

# 建物の断熱性能と暖房方式が室内温熱環境と室内投入熱量に与える影響

## INFLUENCE OF BUILDING INSULATION PERFORMANCE AND HEATING SYSTEMS ON THERMAL ENVIRONMENT AND ENERGY PERFORMANCE

大森 敏明\*, 田辺 新一\*\*, 板垣 雅治\*\*\*  
Toshiaki OMORI, Shin-ichi TANABE and Masaharu ITAGAKI

Thermal comfort in a heated room is much affected by the characteristics of envelop, especially its thermal insulation properties and the heating system. Coupled convection-radiation simulation is conducted to estimate heat release from a floor heating system or a wall-mounted air-conditioning unit under the same equivalent temperature with simulated human body under five building insulation levels including three levels of Japanese energy conservation standards for residential building. A human body model is placed on the floor in a seated posture and controlled by comfort regulation of thermal manikin. In computations, sensible heat release from the human body is matched for different heating systems by properly controlling temperature of the heating panels under the floor or hot air from the air-conditioner. When heat loss from the bottom of the heating panels is neglected, heat release from the floor heating system is smaller than that from the air-conditioning unit.

**Keywords** : *Building Insulation Performance, Heating Energy Consumption Rate, Coupled Convection-Radiation Simulation, Equivalent Temperature, Floor Heater, Air-Conditioner*  
断熱性能, 暖房投入熱量, 対流 - 放射連成解析, 等価温度, 床暖房, エアコン

### 1. はじめに

住宅の暖房に求められる基本性能は、温熱快適性と省エネルギー性を同時に満たすことである。暖房時の温熱快適性と省エネルギー性は建物の断熱性・気密性はもちろんのこと、暖房システムによっても影響を受ける。家庭用の暖房システムは放射型と対流型に大別されるが、これらの暖房システムによって形成される温熱環境の相異は小さくない。本研究では、床暖房と壁掛けエアコンに注目し、それぞれの暖房方式によって形成される室内温熱環境の相違とともに、全身温冷感が同一とみなせる場合の室内投入熱量の相違を明確にすることを目的とする。

これまでに、暖房機の種類によって室内に形成される温熱環境や暖房に必要なエネルギーが異なることを報告した研究は多い<sup>2,3)</sup>。しかし、暖房方式が異なれば室内に形成される温熱環境も異なるため、暖房に必要なエネルギーを暖房方式間で比較しようとする場合、どのような温熱環境の評価指標を用いるかが問題となる。評価基準の候補としては、作用温度、PMV、SET\*、等価温度などが考えられる。

堀らは、壁・天井表面温度を空気温度とできるだけ一致させた上で、これらの温度と床表面温度を種々に組み合わせることによ

って不均一温熱環境を形成できる人工気候室で被験者実験を行って、人体部位ごとの至適作用温度を導いた<sup>4)</sup>。至適作用温度は足元で高く頭部で低くなるような勾配を有することを見出し、至適作用温度と室内の人体部位における作用温度との差に基づいて全身温冷感や不満足者率を評価できるとした。住宅事業建築主の判断の基準におけるエネルギー消費量計算方法の解説<sup>5)</sup>では、空気温度と平均放射温度の算術平均値で簡易に作用温度を算出し作用温度が一致すれば温熱環境が等価であるとみなしている。床暖房部の重み係数を0.4、床暖房部以外の壁体表面については各面の面積比を重み係数として求めた平均表面温度を平均放射温度としている。しかし、作用温度は居室の速度分布に基づく対流熱伝達を含めて評価しなければならないため、暖房方式が異なる場合、このように簡易に求めた作用温度が一致しても温熱環境が同じになるとは限らない<sup>6)</sup>。

PMVは、ISO7730<sup>7)</sup>およびASHRAE Standard 55<sup>8)</sup>に採用されている代表的な温熱環境評価指標であるが、室内温熱環境が大略均一とみなせる場合はPMVで評価して差し支えないが、不均一な環境の評価には適さない<sup>4)</sup>。ISO7730では、まず熱的中立を評価するPMVが快適範囲にあることを必要条件とし、その上で、ドラフト・上下空気温度差・床面温度・不均一放射の局部不快感が

本論文は2008年度大会学術講演会において発表した内容<sup>1)</sup>を発展させてまとめたものである。

\* 東京ガス(株) 工博

\*\* 早稲田大学理工学術院建築学科 教授・工博

\*\*\* 東京ガス(株) 工修

Tokyo Gas Co., Ltd., Dr. Eng.

Prof., Department of Architecture, Waseda University, Dr. Eng.

Tokyo Gas Co., Ltd., M. Eng.

ないことを要求している。大森ら<sup>9,10)</sup>は対流・放射連成シミュレーションで求めた床暖房とエアコンの温熱環境をISO7730に基づいて評価している。田澤らは室内温熱環境と暖房に必要なエネルギーの両者を人工気候室内に設置した試験室に暖房機器を設置して評価する性能試験法を提案し、室内の5か所で空気温度、床温度、グローブ温度および風速を測定している<sup>11)</sup>。室内の温熱環境の不均一性を考慮して、これらの測定値から上下温度差、水平温度差、作用温度平均値、PMV平均値を算出し、温熱環境の評価指標としてはPMV平均値を用いている。

坂口らは、日本建築学会標準モデルの居間を対象として床暖房、エアコンをそれぞれ用いた場合のCFD解析を次世代省エネルギー基準(Ⅲ地域)について実施している<sup>12)</sup>。温熱環境の評価指標としてはSET\*を用い床上0.5mから1.8mまでの平均値を22℃とした場合、床暖房はエアコンよりも暖房に必要な熱量が9%多く、断熱材厚さを半減して断熱性能を低下させたケースでは床暖房はエアコンよりも16%少ないという結果を示している。さらに、床暖房とエアコンの両方を備えた次世代省エネルギー基準(Ⅳ地域)を満たす住宅を対象として居住状態において床暖房、エアコンそれぞれが室内に放熱する熱量を2カ月にわたる実測によって調べ、床暖房の方がわずかに小さい(約4%)と報告している。

