居住者の温冷感を考慮した空調負荷計算法に関する研究

A STUDY ON AIR-CONDITIONING LOAD CALCULATION METHOD CONSIDERING THERMAL SENSATION OF THE RESIDENT

崔 軍*, 渡辺 俊行**
Jun CUI and Toshiyuki WATANABE

In the current air-conditioning load calculation, the relation between air-conditioning load and thermal sensation of the resident is uncertain in design stage, because the air-conditioning load is calculated regardless the thermal sensation of resident. This paper showed a new air-conditioning load calculation method that considered the thermal sensation of the resident. The results of case study are the following. 1) The new load calculation method can calculate air-conditioning load for a function of the resident thermal sensation. The results of case study showed the new load calculation method has high load more than 20% in comparison with the current load calculation method. 2) In this new load calculation method, the heat extraction rate from indoor air or walls is calculated as air-conditioning load to maintain thermal sensation of the resident. 3) In this new load calculation method, air-conditioning load changes by the position of the resident. The results of case study showed the difference became about 6%.

Keywords: Calculation of air-conditioning load, Heat extraction rate, Thermal sensation, Predicted mean vote
空調負荷計算、除去熱量、温冷感、予想平均温冷感申告 (PMV)

1. はじめに

1967年にカナダの G.P.Mitalas と D.G.Stephenson¹⁾が応答係数法を提案し、現在の非定常空調負荷計算の基礎を築いた。現在の空調負荷計算法（以下、「現行の負荷計算法」と称す）では、居住者の温冷感そのものを考慮せず、便宜的に一定の室内空気温度が維持されたときに壁体などから室内空気への伝達熱量を計算し、それをその時刻の空調負荷としている。外界気象条件、建物仕様および建物の利用形態が決まれば、空調負荷は室内空気温湿度の設定値のみの関数となり、壁体表面温度、気流速度、居住者の代謝量および着衣量、すなわち、居住者の温冷感と無関係である。現在では、このような負荷計算法で求められた空調負荷をベースにシステム設計が行われている。負荷計算の段階で十分に考慮されていない居住者の温冷感は竣工後の運用段階で制御系などを援用して、快適性などの不明部分を調整していくのが現状である。現行の負荷計算法では、産業プロセス空調には十分対応できるが、居住者を対象とする快適空調の場合は、空調負荷と居住者の快適性との関係がシステム設計の段階において必ずしも明確ではない問題が残されている。

応答係数法が発表されてから、負荷計算に関する研究が盛んに行われ、数多くの計算方法が提案されてきた。計算時間の短縮、コンピュータ記憶容量の節約、外乱の近似法および非線形性への対応などの工夫²⁾によって、各種の計算方法は細部に違いがあるものの、居住者の温冷感が十分に考慮されていない点は変わらない。

古くから利用されている放射冷暖房システムは、一定の温冷感を維持した上で設定室温を下げる（暖房）、あるいは上げる（冷房）こ

とにより、他の冷暖房システムに比べて負荷を削減できるといわれている³⁾。その最大熱負荷計算法には、室内の平均放射温度を考慮してパネル表面温度と設定室温を繰返し計算で求める計算アルゴリズム⁴⁾が採用されている。このような考え方を参考に、通常の空調システムについて居住者の温冷感を考慮した空調負荷計算法（以下、「温冷感を考慮した負荷計算法」と称す）の計算モデルを構築できれば、設計段階において居住者の温冷感と空調負荷との関係が明確となり、より現実に近い空調負荷が計算されるのではないかと考えられる。

温冷感を考慮した負荷計算法は、現行の負荷計算法の計算モデルや数値計算手法等をできる限り取り入れ、居住者の温冷感に着目して設計段階で居住者の温冷感と空調負荷との関係を把握することを最大の目的としている。理論的には、室内空気温度に着目する現行の負荷計算法は、温冷感を考慮した負荷計算法に包含され、室内空気温度を一定とした場合の一つの特異解に過ぎない。

居住者の温冷感は、環境側の4要素—空気温度、湿度、気流速度および平均放射温度の影響を受ける。居住者の温冷感と空調負荷の関係を如実に把握するには上記の4要素の空間分布を考慮しなければならない。そのような計算モデルは、計算時間が長く、通常の最大空調負荷計算や空調システムのシミュレーションに向かない。そこで、本研究では、現行の負荷計算法と同様に、室内空気温湿度を一様分布として、居住者の温冷感に着目し、負荷計算の段階で居住者の温冷感に影響を及ぼす諸要素を計算条件として取り入れ、居住者の一定の温冷感を確保するための除去熱量を空調負荷とする新し

* 近畿大学工学部建築学科 准教授・博士(工学)

** 九州大学大学院人間環境学研究院 教授・工博

Assoc. Prof., Dept. of Architecture, School of Engineering, Kinki Univ., Dr. Eng.
Prof., Faculty of Human-Environment Studies, Kyushu Univ., Dr. Eng.

