラフィンの体積膨張が大きく，ステンレス板にパラフィンが染み出したりして，予想以上に測定が困難であった．しかし，この研究を遂行する上で，本当に多くの人の助けを得た．また研究を進めていく上で，自分の未熟さを痛感するとともに，成長させられたように思う．

また，本研究ではPCM壁ボードの試作を行ったが，幾つかの問題点が明らかとなり，課題が明確となった．今後の研究には耐熱性のあるマイクロカプセルが必要不可欠となり，企業の協力無しには，成立しない話しではあるが，他の研究分野では実用段階に入りつつあり，今後の研究の発展に期待できる．また今後，住宅分野に限らず，様々な分野でのPCMの利用を考えていくつもりであり，その際にもマイクロカプセルは非常に有効な手法となるものと考えている．

最後に，地球環境問題について少し触れる．地球環境問題としては，エネルギー枯渇，温暖化，砂漠化，酸性雨，オゾン層破壊，ゴミ問題，食料問題とたくさん挙げられるが，我々人間が力を合わせ，これらの問題に立ち向かっていくこと以外に，解決の道はないものと考えられる．これからも，地球環境問題の改善に少しでも携われるよう，努力していく所存である．

謝辞

終わりに本研究の遂行にあたっては，大阪大学大学院基礎工学研究科システム人間系専攻機械科学分野 木本日出夫教授には，多大な御指導と鋭い御助言を賜り，また私個人としまして，足りない点が多々あったにもかかわらず，最後まで温かく見守って下さり，深く感謝申し上げます．本論文をここにまとめることができたのも，同教授の御指導があったからであり，誠に感謝と尊敬の意を表します．

また，誠に御多忙の中，本論文を丁寧に査読して頂き，また適切なご指示を頂きました大阪大学大学院基礎工学研究科システム人間系専攻機械科学分野 吉川孝雄教授，辻本良信教授には，誠に深く感謝申し上げます．

大阪大学大学院基礎工学研究科システム人間系専攻機械科学分野 桃瀬一成助教授には，本研究で用いている数値環境試験室を高度化する上で，様々なアイデアを賜り，また同室させて頂いた事を深く感謝申し上げます．また石田秀士助手には，数値計算全般において，様々な御助言を賜り，また研究が行き詰まったときにいつも助けて下さり，誠に感謝申し上げます．また大和卓司技官には，実験装置の製作において，多大な御助言と御指導を頂き，研究の遂行上，多くの便宜を図って頂きました．普段のお話しの中で学ぶことがたくさんあり，人間的にも成長させて頂きました．心より感謝申し上げます．

大阪電気通信大学工学部第2部機械工学科 大西潤治教授には，学部の時代から，7年間，多大な御指導と御助言を賜り，また御面倒を見て頂き，誠に深く感謝致します．私個人としまして大変未熟な点が多く，また御迷惑をお掛けしたにもかかわらず，いつも寛容で，私の意見を理解して下さり，そして，正しい方向へ導いて下さった事に心より感謝申し上げます．また同大学工学部機械工学科 森　幸治教授には，普段から大変なお気を遣い下さり，実験を行う上においても，便宜を図ってくださり，また研究が行き詰まっている時に励ましてくださった事に心より感謝申し上げます．また同大学工学部第2部機械工学科 中田亮生講師には，実験室において，たくさんの便宜を図ってくださり，誠に感謝申し上げます．

大阪大学大学院工学研究科環境工学専攻 鳴海大典助手には，研究において，色々と御助言を頂き，また共同研究をさせて頂き，心より感謝申し上げます．

積水化学工業株式会社先端技術研究所 ＦＣプロジェクト 杉本俊哉 副主任技術員には，DSC装置を使用させて頂き，また多大な御協力を頂き，誠に深く感謝致します．私個人としまして，至らない点が多々あったかと思います．誠に厚く御礼申し上げます．

大阪ニチロウ商事株式会社 木下　通 取締役業務部長，日本精蝋株式会社 棟居長行 氏には，パラフィン，ならびに様々なデータの御提供を頂き，誠に深く感謝申し上げます．

チヨダウーテ株式会社開発本部 研究開発グループ 藤田　巧 グループリーダー，技術開

発チーム 山中誠次 リーダーには，御多忙の中，PCM 壁ボードの試作に御協力頂き，厚く御礼申し上げます.

ハクヨー工業株式会社　別宮伯彦 氏には，シリカパウダーの御提供を頂き，厚く御礼申し上げます.