不均一温熱環境にPMVやSET\*を用いる場合、大森ら<sup>9,10)</sup>、田澤ら<sup>11)</sup>、坂口ら<sup>12)</sup>は、それぞれ独自に設定した複数の測定点におけるこれらの平均値と温熱環境要素の空間分布を用いて評価しており、ISO7730ではPMVに加えて局部不快感に関する評価を求めている。PMVおよび温熱環境要素の空間分布を適切に考慮すれば、温熱環境を評価することは可能と考えられるが、異なる居室の温熱環境が一致する条件を見出すことは容易ではない。

車室内の温熱環境評価基準であるISO14505-2<sup>13)</sup>では、等価温度を評価指標として採用し、サーマルマネキンを用いて測定された顕熱放熱量を等価温度に換算して評価することとしている。等価温度を評価指標とする場合、人体からの顕熱放熱量が等しければ全身温冷感も等しいという前提に立っている。サーマルマネキンを用いた等価温度は、人体と環境との間の顕熱授受を直接評価するので、不均一な温熱環境における全身温冷感の評価に適すると考えられる。

温熱環境が快適であるためには、全身温冷感が中立であることが必要条件になる。従って、本研究では温熱環境等価の条件を人体の全身温冷感が一致することとし、等価温度を温熱環境指標として採用することとした。人体モデルとしては、コンフォート制御<sup>14)</sup>されたサーマルマネキンの数値モデルを用い、数値サーマルマネキンからの放熱量を人体顕熱放熱量とみなした。同一等価温度環境下においては、暖房の質という点から考えると、全身温冷感だけでなく局部温冷感およびそれに付随する快適性が温熱環境を評価する上で重要な要素である。これらを含めた暖房の質を等価に評価することが現状では困難なため、エネルギー評価に際してはサーマルマネキン等価温度によるものとした。

本研究では、建物モデルの断熱性能を旧省エネルギー基準、新省エネルギー基準、次世代省エネルギー基準、次世代省エ

ネルギー基準から一段と断熱性能を引き上げた次世代超断熱性能、さらに壁体を断熱した完全断熱の5つの断熱レベルにそれぞれ対応させて対流・放射連成シミュレーションを行い、人体モデルの顕熱放熱量を代謝量1.1met時の熱的中立状態に相当する値(44.2W/m<sup>2</sup>)に保つために必要な室内暖房投入熱量を比較する。暖房システムとしては、床暖房とエアコンを取り上げた。人体姿勢は床暖房とエアコンに共通なものとして椅座位とした。これにより、人体の全身温冷感が等価とみなせる条件下での建物断熱性能、暖房システム間の比較が可能になる。

## 2. 解析対象モデル

### 2.1 部屋モデル

解析対象とした住宅の居間の概要を図1に示す<sup>注1)</sup>。内寸法は幅5.33m×奥行3.77m×高さ2.4mで13.5畳に相当する。南側に掃き出し窓(幅1.64m×高さ2.0m)が2面取り付けられ、各窓にはカーテン(東側:幅1.74m×高さ2.05m、西側:幅1.69m×高さ2.05m)がかけられている。カーテンと窓との間の距離は50mm、カーテンの下端と床との間の距離は15mmとした。西壁の床上1.6mに設置された給気口と南壁に8個、西壁に16個設置された給気用シリンダー(18mm×18mm)から外気が導入される。給気用シリンダーは隙間からの漏気を模擬するために設けたものである。給気量は、給気口と給気用シリンダーに50%ずつ配分した。給気は全量が北壁の床上0.15mに設置された排気口(90mm×90mm)から排気される。外気温度は5.5℃一定とした。建物モデルの断熱性能については、旧省エネルギー基準、新省エネルギー基準、次世代省エネルギー基

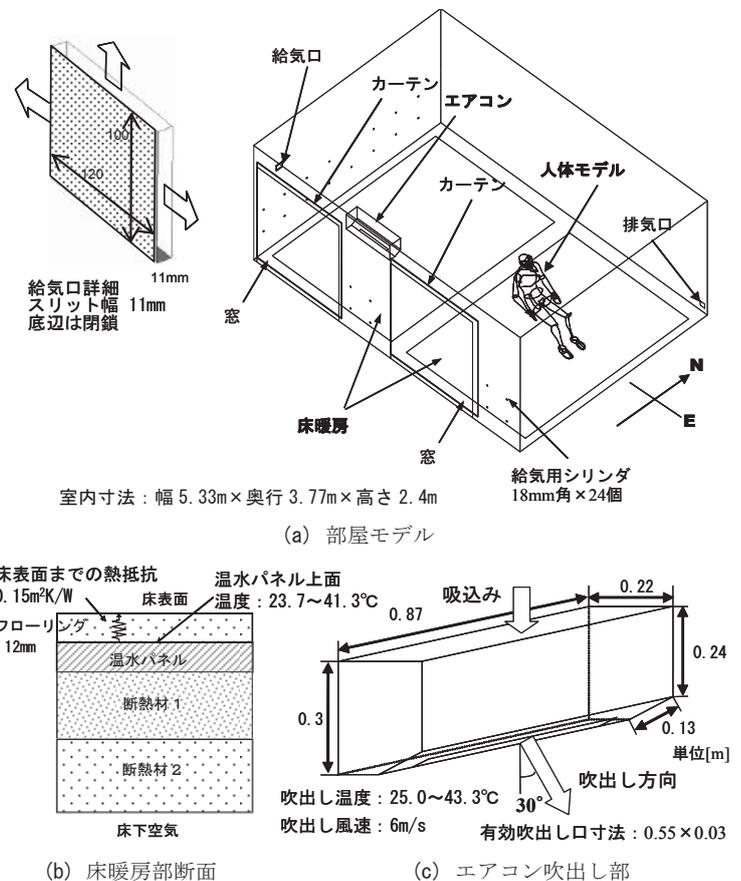


図1 解析対象モデル

表 1 省エネルギー基準と断熱性能

項目	旧省エネ	新省エネ	次世代省エネ	次世代超	壁体完全断熱
熱損失係数 [W/m <sup>2</sup> K]	5.58 (5.58)	3.95 (3.95)	2.7(2.7)	1.7(1.9)	0.4
熱貫流率 [W/m <sup>2</sup> K]	北壁	—	—	—	—
	南壁	1.32 (1.05)	0.78 (0.78)	0.53 (0.53)	0.53 (0.5)
	西壁	1.32 (1.05)	0.78 (0.78)	0.53 (0.53)	0.53 (0.5)
	東壁	—	—	—	—
	床	1.32 (1.05)	0.51 (0.62)	0.26 (0.34)	0.18(0.2)
	天井	—	—	—	—
窓	6.98 (6.98)	6.5 (6.5)	4.65 (4.65)	1.9 (1.9)	—
換気回数 [1/h]	1.0 (1.0)	0.7 (0.7)	0.5 (0.5)	0.5 (0.5)	0.5