図1 建物寸法（単位：m）と壁面番号

い空調負荷計算法の開発を試みる。本報では、顕熱負荷を中心に述べる。

2. 計算モデルの概要

これまで筆者らは屋根、床、外壁および窓で構成された単純な建物について計算モデル（単室モデル）を構築した。その精度を確認するため、自然室温の計算結果を実験データで検証した⁵⁾。また、単室モデルを用いて現行の負荷計算との比較を行い、その有効性について検討した⁶⁾。本文は、これまでの単室モデルを拡張し、基準階の基準室モデルを作成して現行の負荷計算と比較する。計算対象室は8種類の壁体で構成されている（図1）。窓7は外壁6にある。

2.1 壁体の熱収支

壁体（外壁、内壁、天井、床および窓ガラス）内部の非定常熱移動は、空間的に一次元と考え、逐次状態遷移法⁷⁾で計算される。外壁の外気側に相当外気温度を使うため、外壁の外表面温度は陽的には計算されないが、居住者の快適性を評価するため、壁体の室内側表面温度は計算される。 n 時刻における壁体内表面 m での熱収支は式(1)で表される。

$$S_m \Delta q_m^n + \sum_{j=1}^8 \alpha_{r,j \rightarrow m}^n S_j (t_j^n - t_m^n) + \alpha_{c,m}^n S_m (t_i^n - t_m^n) + R_m^n = 0 \quad (1)$$

ただし、

S ：壁体内表面の面積、 m^2 t ：温度、 $^{\circ}\text{C}$

R ：内表面に吸収された放射熱（日射、照明、人体、機器、

ただし、内表面間相互放射は別途計算）、 W

α_c ：対流熱伝達率、 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

α_r ：放射熱伝達率、 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

添字（下付き） i ：室内空気 j, m ：内表面番号

添字（上付き） n ：時刻

Δq ：相当外気温度または内表面温度変化による表面熱流、 W/m^2

$$\Delta q_m^n = Tq_m^n - Aq_m^n \quad (2)$$

Tq ：外壁の相当外気温度変化、または内壁の反対側の表面温度変化による貫流熱応答、 W/m^2

Aq ：内表面温度変化による吸熱応答、 W/m^2

表面 m での貫流熱応答は、梯形波によるパルス伝達関数を利用して、以下の逐次状態遷移式で与えられる⁷⁾。ここでは、固有方程式の根の数を十分にとることとして瞬間熱流項が無視されている。

$$Tq_m^n = A_{m,0} t_e^n + \sum_{k=1}^{K_0} w_{m,k}^n \quad (3)$$

ただし、

$$w_{m,k}^n = e^{-\beta_{m,k} \Delta T} w_{m,k}^{n-1} + \frac{A_{m,T,k} (1 - e^{-\beta_{m,k} \Delta T})}{\beta_{m,k} \Delta T} (t_{m,e}^n - t_{m,e}^{n-1})$$

$$w_{m,k}^0 = A_{m,T,k} t_{m,e}^0$$

ΔT ：計算時間間隔、 s

K_0 ：計算に使う多層壁体の固有方程式の根の数

β ：多層壁体の固有方程式の根

$A_{m,0}$ ：多層壁体 m の熱貫流率、 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

$A_{m,T,k}$ ：外壁の相当外気温度のステップ変化、または内壁の反対側表面温度のステップ変化に対する多層壁体 m の貫流ステップ応答関数の係数

添字（下付き） e ：外壁の相当外気温度または内壁の反対側温度
同様に、内表面温度変化による吸熱応答について式(4)が得られる。

$$Aq_m^n = A_{m,0} t_m^n + \sum_{k=1}^{K_0} w_{m,k}^n \quad (4)$$

ただし、

$$w_{m,k}^n = e^{-\beta_{m,k} \Delta T} w_{m,k}^{n-1} + \frac{A_{m,A,k} (1 - e^{-\beta_{m,k} \Delta T})}{\beta_{m,k} \Delta T} (t_m^n - t_m^{n-1})$$

$$w_{m,k}^0 = A_{m,A,k} t_m^0$$

$A_{m,A,k}$ ：内表面温度のステップ変化に対する多層壁体 m の吸熱ステップ応答関数の係数

式(2)～式(4)を式(1)に代入すると、内表面 m について式(1)左辺第1項が求められる。

本文では、窓ガラスでの熱伝導についても壁体と同様に非定常計算を行う。複層ガラスの場合は多層壁と看做して計算される。ガラスの相当外気温度は吸収日射量、夜間放射および外気温度で算出される。ガラスの透過日射量は別途計算される。

2.2 内表面間の長波長放射熱伝達

内表面 m における長波長放射熱収支は式(5)で表せる⁸⁾。

$$q_m^n = \varepsilon_m \sigma \sum_{j=1}^8 B_{mj} (T_j^4 - T_m^4) S_m \quad (5)$$

ただし、 ε ：長波長放射率、 T ：温度、 K

σ ：ステファン・ボルツマン定数、 $5.67 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$

B_{mj} ：面 m から射出された放射エネルギーの内、面 j で吸収された放射エネルギーの割合として定義される Gebhart の吸収係数

$$B_{mj} = \varepsilon_j F_{mj} + \sum_{l=1}^8 (1 - \varepsilon_l) F_{ml} B_{lj} \quad (6)$$

ただし、 F_{ml} ：面 m から見た面 l の形態係数

内表面間の温度差が大きい場合、式(5)は式(7)で近似できる。

$$q_m^n = \sum_{j=1}^8 \alpha_{r,j \rightarrow m}^n S_m (t_j^n - t_m^n) \quad (7)$$