三菱製紙株式会社 総合研究所総合企画室　平石重俊 室長，研究開発センター 石黒　守 部長研究員には，マイクロカプセルに関する情報を頂き，参考となりましたので，心より感謝申し上げます.

積水化学工業株式会社 高機能プラスチックカンパニー ＡＤプロジェクト 中田泰詩 プロジェクト長には，マイクロカプセルに関する情報を頂き，参考となりましたので，厚く御礼申し上げます.

大阪大学大学院工学研究科環境工学専攻博士前期課程 2 年　羽原宏美さん，大阪電気通信大学機械工学科博士前期課程修了 (2002 年) 仲村定洋君，大阪電気通信大学電気工学科 4 年　藤原隆次君，また大阪大学大学院基礎工学研究科木本研究室の学生諸氏，大阪大学大学院工学研究科水野研究室の学生諸氏，ならびに大阪電気通信大学工学部 大西研究室の学生諸氏には，誠にお世話になり，研究を助けて頂きましたことを深く感謝致します.

本研究が遂行されたことをここに記し，お世話になった皆様には厚く感謝の意を表します.

本論文に関係する著者の発表論文

学術論文

(1). Onishi J., Soeda H. and Mizuno M. : Numerical study on a low energy architecture based upon distributed heat storage system, Renewable Energy, Vol.1, pp.61-66, 2001

(2). 添田晴生，大西潤治，木本日出夫：PCM を利用した室内熱環境調整に関する研究 第１報—PCM 数値モデルの検証と熱気流環境解析コードへの導入，空気調和・衛生工学会論文集，No.86，pp.11-19，2002

国際会議・会議録

(1). Onishi J., Soeda H. and Mizuno M. : Numerical Simulation of Distributed Heat Storage System in a Residential Room with a Massive Wall, Proc.of 7thInternational Conference on Thermal Energy Storage, Sapporo, Japan, Vol.1, pp.343-348, 1997-6

(2). Soeda H., Onishi J., Kim J.R. and Mizuno, M. : Numerical Study on the Effect of Latent Heat Storage in a Heating System of a Residential Room, Proc. of the 4th JSME-KSME Thermal Engineering Conference, Kobe, Japan, Vol.1, pp247-252, 2000-10

(3). Onishi J., Soeda H., Kim J.R. and Kimoto H. : Application of a Numerical Test Room to Evaluating Energy Systems and Thermal Environments of Low Energy Architectures, 38th Annual Conference of the Australian and New Zealand Solar Energy Society, Brisbane, Australia, pp.133-141, 2000-12

(4). Onishi J., Soeda H., Nakamura N., Mori K. et al. : Development of Numerical Method for Estimation of Energy Consumption in Various Residential Houses Including Passive Solar Ones, Proc. of 4th ISES Europe Solar Congress, Bologna Italy, 2002-6, in CD-Rom.

(5). Soeda H., Onishi J., Kim J.R. and Kimoto H. : Numerical Study on the Effect of Latent Heat Storage in a Cooling System with Solar Energy, 38th Annual Conference of the Australian and New Zealand Solar Energy Society, Brisbane, Australia, pp.151-159, 2000-12

国内学術講演論文

(1). 添田晴生，大西潤治，水野　稔：躯体蓄熱をベース空調とした省エネルギ住宅に関する研究—CFDによる基本的性能の検討—，日本機械学会　第9回環境工学総合シンポジウム'99講演論文集，pp.372-375，1999

(2). 添田晴生，大西潤治，水野　稔：躯体蓄熱をベース空調とした省エネルギ住宅に関する研究 —潜熱蓄熱材を適用した場合—空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.1585-1588，1999

(3). 添田晴生，大西潤治，水野　稔：躯体蓄熱をベース空調とした省エネルギ住宅に関する研究—その2．簡易計算法によるパッシブソーラーシステムの熱的性能評価—，日本機械学会　第10回環境工学総合シンポジウム2000講演論文集，pp.324-327，2000

(4). 添田晴生，大西潤治，木本日出夫：躯体蓄熱をベース空調とした省エネルギ住宅に関する研究—その3．夏期におけるPCMボード壁の室温上昇抑制効果に関する数値解析的研究—，日本機械学会　第11回環境工学総合シンポジウム2001講演論文集，pp.437-440，2001

(5). 添田晴生，大西潤治，仲村定洋，森　幸治，木本日出夫：住宅における暖冷房システムの総合評価に関する研究—CFDをベースとした暖冷房負荷計算モデルの開発—，日本機械学会　第12回環境工学総合シンポジウム2002講演論文集，pp.485-488，2002