( ) 内の数値は、旧、新、次世代省エネについては省エネルギーハンドブックの基準値、次世代超については文献(5)の設定値を示す。

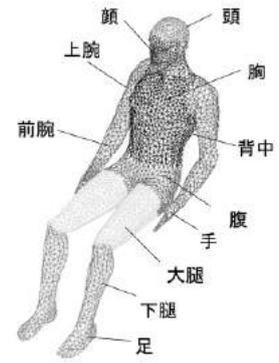


図 2 人体モデル

表 2 境界条件

流体計算ルーチン	流 出 入 口		エアコン		給気口	給気シンダラー	排気口	
			吹出し口	吸込み口				
	流入境界条件	速度 [m/s]		6.0 (鉛直下方30°)	-0.49 ***	上向き: 0.84*** 水平方向: 1.01	0.429***	-0.865***
		温度 [°C]		25.0~43.3**	—	5.5	5.5	—
乱流強度 [-]			0.1	—	0.1	0.01	—	
乱れの長さスケール[m]			0.055	—	0.01	0.0018	—	
固 体 面		人体モデル		壁 体				
壁面境界条件	速度	no-slip						
	温度	放射計算ルーチンによって求められる温度						

放射計算ルーチン	固 体 面	人体モデル	床暖房	壁 体
	温度	$q = \frac{36.4 - t_{cl}}{0.054 + 0.155 I_{cl}}$ q: 熱流束[W/m <sup>2</sup> ], t <sub>cl</sub> : 着衣表面温度[°C], I <sub>cl</sub> : 着衣の熱抵抗[clo]	床暖房パネル上面23.7~41.3°C* 床表面までの熱抵抗0.15m <sup>2</sup> K/W	室内壁から外気までの熱抵抗 外気温は5.5°C
	放射率[-]	0.9	0.9	
	対流熱流束	流体計算ルーチンによって求められる対流熱流束		

\* 各断熱レベルに対して、人体頭熱放熱量が44.2W/m<sup>2</sup>になるように調整  
 \*\* 吹出し質量流量と吸込み質量流量を一致させるため、吸込み速度を吹出し温度ごとに修正を加えている  
 \*\*\* 換気回数0.5回/hの場合の値を示す

準、次世代超断熱仕様および壁体完全断熱を対象とした。各省エネルギー基準に対する建物部位ごとの熱貫流率と換気回数の設定値を表1に示す。木造戸建住宅を対象とした。括弧内の数値は、旧、新、次世代省エネルギー基準では省エネルギーハンドブックに記載されている基準値、次世代超では文献(5)の設定値である。建物の熱損失係数を基準値に一致させることを優先させたため、壁、床の熱貫流率は省エネルギーハンドブックに記載されている基準値とは若干異なる。建物の熱損失係数は建物全体を対象とした断熱性能を表す指標であるが、本研究では住宅の居間のみを切り取ったモデルを考え、居間の北壁、東壁および天井は、暖房された隣室に接していると仮定して断熱として扱い、熱損失係数については建物全体の値をそのまま用いた。カーテンの熱抵抗は0.01m<sup>2</sup>K/Wとした。

床暖房部の構成を図1(b)に示す。床暖房パネル(幅2.38m×奥行3.29m)を2枚設置し、床暖房敷設率は寸法基準で78%になる<sup>註2)</sup>。温水パネル上面から床表面までの熱抵抗を0.15m<sup>2</sup>K/Wとし、温水パネル上面から上方を解析対象とした。エアコンはその下端が南壁の床上2.1mにくるように設置した。鉛直下方から30°の向きに速度6.0m/sで温風を吹出すものとした(図1(c))<sup>註3)</sup>。有効吹出し口寸法は0.55m×0.03mとした。固体面メッシュ数は約22,000、空間

セル数は約260,000である。

## 2.2 人体モデル

図2に示す椅座位の男性精密人体形状モデルを用いた。身長1.72m、表面積1.86m<sup>2</sup>の体格とした。人体モデルは南壁から1.9m、東壁から1.6mの位置(臀部の中心)に設置し、メッシュ作成の都合上足裏は床から20mm浮いた状態とした<sup>註4)</sup>。人体各部の着衣量は冬季の標準的な室内着に相当する1cloとした。ただし、足は0.3clo、頭は2clo、顔・首・手は0cloとした。人体表面のメッシュ数は約9000であり、表面から厚さ1mmのブリズム形状の境界層メッシュを倍率1.1で3層押し出した。壁座標y+はおおむね1以下である。壁体およびカーテンの表面からは、厚さ3mmの境界層メッシュを倍率1.1で3層押し出した。

## 3. 解析方法および境界条件

熱的中立状態にある人体の放熱量と皮膚温を、対流・放射連成シミュレーションによって解析する。対流解析は、SIMPLE法と二次精度の差分スキームMARS(単調移流再構成スキーム)を用い、Lien等の低レイノルズ数型乱流モデル<sup>20)</sup>を採用した。放射解析は、対称化演算によって精度を向上させたMonte Carlo法<sup>21)</sup>を用いた。人体から

の放熱量は、サーマルマネキン  
のコンフォート制御に用いられて  
いる制御方式である熱的中立式<sup>14)</sup>  
を着衣の熱抵抗を勘案できるよう  
拡張した式(1)を用いた。

$$q = \frac{36.4 - t_{cl}}{0.054 + 0.155I_{cl}} \quad (1)$$

ただし、着衣の外表面積が体表面  
積に比べて増加することによる着  
衣熱抵抗の減少は考慮していない。  
ここで、 $q$ は顕熱熱流束 $[W/m^2]$ 、 $t_{cl}$   
は着衣表面温度 $[^{\circ}C]$ 、 $I_{cl}$ は着衣の  
熱抵抗 $[clo]$ である。 $I_{cl}=0$ のとき、  
 $t_{cl}$ は皮膚温 $t_{sk}$ に等しい。