ただし、

$$\alpha_{r,j \rightarrow m}^n = C_b \varepsilon_j B_{jm}^n H_{jm}^n$$

C_b : 黒体の放射定数、 $5.67\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$

$$H_{jm}^n \approx 0.04[(T_j^n + T_m^n)/200]^3$$

ただし、今回は計算時間間隔を 600 秒とし、

$$H_{jm}^n \approx 0.04[(T_j^{n-1} + T_m^{n-1})/200]^3$$

とした。式(7)を用いると、式(1)左辺第 2 項（室内表面間の長波長放射熱伝達）が求められる。

2.3 窓ガラスの透過率・反射率・吸収率の計算

ガラスの直達日射の透過率・反射率・吸収率は、メーカーの技術資料を参考に入射角の関数として算出する。天空日射の透過率・反射率・吸収率は入射角 60° の値を使う。

2.4 窓ガラスを透過する日射量の計算

窓ガラスを透過し室内へ侵入する天空日射は、内表面で多重反射されたのち、各内表面に吸収されるものとする。各内表面に吸収される天空日射の割合は、窓面の位置によって決まり時刻と関係ないため、一回計算しておけばよい。本文では、天空日射が窓面を透過して室内へ侵入し最終的に各内表面に吸収されるプロセスを、多数のエネルギー粒子が室内へ侵入し各内表面で多重反射・吸収されるものと看做し、その多重反射・吸収のプロセスを Monte Carlo 法で計算する。

図 1 に示す窓面から射出するエネルギー粒子の出発位置は一樣乱数で決める。その射出方向 (η, θ) は式(8)と式(9)で求められる。

$$2\eta - \sin(2\eta) - 2\pi R_\eta = 0 \quad (0 < \eta < \pi) \quad (8)$$

$$\theta = \pi R_\theta + \pi/2 \quad (\pi/2 < \theta < 3\pi/2) \quad (9)$$

ただし、

R_η, R_θ : 0~1 の間の一樣乱数

η : エネルギー粒子の射出方向と Z 軸との角度、 rad

θ : エネルギー粒子の射出方向と X 軸との角度、 rad

ある壁面に到達したエネルギー粒子の吸収・反射は一樣乱数で決まる。乱数とその壁面の日射吸収率より小さい場合、その粒子が吸収され、乱数とその壁面の日射吸収率より大きい場合はその粒子が反射されるものとする。粒子が反射されるとき射出方向を表 1 に示す。

表 1 内表面に反射されたときのエネルギー粒子の射出方向

反射面	η	θ	範囲
床 4	$\eta = \sin^{-1} \sqrt{R_\eta}$	$\theta = 2\pi R_\theta$	$0 < \eta < \pi/2$ $0 < \theta < 2\pi$
天井 5	$\eta = \pi - \cos^{-1} \sqrt{R_\eta}$	$\theta = 2\pi R_\theta$	$\pi/2 < \eta < \pi$ $0 < \theta < 2\pi$
内壁 3	$2\eta - \sin(2\eta) - 2\pi R_\eta = 0$	$\theta = \pi R_\theta$	$0 < \eta < \pi$ $0 < \theta < \pi$
外壁 6		$\theta = \pi R_\theta + \pi/2$	$0 < \eta < \pi$ $\pi/2 < \theta < 3\pi/2$
窓 7			
内壁 1		$\theta = \pi R_\theta + \pi$	$0 < \eta < \pi$ $\pi < \theta < 2\pi$
内壁 2		$\theta = \pi R_\theta + 3\pi/2$	$0 < \eta < \pi$ $3\pi/2 < \theta < 5\pi/2$
内壁 8			

窓ガラスを透過し室内へ侵入する直達日射は、時刻によって方向が変わるので、太陽方位角、太陽高度および窓面の方位角より、窓面から室内への射出方向を時刻ごとに決める必要がある。その射出方向が決まれば後の計算は天空日射の場合と同様である。

上記のように、窓ガラスを透過した天空日射と直達日射の各内表面での吸収割合が求まれば、ガラスの日射透過率を利用して各内表面で吸収される日射量が計算でき、式(1)左辺の第 4 項の日射成分が求められる。

2.5 室内空気の熱収支

室内空気温度は一樣分布とし、室内空気について以下の収支式を用いる。

$$Vc\rho(dt_i/d\tau) = \sum_{j=1}^8 S_j \alpha_{c,j}(t_j - t_i) + Q_R + Q_L - HCL \quad (10)$$

ただし、

c : 空気の比熱、 $J/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ρ : 空気の密度、 kg/m^3