表2に主な境界条件をまとめて  
示す。各断熱レベルに対して椅座  
位の人体モデルの顕熱熱流束の平  
均値が代謝量1.1met時の熱的中  
立状態に相当する値 $(44.2W/m^2)$   
になるように、床暖房では温水パ  
ネル上面温度を $23.7\sim 41.3^{\circ}C$ に、  
エアコンでは吹出し温度を $25.0$   
 $\sim 43.3^{\circ}C$ に調整することにより暖  
房システムから室内への投入熱量  
を与えた。なお、人体からの顕熱  
熱流束が等しいことは、等価温度  
が等しいことと同義である。室内  
壁表面から外気までの熱抵抗は、室  
内における熱伝達抵抗を $0.13m^2K/W$   
とし、表1に示す熱貫流率の逆数  
からこの値を差し引いて求めた。

放射計算ルーチンにおいて求め  
られた人体および室内の各表面温  
度分布を対流計算ルーチンにおい  
て温度規定境界条件として設定し  
て計算を行う。次に対流計算ルー  
チンにおいて求められる各表面の  
対流熱流束を放射計算ルーチン  
において熱量保存則から表面温度  
分布を求める。これらのルーチン  
を収束解が得られるまで繰り返す。

なお、本研究で用いたシミュレ  
ーション手法については、人工気  
候室内におけるサーマルマネキン  
実験結果と比較することにより妥  
当性を確認している<sup>22-25)</sup>。

## 4. 解析結果

### 4.1 壁体表面温度分布

次世代省エネルギー基準の場合  
について壁体および人体の表面温  
度分布を図3に示す。床暖房では  
床暖房面でおおむね $26\sim 27^{\circ}C$   
である。壁面はおおむね $21\sim 22^{\circ}C$   
に分布している。西壁の上部の給  
気口周囲では外気が進入するため  
 $16^{\circ}C$ 以下と温度が低い。カーテ  
ン表面温度は $17\sim 20^{\circ}C$ で、この  
給気の影響のため西側(図で右側)

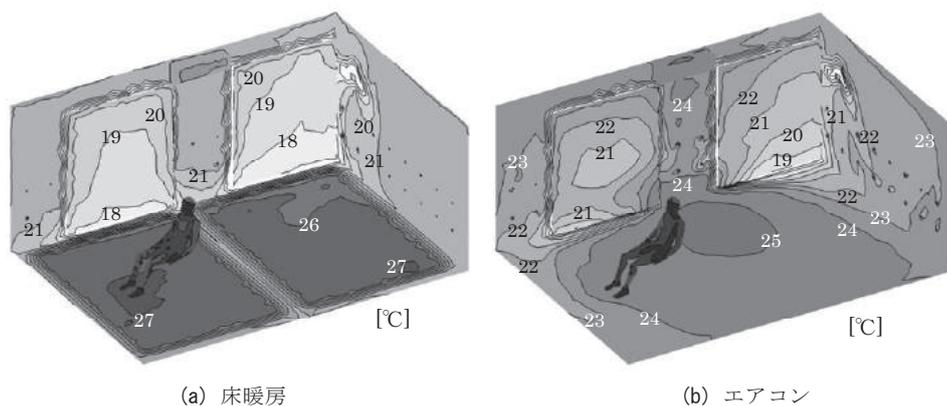


図3 壁体および人体表面温度分布(次世代省エネルギー基準)

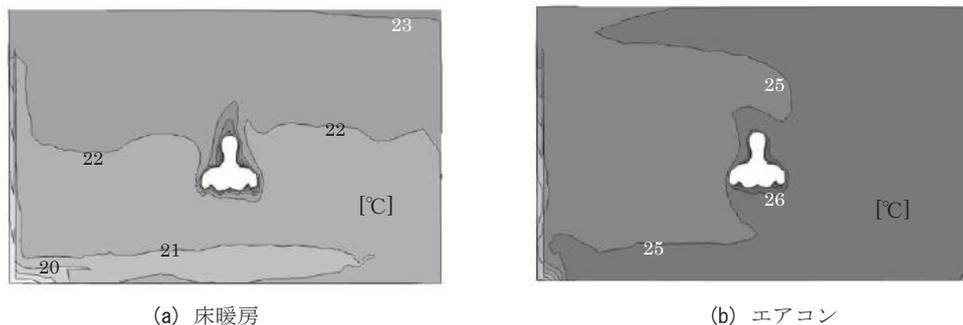


図4 空気温度分布(次世代省エネルギー基準)

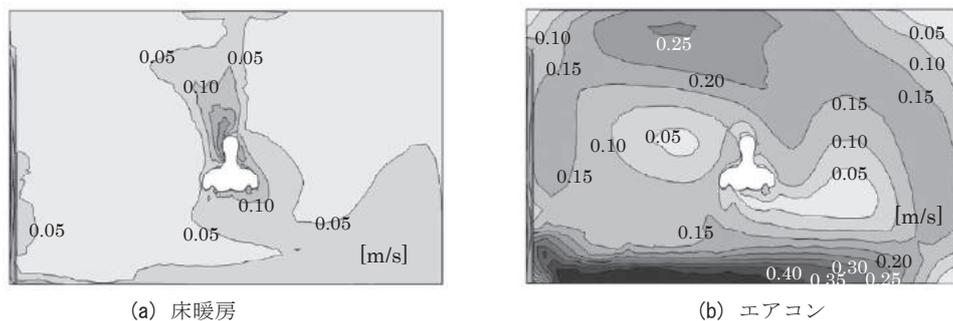


図5 スカラー風速分布(次世代省エネルギー基準)