V : 部屋の容積、 m^3 Q_R : 室内顕熱発熱量、 W

Q_L : 隙間風による顕熱負荷、 W τ : 時間、 s

HCL : 空調機の顕熱除去熱量（空調負荷）、 W

（冷房時： $HCL > 0$ 暖房時： $HCL < 0$ ）

2.6 室内空気の水分収支

室内空気の絶対湿度は一樣分布とし、室内空気について以下の収支式を用いる。

$$V\rho(dx_i/d\tau) = W_R + W_L - WCL \quad (11)$$

ただし、

W_R : 室内の水分発生量、 kg/s

W_L : 隙間風による水分取得、 kg/s

WCL : 空調機の除湿量（空調負荷）、 kg/s

（除湿時： $WCL > 0$ 加湿時： $WCL < 0$ ）

2.7 平均放射温度の計算

空気温湿度、気流速度が一樣分布の場合でも、居住者の位置によって平均放射温度が異なり快適性が変わる。温冷感を考慮した負荷計算では、このような影響を考慮して平均放射温度を計算する。本文では、居住者を微小体と看做し、その平均放射温度を次式で計算する⁸⁾。

$$MRT^4 = \sum_{j=1}^J B_{oj} T_j^4 \quad (12)$$

ただし、

MRT : 平均放射温度、 K

T_j : 内表面 j の温度、 K

B_{oj} : 微小体（居住者）に対する内表面 j の Gebhart の吸収係数

B_{oj} は、式(6)の m を o で置き換えれば求められるが、式(6)から B_{oj} を計算する場合、任意な位置にある微小体に対する各内表面の形態係数を計算する必要がある。本文では、任意な位置にある微小体の B_{oj} を計算するため、Monte Carlo 法を用いた。空中にある微小体の位置（検討点）が決まれば、そこから射出するエネルギー粒子の射出方向 (η, θ) は式(13)と式(14)で求められる⁹⁾。

$$2R_\eta + \cos\eta = 1 \quad (0 < \eta < \pi) \quad (13)$$

$$\theta = 2\pi R_\theta \quad (\pi/2 < \theta < 3\pi/2) \quad (14)$$

本文では、エネルギー粒子の吸収・反射を追跡し、最終的に各表面に吸収された粒子数と検討点から射出された総粒子数との比を各表面の Gebhart の吸収係数とする。ただし、壁面間の障害物（たとえば、家具類や人体）の影響は考慮されていない。障害物の影響を評価する場合はさらに詳細な計算モデルを構築する必要がある。

2.8 自然室温の計算

式(1)を室内の8つの表面に、式(10)を室内空気に、それぞれ適用すれば、以下の式(15)が得られる。

$$\begin{pmatrix} a_{1,1} & \dots\dots\dots a_{1,8} & a_{1,9} \\ \cdot & & \cdot \\ \cdot & & \cdot \\ a_{8,1} & \dots\dots\dots a_{8,8} & a_{8,9} \\ a_{9,1} & \dots\dots\dots a_{9,8} & a_{9,9} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} t_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ t_8 \\ t_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ b_8 \\ b_9 \end{pmatrix} \quad (15)$$

行列 $[a]$ と $[b]$ は対流熱伝達率や放射熱伝達率および外界気象条件などの既知項で構成されているため、 n 時刻における内表面温度 t_j ($j=1,\dots,8$)と自然室温 t_i が式(15)で求められる。

2.9 現行の負荷計算

式(15)の室内空気温度 t_i を設定値 $t_{i,set}$ にして、式(16)より n 時刻における内表面温度 t_j ($j=1,\dots,8$)が求められる。

$$\begin{pmatrix} a_{1,1} & \dots\dots\dots a_{1,8} \\ \cdot & & \cdot \\ \cdot & & \cdot \\ a_{8,1} & \dots\dots\dots a_{8,8} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} t_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ t_8 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 - a_{1,9} \times t_{i,set} \\ \cdot \\ \cdot \\ b_8 - a_{8,9} \times t_{i,set} \end{pmatrix} \quad (16)$$

室内顕熱発熱量と隙間風による顕熱負荷がない場合、式(10)より現行の空調負荷（顕熱）が次式で求められる。

$$HCL = \sum_{j=1}^8 S_j \alpha_{c,j} (t_j - t_{i,set}) \quad (17)$$

2.10 温冷感を考慮した負荷計算

現行の負荷計算では、室内空気温度が設定値となったときに周辺の壁体から室内空気への流入熱量が空調負荷として定義されているため、空調負荷と室内の快適性は外界気象条件に追従して変動する。

表2 壁体構成

部位	構成 (室内側から)	厚さ mm	部位	構成 (室内側から)	厚さ mm
外壁 (6)*	石膏ボード	12	天井 (5)*	ロックウール吸音板	12
	半密閉空気層	—		石膏ボード	9
	ポリスチレン	25		半密閉空気層	—
	コンクリート	120		コンクリート	120
	モルタル	20		プラスチックタイル	3
内壁 (1,2 3,8)*	石膏ボード	12	床 (4)*	プラスチックタイル	3
	半密閉空気層	—		コンクリート	120
	コンクリート	120		半密閉空気層	—
	半密閉空気層	—		石膏ボード	9
	石膏ボード	12		ロックウール吸音板	12
窓(7)*	透明ガラス	6			

* () 内の数字は図1に示す壁面番号である。

表3 検討点の位置

検討点	室の奥(中)	室中央(上)	室中央(中)	室中央(下)	窓付近(中)
高さ	椅子座	直立	椅子座	床座	椅子座
座標 x, y, z	1.0, 3.2, 0.85	3.6, 3.2, 1.4	3.6, 3.2, 0.85	3.6, 3.2, 0.5	6.2, 3.2, 0.85

注：座標 x, y, z は図1に準じる。

温冷感を考慮した負荷計算では、居住者の快適性が維持されるときに室内空気や壁体内表面から除去すべき熱量を空調負荷として定義しているため、空調負荷と室内空気温度は外界気象条件に追従して変動するが、居住者の温冷感は安定する。