テンは東側よりも低い。エアコンでは温度 $32.0^{\circ}C$ で下向きに吹出す  
気流が衝突する床表面で $25\sim 26^{\circ}C$ と最も高く、その周囲に向かって  
次第に低下する同心円状の温度分布となっている。壁面は $21\sim 24^{\circ}C$   
に分布している。エアコン下方の壁温が高いのはエアコンの吹出し  
気流のためである。西壁の上部の給気口周囲では外気が進入するた  
め $16^{\circ}C$ 以下と温度が低い。この給気の影響のため、西側のカーテ  
ン表面温度が東側よりも低いのは床暖房と同様である。

次世代省エネルギー基準より断熱性能が高い次世代超、壁体完全  
断熱では室内各面の温度は均一に近づき、断熱性が低い新省エネ  
ルギー基準、旧省エネルギー基準では、面ごとの温度の差は拡大する  
傾向がある(図は省略)。

### 4.2 室温および風速分布

次世代省エネルギー基準の場合について人体モデルを含む鉛直断  
面内の空気温度および風速分布を図4、5に示す。床暖房では、空  
気温度は床近傍を除いて $20\sim 23^{\circ}C$ で比較的一様な分布である。人体

周囲には、特に頭上に人体の発熱に伴うプルームが明瞭に現れている。エアコンでは、室温は 24~26℃の分布となっている。エアコンからの吹出し気流は図 3(b)から明らかなように床に到達しており、床近傍を除いてほぼ様な温度分布を形成している。人体周囲には、人体の発熱に伴うプルームはほとんど見られない。

図 5 に示すように、床暖房の場合は、0.1m/s 以下の静穏な気流場である。エアコンではエアコンの下向き吹出し気流が部屋全体を攪拌しているため部屋中央で 0.1~0.2m/s、人体モデル近傍の床付近で最大 0.4m/s に達している。床暖房に比べて風速が大きいためドラフトが増加するとともに足部における対流熱流束の増加による局部不快感が増大する懸念がある。

### 4.3 皮膚温分布

次世代省エネルギー基準の場合について皮膚温分布を図 6 に示す。エアコンの場合の右足は床暖房の場合に比べて 0.5℃低い。これは足部付近の床表面温度がエアコンでは 24℃であり、床暖房の 27℃と比べて低いことが原因として挙げられる。右足が左足よりも皮膚温が低いのは、温度の低い窓部（カーテン）に向き合っているためである。エアコンの場合の手は床暖房と比べて 0.5~0.6℃低い。これは床表面温度の相違に加えて、エアコンでは人体周囲の風速が大きいために対流熱伝達が促進されるためと考えられる。上半身では、エアコンは床暖房よりも 0.1℃程度高い。

### 4.4 上下空気温度分布

図 7 に上下空気温度分布を、床暖房は実線でエアコンは破線で示す（北壁から 0.4m、東壁から 1m の位置<sup>注5)</sup>）。床表面温度は建物の断熱性が低いほど、エアコンでは低く、床暖房では暖房出力を増加させるため高くなる。床暖房では、窓面からのコールドドラフトと南壁と西壁の下部に設けたシンダーから流入する外気のため、床表面温度から急激に低下した後天井方向に向けて緩やかに上昇する温度勾配が形成される。エアコンでは、建物の断熱性が低いほど床付近で低く天井付近で高い大きな上下温度分布が形成されるとする経験則と異なり、床近傍を除くと一様に近い分布である。これは、本解析で用いたエアコンの吹出し速度が 6 m/s と大きいため吹出し気流の影響が広範囲に及ぶためである。断熱性能が向上するに従い、床暖房とエアコンの空気温度の差は小さくなる。壁体完全断熱でエアコン吹出し速度が 6m/s の場合は、温度 24.6℃の様な分布にな

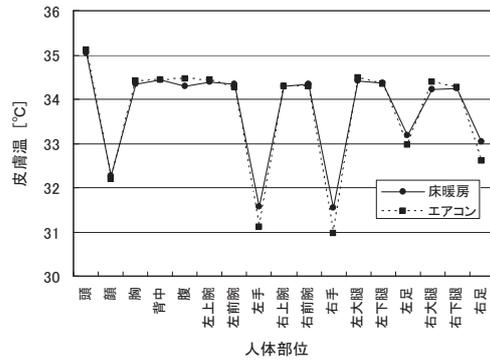


図 6 皮膚温分布 (次世代省エネルギー基準)

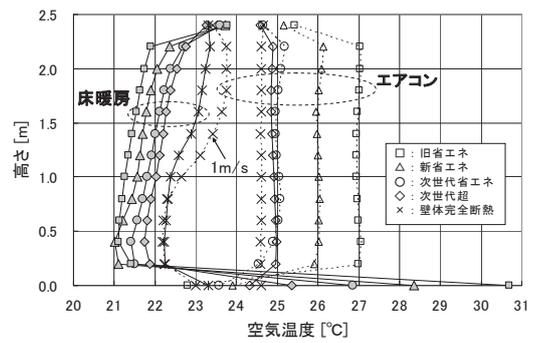
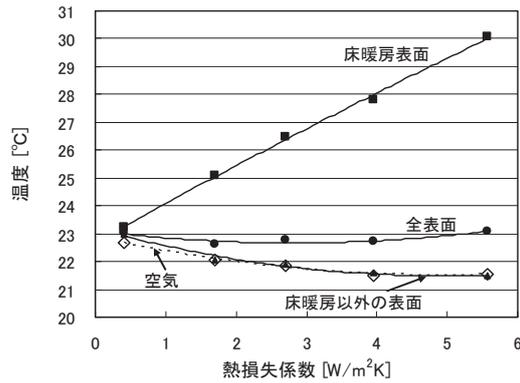
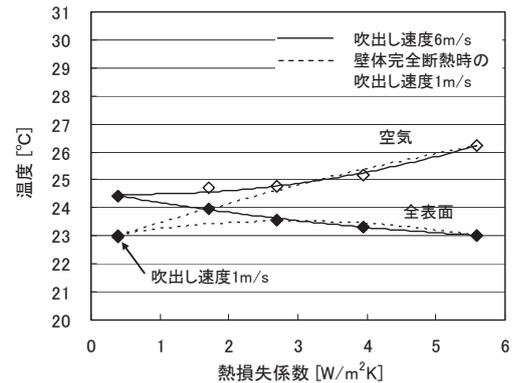


図 7 上下空気温度分布



(a) 床暖房



(b) エアコン

図 8 熱損失係数と室内温度の関係

る。断熱性能の向上に伴ってエアコンの吹出し速度を低下させるのが合理的と考えられるので、壁体完全断熱のケースについて吹出し速度 1m/s とした解析も行った。吹出し速度 1m/s の場合、床暖房とエアコンの空気温度はほぼ一致する

### 4.5 熱損失係数と室内温度

図 8(a), (b) に熱損失係数と室内温度の関係を示す。床暖房では、熱損失係数大きい場合（低断熱）には床暖房表面温度が高く床暖房以外の室内表面温度が低いが、全表面の平均温度<sup>注6)</sup>は断熱性能に係わらずほぼ一定である。室内空気平均温度<sup>注7)</sup>は断熱性が向上するに従い高くなる。これらの温度は壁体完全断熱のとき約 23℃になる。

エアコンでは、熱損失係数大きい場合、平均空気温度が高く全表面の平均温度が低く両者の差が大きいが、断熱性能を向上させるに従い小さくなり、壁体完全断熱のとき吹出し速度 6m/s では 24.4℃になる。吹出し速度 1m/s では 23℃になり、床暖房と一致する。このとき、空気温度と室内表面温度が等しく、室内の風速がほぼ 0m/s であるため、この解析条件における等価温度は 23℃とみなすことができる。

### 4.6 暖房投入熱量

人体顕熱熱流束が 44.2W/m<sup>2</sup> となるとき、床暖房およびエアコンの暖房投入熱量を建物モデルの断熱性能ごとに表 3 に示す。床暖房では温水パネルに供給される熱量のうち、温水パネルから上方に向かって室内に放熱されるものを室内投入熱量、下方に向かう放熱量を床下損失としている。床下損失は式(2)によって見積もった。

$$Q_p = A(t_p - t_{out}) / R_p \quad (2)$$

ここで、 $A$ は温水パネル面積[m<sup>2</sup>]、 $R_p$ は温水パネルから床下空気までの熱抵抗[m<sup>2</sup>K/W]、 $t_p$ はパネル表面温度[°C]、 $t_{out}$ は床下空気温度[°C]である。次世代省エネルギー基準で上面放熱率を0.83<sup>26)</sup>として、 $R_{p\_次世代}$ を算出し、他の断熱仕様に対しては式(3)を用いて補正した。

$$R_p = \frac{\text{次世代省エネ基準の熱損失係数}}{\text{任意の断熱性能の熱損失係数}} \times R_{p\_次世代} \quad (3)$$

エアコンでは、吹出し空気と吸込み空気の顕熱の差に相当する熱量が室内投入熱量であり、これに人体放熱量を加えた熱量が室内への全入熱量となる。床暖房では、室内投入熱量に人体放熱量を加えたものを室内放熱量、さらに床下損失を加えたものを全入熱量とした<sup>注8)</sup>。括弧内の数字は、エアコンを1としたときの比率を表している。

図9に断熱性能と投入熱量の関係を示す。断熱性能の向上に伴って、室内投入熱量および床下損失が大幅に減少していく様子を示している。壁体完全断熱の場合、全入熱量は換気負荷と一致する。

図10は床暖房のエアコンに対する全入熱量の比および室内投入熱量の比と熱損失係数の関係を示したものである。温水パネル下部の断熱性を壁体の断熱性能に合わせて向上させる場合、全入熱量比はいずれの熱損失係数においても1を下回っている。実線は熱損失係数に依らずエアコン吹出し速度を6m/s一定とした場合である。熱損失係数が小さくなる(断熱性が向上)に従いエアコンの吹出し温度

が低下するため人体周りの対流熱流束が増加することとなり、全入熱量比、室内投入熱量比とも熱損失係数2W/m<sup>2</sup>K付近でピークを持つ上に凸の曲線となった。壁体完全断熱の場合のエアコン吹出し速度を1m/sとした場合(室内投入熱量は55W)の解析結果も図10に示す。破線は、旧、新、および次世代省エネルギー基準の全入熱量比とこの点をスムーズに結んだものであり、全入熱量の比は、熱損失係数が小さくなるに従い1に近づくことがわかる。

図8の熱損失係数と室内温度の関係をみると、人体からの顕熱放熱量を44.2W/m<sup>2</sup>に保つ場合、たとえば旧省エネルギー基準では、壁体貫流熱量に関係する全表面平均温度は、床暖房とエアコンでほぼ等しく、換気損失熱量に関係する平均空気温度は床暖房で21.5°C、エアコンで26.2°Cとなり、エアコンの方が高い。この結果全入熱量比は0.81となった。これらの温度の差は、熱損失係数が小さくなるに従い縮小し、新省エネルギー基準で0.89、次世代省エネルギー基

準で0.92と予測された。壁体完全断熱の場合、床暖房と吹出し速度1.0m/sのエアコンで比べるといずれの温度も約23°Cとなり(図8)、全入熱量比はほぼ1になる。

床暖房の場合、温水パネルより下部の断熱性能により床下損失熱量が変わるので、床暖房の床下損失を含めない室内投入熱量の比をエアコンを1として示すと、旧省エネルギー基準で0.62、新省エネルギー基準で0.71、次世代省エネルギー基準で0.75となる。なお、壁体完全断熱の場合、床暖房の床下損失がゼロになるので室内投入

表3 断熱性能と暖房投入熱量 [W]

断熱性能	旧省エネ		新省エネ		次世代省エネ		次世代超		壁体完全断熱	
	床暖房	エアコン								
室内投入熱量	1167	1890	853	1199	607	806	383	505	54	75
	(0.62)	(1)	(0.71)	(1)	(0.75)	(1)	(0.76)	(1)	(0.72)	(1)
床下損失	343	—	207	—	124	—	76	—	0	—
人体放熱量	84	84	84	84	84	84	84	84	84	84
室内放熱量	1251	1974	937	1283	691	890	467	589	138	159
	(0.63)	(1)	(0.73)	(1)	(0.78)	(1)	(0.79)	(1)	(0.87)	(1)
全入熱量	1593	1974	1144	1283	815	890	542	589	138	159
	(0.81)	(1)	(0.89)	(1)	(0.92)	(1)	(0.92)	(1)	(0.87)	(1)