本文では、居住者の温冷感はPMVで評価する。

自然室温の計算式(15)を利用して、各内表面の熱収支式に除去熱量項 $EHCL_j$ ($j=1,\dots,8$)を、室内空気の熱収支式に除去熱量項 $EHCL_i$ を付け加えると、以下の式が得られる。

$$\begin{pmatrix} a_{1,1} & \dots\dots\dots a_{1,8} & a_{1,9} \\ \cdot & & \cdot \\ \cdot & & \cdot \\ a_{8,1} & \dots\dots\dots a_{8,8} & a_{8,9} \\ a_{9,1} & \dots\dots\dots a_{9,8} & a_{9,9} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} t_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ t_8 \\ t_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 + S_1 \times EHCL_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ b_8 + S_8 \times EHCL_8 \\ b_9 + EHCL_i \end{pmatrix} \quad (18)$$

ここに、

$EHCL_j$ ($j=1,\dots,8$): 各内表面からの除去熱量、W/m²

$EHCL_i$: 室内空気からの除去熱量、W

居住者所在位置（検討点）のPMVが設定値となるように、式(18)左辺の $EHCL_j$ ($j=1,\dots,8$)や $EHCL_i$ を変化させ、壁内表面温度 t_j ($j=1,\dots,8$)と室温 t_i を求める。PMVが設定値となったときに空調負荷を次式で求める。

$$NHCL = EHCL_i + \sum_{j=1}^8 (S_j \times EHCL_j) \quad (19)$$

ここに、

$NHCL$: 温冷感を考慮した空調負荷、W

(冷房時: $NHCL > 0$ 暖房時: $NHCL < 0$)

本報では、顕熱負荷を中心に検討し、潜熱負荷については考慮していない。PMVは、気流速度、着衣量、代謝量を一定として空気温度、湿度および平均放射温度の関数として算出される。空気湿度は式(11)より計算される。

3. 現行の負荷計算と温冷感を考慮した負荷計算との比較

計算対象建物の寸法と壁面番号は図1に示す。本文が提案した計算モデルは、壁体2の一部（壁体8）の壁体構成が異なっても計算できるが、今回は、壁体2と壁体8の壁構成が同じものとして計算を行った。各壁体の構成は表2に示す。

建物は東京にあり、窓は南に向いているものとする。計算は、東京の標準気象データを使い、1月1日1時から12月31日24時までで行った。1月1日1時から1月21日1時までの20日間は助走計算期間とし、計算結果に含まない。計算時間間隔は10分とし、隙間風、内部発熱、内部水蒸気発生はないものとする。なお、内表面対流熱伝達率は、壁面性状、壁面近傍の風速、熱流方向などにより

図2 夏期代表週間の外界気象条件

図3 冬期代表週間の外界気象条件

図4 夏期の結果(現行の負荷計算、室中央(中))

図5 冬期の結果(現行の負荷計算、室中央(中))

図6 夏期の結果(空気から熱を除去、室の奥(中))

図7 冬期の結果(空気から熱を除去、室の奥(中))

図8 夏期の結果(空気から熱を除去、室中央(中))

図9 冬期の結果(空気から熱を除去、室中央(中))

表4 処理熱量と検討点のPMV(現行の負荷計算法)

現行の 負荷計算法	冬期 1,2,11,12月		中間期 3,4,5,10月		夏期 6,7,8,9月		年間 1~12月	
	冷房	暖房	冷房	暖房	冷房	暖房	冷房	暖房
処理熱量 [MJ]	1,657	3,949	2,051	2,944	4,273	364	7,980	7,257
計 [MJ]	5,606		4,995		4,637		15,237	
PMV 室の奥(中)	0.168	-0.022	0.121	-0.010	0.094	0.007	0.114	-0.012
PMV 室中央(上)	0.242	0.033	0.194	0.049	0.166	0.069	0.186	0.045
PMV 室中央(中)	0.255	0.042	0.204	0.057	0.175	0.077	0.196	0.054
PMV 室中央(下)	0.267	0.051	0.214	0.066	0.183	0.085	0.206	0.063
PMV 窓付近(中)	0.148	-0.066	0.116	-0.039	0.104	-0.005	0.115	-0.045

値が変わるが、今回は一律 $4.4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ とする¹⁰⁾。

検討点は、室の奥、室中央および窓付近に配置される(表3)。その高さは、床上0.5m(床座と想定し、以下は(下)で表す)、0.85m(椅子座と想定し、以下は(中)で表す)、1.4m(直立と想定し、以下は(上)で表す)とする。

3.1 現行の負荷計算法による計算結果

室温設定値 $t_{i, \text{set}}$ を年間一定の 25°C として、式(16)と式(17)から、現行の負荷計算法によって計算を行った。

図2と図3は、それぞれ冬期と夏期の代表週間の外界気象条件を示すものである。図4と図5は、現行の負荷計算法による計算結果

である。PMVは、検討点「室中央(中)」に関するものである。図4と図5から、現行の負荷計算では空調負荷が完全に処理されると室温は設定値になるものの居住者の温冷感が常に変動することがわかる。冬期の冷房負荷や夏期の暖房負荷は、室温を設定値 25°C に維持するために発生したものである。

表4は、冬期(1、2、11、12月)、中間期(3、4、5、10月)、夏期(6、7、8、9月)および年間(1~12月)の処理熱量とPMVを示したものである。処理熱量は、各時刻の負荷に計算時間間隔(600秒)をかけて、その期間にわたって合計したものである。PMVは、その期間の平均値である。

表4より、現行の負荷計算では、冷暖房の処理熱量が検討点の位置によらずに一定であるが、検討点のPMVはその位置によって変わることがわかる。夏期冷房時では、検討点が「室中央(下)」に位置する場合、PMVが0.183となることにに対し、「室の奥(中)」に位置する場合は、PMVが0.094となる。また、「室中央(上)」に位置する場合は、PMVが0.166となる。年間を通して見ると、「室の奥(中)」に位置する場合は、PMVが0.114、「室中央(下)」に位置する場合はPMVが0.206、その差は0.137となる。計算対象建物の規模が大きくなれば位置によるPMVの差がさらに大きくなることが推測される。

上記の計算結果から、現行の負荷計算法では、居住者の温冷感が十分に考慮されていない、居住者の位置による温冷感の違いが反映できず、負荷と温冷感との関連性が明確ではないことがわかる。

3.2 温冷感を考慮した負荷計算法による計算結果

温冷感を考慮した負荷計算法の最大の目的は、空調負荷と居住者の温冷感との関連性を明らかにすることである。本文では、温冷感を PMV で評価し、PMV を算出する際、年間一定で代謝量を 1.1 met、着衣量を 0.8 clo、気流速度を 0.1 m/s とした。計算は、検討点の PMV は 0 となるよう調整されるが、他の点も検討点と同じように PMV が 0 となる訳ではない。

提案した計算モデルは必ずしも年間 24 時間連続空調を想定したものではないが、現行の負荷計算法と居住者の温冷感を考慮した負荷計算法の違いを簡単に説明するため、本文では年間 24 時間連続空調を対象にケーススタディを行う。

3.2.1 空気から熱を除去する場合

空気から熱を除去することによって検討点での温冷感を維持する場合、式(18)と式(19)より、検討点の PMV が 0 となるように、空気からの除去熱量 $EHCL_i$ を計算し空調負荷 $NHCL$ が求められる。

検討点「室の奥（中）」と「室中央（中）」の代表週間の計算結果は、それぞれ図 6、7 と図 8、9 に示す。現行の負荷計算では、室温が常に一定であるが PMV は壁面温度や相対湿度の変動によって常時に変化している（図 4、5）。これに対し、空気から熱を除去する場合の温冷感を考慮した負荷計算法では、検討点の PMV が設定値 0 に維持され、空気温度は、夏期に 23～25℃の間、冬期に 23.5～25.5℃の間に変動している（図 6～9）。

図 6～9 より、検討点が「室の奥（中）」から「室中央（中）」に変更されると、PMV が同じく 0 に維持されるが、室温は冬期・夏期ともに約 0.5K 低下することがわかる。それによって空調負荷も変わる。

各検討点の期間空調負荷は表 5 に示す。今回の計算では、設定室温を 25℃とした現行の負荷計算（表 4）に比べて、空気から熱を除去する場合の温冷感を考慮した負荷計算のほうは、年間冷暖房処理熱量が 20%以上高くなることがわかる。これは、現行の負荷計算では室温が設定値になるものの、PMV が 0 から乖離するため、その乖離に相当する空調負荷が計算されていないからである。この結果から、温冷感を考慮した負荷計算法によって求まる空調負荷は、室温の関数ではなく居住者の快適性の関数であることがわかる。

検討点「室の奥（中）」の計算結果を基準（100%）に、他の検討点の負荷の増減も表 5 に示されている。検討点が「室の奥（中）」から「窓付近（中）」に変更されると、冬期負荷が約 3%、中間期負荷が約 4%増加するが、夏期負荷が約 2%減少する。年間負荷は約 3%増える。これは、居住者の位置によって居住者からみた各内表面の形態係数が異なるためである。

以上のように、温冷感を考慮した負荷計算法は、現行の室温を一定させる負荷計算法と異なり、居住者の温冷感に注目し、居住者の位置による温冷感の違いを考慮して、居住者の温冷感の関数として空調負荷を求めることができる。

3.2.2 床から熱を除去する場合

床から熱を除去することによって検討点での温冷感を維持する場合は、式(18)と式(19)より、検討点の PMV が 0 となるように、床からの除去熱量 $EHCL_d$ を計算し空調負荷 $NHCL$ が求められる。