- 注1) 本表では、温水パネルに供給される熱量のうち、温水パネルから上方に向かうものを室内投入熱量、下方に向かうものを床下損失としている。  
 注2) 温水パネルから床下空間への放熱量はパネル温度と熱損失係数に比例するものとして算出した。エアコンでは床下損失に相当する損失が室内投入熱量に含まれている。  
 注3) ( ) 内の数字は、エアコンを1としたときの比率

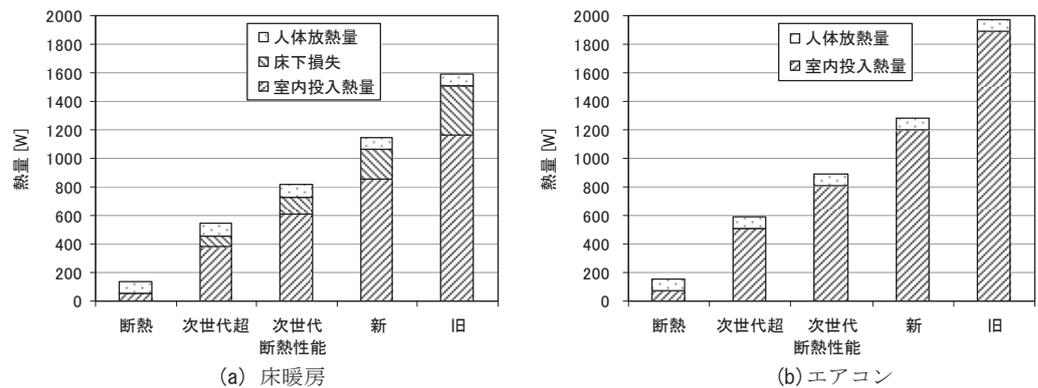


図9 断熱性能と投入熱量の関係

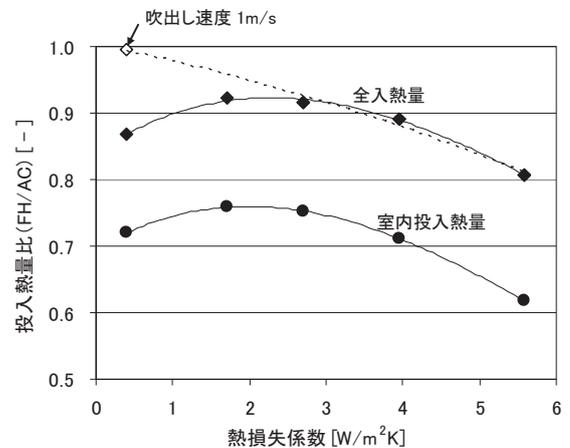


図10 熱損失係数と投入熱量比 (FH(床暖房)/AC(エアコン))

熱量比も1に近づくことになる。

## 5. まとめ

建物の断熱性能と暖房システムによって、暖房投入熱量がどのように変わるのかを、人体の頭熱放熱量を一定、すなわち等価温度を一定とした条件下で対流・放射連成解析によって詳細に調べた。断熱性能は旧・新・次世代の3省エネルギー基準と次世代省エネルギー基準を上回る断熱性能の次世代超、および究極の断熱性能である壁体完全断熱の5つのレベルとし、暖房システムは代表的な放射方式である床暖房、温風方式であるエアコンとした。

建物の断熱性能の向上に伴い、床暖房、エアコンともに暖房投入熱量は顕著に減少する。建物の断熱性能と全投入熱量の関係を床暖房とエアコンで比較すると、床暖房の温水パネル下部の断熱性能を壁体の断熱性能に合わせて向上させる場合には、吹出し風速6m/sのエアコンの全入熱量を1とした場合、床暖房では旧省エネルギー基準で0.81、新省エネルギー基準で0.89、次世代省エネルギー基準で0.92となり、断熱性能が向上するほど(熱損失係数が小さくなるほど)床暖房とエアコンの全入熱量の差が小さくなる傾向が見られた。壁体を完全断熱とし、エアコンの吹出し風速を1m/sとした場合には、床暖房とエアコンの差はほとんどなかった。室内投入熱量は吹出し風速6m/sのエアコンを1とした場合、床暖房では旧省エネルギー基準で0.62、新省エネルギー基準で0.71、次世代省エネルギー基準で0.75と予測された。

本研究では、床暖房とエアコンの快適性や局部温冷感の相違については評価の対象としなかった。今後、快適性を予測する上でより適切と考えられる人体血流モデルを用いて異なる暖房方式間の快適性の違いに関して研究を進めていく予定である。

## 謝辞

本研究は(財)ベターリビング「快適性を考慮した異なる暖房方式のエネルギー評価手法に関する研究委員会」(委員長 鎌田元康 神奈川大学工学部教授)の活動の一部を発展させたものである。委員各位に感謝の意を表す。

## 参考文献

- 1) 板垣、大森、田辺：対流・放射連成シミュレーションによる室内温熱環境の総合評価(その8)建物の断熱性能・暖房システムと暖房エネルギーの関係、日本建築学会大会学術講演梗概集D-2、pp.369-370、2008.9
- 2) 須藤、小峯、田辺、倉淵、吉田、斉藤：高気密・高断熱居室と標準居室における各種暖房の温熱環境・エネルギー消費量に関する研究、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.789-792、1992.10
- 3) 快適な温熱環境のメカニズム、空気調和・衛生工学会、pp.184-188、2006.3
- 4) 堀、伊藤、須永、室：不均一熱環境における熱的快適性の評価に関する研究—床面温度が熱的快適性に及ぼす影響と局部温冷感による熱的快適性予測について、日本建築学会計画系論文集、第501号、pp.37-44、1997.11
- 5) 住宅事業建築主の判断の基準におけるエネルギー消費量計算方法の解説、建築環境・省エネルギー機構、2009.3
- 6) 大森：サーマルマネキンを用いた最新の研究事例、空気調和・衛生工学、第84巻、第2号、pp.43-49、2010.2
- 7) ISO 7730: Moderate thermal environments – Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort, 1994
- 8) ASHRAE STANDARD 55-2004: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy

- 9) 大森、田辺：対流・放射連成シミュレーションによる室内温熱環境の総合評価(その1)実験値との比較による総合評価法の検証、日本建築学会大会学術講演梗概集D-2、pp.169-170、2005.9
- 10) 大森、田辺：対流・放射連成解析による戸内温熱環境の快適性・エネルギー消費量総合評価(その1)異なる住宅断熱性能における床暖房・温風暖房の解析、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.865-868、2005.8
- 11) 田澤、上野、坂本、瓦口：室内温熱環境と省エネルギーの評価を目的とした住宅用暖房機器の人工気候室性能試験、日本建築学会技術報告集、第16巻、第32号、pp.227-232、2010.2
- 12) 坂口、赤林、長谷川、浅間：住宅を対象とした床暖房時と温風暖房時の熱収支に関する研究、日本建築学会環境系論文集、第628号、pp.735-742、2008.6
- 13) ISO 14505-2: Ergonomics of the thermal environment – Evaluation of thermal environments in vehicles, Part2 Determination of equivalent temperature, 2006.12
- 14) S. Tanabe, E. Arens, F. Bauman, H. Zhang and T. Madsen: Evaluating Thermal Environments by Using a Thermal Manikin with Controlled Skin Surface Temperature, ASHRAE Transactions 100 (1), pp.39-48, 1994
- 15) 稲垣、鍵屋、松前他：快適性を考慮した異なる暖房方式のエネルギー評価手法に関する研究、その2 人工気候室内実験住宅の概要、日本建築学会大会学術講演梗概集D-2、pp.437-438、2007.8
- 16) 松前、鍵屋、稲垣他：快適性を考慮した異なる暖房方式のエネルギー評価手法に関する研究、その3 被験者実験による床暖房とエアコンの比較、日本建築学会大会学術講演梗概集D-2、pp.439-440、2007.8
- 17) 大島、倉淵、岩本他：異なる暖房方式を採用した居室の温熱環境評価に関する研究、その1 床暖房・エアコンにより形成される居室の温熱環境の把握、日本建築学会大会学術講演梗概集D-2、pp.31-32、2007.8
- 18) 田辺、鍵屋、松前他：サーマルマネキンによる各種暖房方式の快適性と投入熱量の評価、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.473-476、2008.8
- 19) 清水、倉淵、岩本他：暖房室内の温熱環境評価に関する研究、第3報 床暖房・エアコンにより形成される居室の温熱環境と投入熱量の把握、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.477-480、2008.8
- 20) F.S. Lien, W.L. Chen and M.A. Leschziner: Low-Reynolds-Number Eddy-Viscosity Modelling Based on Non-Linear Stress-Strain/Vorticity Relations, Proc. 3rd Symposium On Engineering Turbulence Modelling and Measurements, pp.1-10, 1996
- 21) 大森、梁、加藤、村上：大規模・複雑形状に対応する対流・放射連成シミュレーション用放射伝熱解析法の開発、第2報—対流・放射連成解析による実人体周りの温熱環境の解析、空気調和・衛生工学会論文集、No.90、pp.93-102、2003.7
- 22) 大森、田辺：対流・放射連成シミュレーションによる室内温熱環境の総合評価(その4)人工気候室におけるサーマルマネキン実験に対応するモデルの作成、日本建築学会大会学術講演梗概集D-2、pp.25-26、2007.8
- 23) 板垣、大森、田辺：対流・放射連成シミュレーションによる室内温熱環境の総合評価(その5)解析結果とサーマルマネキン実験結果との比較、日本建築学会大会学術講演梗概集D-2、pp.27-28、2007.8
- 24) 板垣、大森、田辺：対流・放射連成シミュレーションによる室内温熱環境の総合評価(その7)人体姿勢および暖房システムと人体放熱量の関係、日本建築学会大会学術講演梗概集D-2、pp.367-368、2008.9
- 25) T. Omori and S. Tanabe: Coupled Simulation of Convection-Radiation-Thermoregulation for Predicting Human Thermal Sensation, Proceedings of Roomvent 2007, 2007
- 26) 武部、三村、中川、鍵屋、松前、田辺：サーマルマネキンによる床暖房の快適性評価と投入熱量(その2)実生活を考慮した快適性評価と投入熱量、日本建築学会大会学術講演梗概集D-2、pp.69-70、2008.9

## 注

- 注1) 本研究で用いた居間モデルは、人工気候室に設置された建物モデルの居間をできるだけ忠実に数値モデル化したものである。この建物モデルを用いて、異なる暖房方式間の温熱環境や室内投入熱量に関する実験が別途実施・報告されている<sup>15-19)</sup>。
- 注2) 壁芯寸法基準では70%に相当する。
- 注3) エアコンからの吹出し速度については、実験に基づく推定値である。な

お、エアコンの吹出し速度が小さい場合は上下温度差が大きく形成される。一方、大きい場合は上下温度差は小さくなるものの、人体表面における対流熱伝達が促進される。建物の断熱性能が向上すれば吹出し速度・温度ともに小さくするのが合理的と考えられるので、壁体完全断熱のケースについて吹出し速度 1m/s とした解析も実施して、吹出し速度の影響について調べた。

- 注4) 足裏と床との間の 20mm の空間では、対流と放射による熱交換があるものの、接触熱伝導は無視される。
- 注5) エアコンの吹出し気流の直接的な影響と人体モデルの影響が小さい場所として北壁から 0.4m、東壁から 1.0m の位置を選定した。
- 注6) 全表面の平均温度は、人体を取り囲む表面の面積重み付け平均温度である。従って、カーテンにより隠された窓面の温度は含まれない。
- 注7) 平均空気温度は、セル体積で重み付けした平均値である。
- 注8) エアコンの場合：室内投入熱量＋人体放熱量＝室内放熱量＝全入熱量、  
床暖房の場合：室内投入熱量＋人体放熱量＝室内放熱量、室内放熱量＋  
床下損失＝全入熱量

(2010年3月10日原稿受理, 2010年11月26日採用決定)