検討点「室中央（中）」と「窓付近（中）」についての代表週間の計算結果は図 10～13 に示す。夏期では、夜間の床表面温度が 25℃

表 5 処理熱量と検討点の PMV（温冷感を考慮した負荷計算法）

空気から熱を除去		冬期 1,2,11,12 月		中間期 3,4,5,10 月		夏期 6,7,8,9 月		年間 1～12 月	
		冷房	暖房	冷房	暖房	冷房	暖房	冷房	暖房
室の奥(中)	処理熱量[MJ]	2,350	4,822	2,691	3,482	4,608	502	9,649	8,806
	計[MJ]	7,172(100%)		6,173(100%)		5,310(100%)		18,455(100%)	
室中央(上)	処理熱量[MJ]	2,451	4,790	2,814	3,437	4,764	477	10,029	8,703
	計[MJ]	7,241(101%)		6,251(101%)		5,241(99%)		18,732(102%)	
室中央(中)	処理熱量[MJ]	2,480	4,795	2,837	3,435	4,784	475	10,101	8,705
	計[MJ]	7,275(101%)		6,272(102%)		5,259(99%)		18,806(102%)	
室中央(下)	処理熱量[MJ]	2,503	4,796	2,857	3,431	4,803	472	10,162	8,700
	計[MJ]	7,299(102%)		6,288(102%)		5,275(99%)		18,862(102%)	
窓付近(中)	処理熱量[MJ]	2,410	4,967	2,781	3,623	4,667	545	9,858	9,135
	計[MJ]	7,377(103%)		6,404(104%)		5,212(98%)		18,993(103%)	
各検討点の PMV		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

表 6 処理熱量と検討点の PMV（温冷感を考慮した負荷計算法）

床から熱を除去		冬期 1,2,11,12 月		中間期 3,4,5,10 月		夏期 6,7,8,9 月		年間 1～12 月	
		冷房	暖房	冷房	暖房	冷房	暖房	冷房	暖房
室の奥(中)	処理熱量[MJ]	5,235	7,744	5,123	5,907	5,625	1,500	15,983	15,151
	計[MJ]	12,979(100%)		11,030(100%)		7,125(100%)		31,134(100%)	
室中央(上)	処理熱量[MJ]	5,339	7,708	5,241	5,853	5,761	1,460	16,340	15,021
	計[MJ]	13,047(101%)		11,094(101%)		7,221(101%)		31,361(101%)	
室中央(中)	処理熱量[MJ]	5,245	7,584	5,150	5,736	5,693	1,380	16,088	14,700
	計[MJ]	12,829(99%)		10,886(99%)		7,073(99%)		30,788(99%)	
室中央(下)	処理熱量[MJ]	5,178	7,491	5,087	5,649	5,648	1,321	15,913	14,460
	計[MJ]	12,669(98%)		10,736(97%)		6,969(98%)		30,373(98%)	
窓付近(中)	処理熱量[MJ]	5,379	7,975	5,315	6,150	5,791	1,650	16,485	15,775
	計[MJ]	13,354(103%)		11,465(104%)		7,441(104%)		32,260(104%)	
各検討点の PMV		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

表 7 処理熱量と検討点の PMV（温冷感を考慮した負荷計算法）

天井から熱を除去		冬期 1,2,11,12 月		中間期 3,4,5,10 月		夏期 6,7,8,9 月		年間 1～12 月	
		冷房	暖房	冷房	暖房	冷房	暖房	冷房	暖房
室の奥(中)	処理熱量[MJ]	3,379	5,889	3,590	4,386	4,938	788	11,907	11,064
	計[MJ]	9,286(100%)		7,976(100%)		5,726(100%)		22,971(100%)	
室中央(上)	処理熱量[MJ]	3,258	5,615	3,511	4,132	4,997	689	11,766	10,436
	計[MJ]	8,873(96%)		7,643(96%)		5,686(99%)		22,202(97%)	
室中央(中)	処理熱量[MJ]	3,390	5,729	3,622	4,219	5,048	710	12,061	10,659
	計[MJ]	9,119(98%)		7,841(98%)		5,758(101%)		22,720(99%)	
室中央(下)	処理熱量[MJ]	3,470	5,789	3,691	4,264	5,083	719	12,243	10,772
	計[MJ]	9,259(100%)		7,955(100%)		5,802(101%)		23,015(100%)	
窓付近(中)	処理熱量[MJ]	3,474	6,071	3,723	4,571	5,035	868	12,232	11,511
	計[MJ]	9,545(103%)		8,294(104%)		5,903(103%)		23,743(103%)	
各検討点の PMV		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

図 10 夏期の結果（床から熱を除去、室中央(中)）

図 11 冬期の結果（床から熱を除去、室中央(中)）

図 12 夏期の結果（床から熱を除去、窓付近(中)）

図 13 冬期の結果（床から熱を除去、窓付近(中)）

近辺に推移しているが、日射の強い昼間は床表面温度の低下が顕著になり冷房負荷も大きくなる（図 10、12）。冬期では、夜間の床表面温度が大きく上昇するが、日射の強い昼間には冷房負荷が発生するまで床表面温度を低下させる場合もある（図 11、13）。

同じく床から熱を除去する場合でも、検討点が異なると床表面温度や空調負荷も変わる。冬期では、検討点が「室中央（中）」から「窓付近（中）」に変更されると、夜間の床表面温度が約 0.5K 高くなり、それに連れられて室温も約 0.3K 高くなる（図 11、13）。

図 8、9 と図 10、11 を比較すると、熱除去部位の違いによって空調負荷が大きく変わることがわかる。夏期では、検討点「（室中央（中）」において、空気から熱を除去する場合、最大負荷が約 2.4kW に留まるが、床から熱を除去する場合は、それが約 3.6kW に上る。冬期でも、空気から熱を除去する場合より、床から熱を除去する場合の暖房負荷が増大し、昼間の冷房負荷も大きく発生することになる。室温については、空気から熱を除去する場合より、床から熱を除去するほうが、夏期は高く、冬期は、日射の強い時間帯を除けば低くなる。

各検討点の期間空調負荷は表 6 に示す。冬期の冷暖房負荷は、最小の「室中央（下）」から最大の「窓付近（中）」まで、その差が約 5% となる。中間期と夏期はその差がそれぞれ約 7% と約 6% に上るが、年間では約 6% に達する。検討点の違いによる空調負荷の差異は計算対象建物の規模によって変わり、規模の大きい建物ならその差異がさらに大きくなるであろう。

図 14 夏期の結果（天井から熱を除去、室中央(上)）

図 15 冬期の結果（天井から熱を除去、室中央(上)）

図 16 夏期の結果（天井から熱を除去、窓付近(中)）

図 17 冬期の結果（天井から熱を除去、窓付近(中)）

表 5 と表 6 から、空気から熱を除去する場合より、床から熱を除去する場合の最大負荷（検討点「窓付近（中）」）は、約 70% 増えることがわかる。これについては、以下の二つの理由が考えられる。一つは、温冷感（PMV）に対する影響として、平均放射温度より空気温度のほうが強いからである。もう一つは、熱容量の小さい空気の温度を変化させる場合より、熱容量の大きい床の表面温度を変化させる場合のエネルギー消費量が高いからである。

以上のように、温冷感を考慮した負荷計算法では、空気からのみでなく床面から熱を除去する場合の負荷も計算できる。また、建物の規模にもよるが検討点の位置によって負荷が大きく変わることもある。なお、床面から熱を除去する場合は、その負荷が空気から熱を除去する場合より大きくなる。結露防止の観点から、冷房時に床のみでなく、他の壁面または空気から同時に熱を除去する必要があると思われる。

3.2.3 天井から熱を除去する場合

天井から熱を除去することによって検討点での温冷感を維持する場合は、式(18)と式(19)より、検討点の PMV が 0 となるように、天井からの除去熱量 $EHCL_5$ を計算し空調負荷 $NHCL$ が求められる。

検討点「室中央（上）」と「窓付近（中）」についての代表週間の計算結果は図 14～17 に示す。夏期では、夜間の天井表面温度が 25℃ 近辺に推移しているが、日射の強い昼間は天井表面温度の低下が顕著になり冷房負荷も大きくなる（図 14、16）。冬期では、夜間の天井表面温度が大きく上昇するが、日射の強い昼間には天井表面温度

が低下し冷房負荷が発生する時間帯もある（図 15、17）。

検討点が「室中央（上）」から「窓付近（中）」に変更されると、冬期では、夜間の天井表面温度が約 0.5K 高くなり、それに連れられて室温も約 0.4K 高くなる（図 15、17）。

夏期では、検討点「（室中央（中）」）において、天井から熱を除去する場合の最大負荷は約 2.7kW（図 14）で、空気から熱を除去する場合の最大負荷（約 2.4kW、図 8）より大きい、床から熱を除去する場合の最大負荷（約 3.6kW、図 10）より小さい。その主な理由としては、天井と床の構成材の配置順番が異なることが挙げられる。検討点「室中央（中）」は、天井より床に近く、天井面と床面の温度が同じであれば形態係数の関係で床面からの影響が大きくなるはずであるが、表 2 に示したように、天井は、室内側から熱容量（比熱×密度×厚さ）3,024J/(m²・K)のロックウール吸音板、7,686 J/(m²・K)の石膏ボードおよび 0 J/(m²・K)の空気層などで構成されているが、床は、室内側から熱容量 4,482 J/(m²・K)のプラスチックタイル、241,560 J/(m²・K)のコンクリートおよび 0 J/(m²・K)の空気層などで構成されているので、天井と床は構成材の種類や厚さが同じでも、同量の熱を除去する場合、室内側に熱容量の大きい構成材が配置されている床より、室内側に熱容量の小さい構成材が配置されている天井のほうの表面温度が比較的に変化しやすいと考えられる。同様に、冬期では、空気から熱を除去する場合より暖房負荷が増大し、昼間の冷房負荷も大きく発生するが、床から熱を除去する場合よりは暖房負荷が小さく、昼間の冷房負荷の発生も少ない。

各検討点の期間空調負荷は表 7 に示す。冬期の冷暖房負荷は、最小の「室中央（上）」から最大の「窓付近（中）」まで、その差は約 7%となる。中間期と夏期はその差がそれぞれ約 8%と約 4%になるが、年間では約 6%に達する。

今回の計算において、天井から熱を除去する場合の最大負荷（検討点「窓付近（中）」、表 7）は、空気から熱を除去する場合（同、表 5）の最大負荷より約 25%増加したが、床から熱を除去する場合（同、表 6）の最大負荷より約 26%減少した。

以上のように、温冷感を考慮した負荷計算法では、天井面から熱を除去する場合の負荷も計算できる。また、壁体構成材の配置順番や構成材の種類を変更することによって、空調負荷を削減する可能性がある。今回の計算では、天井から熱を除去する場合の負荷は、空気から熱を除去する場合より大きかったが、床から熱を除去する場合より小さかった。

4. おわりに

現行の負荷計算法では、居住者の温冷感を考慮せず、便宜的に一定の室内空気温度が維持されたときに壁体などから室内空気への伝達熱量を空調負荷としているため、空調負荷と居住者の快適性との関連性が空調システム設計段階において必ずしも明確ではない問題が残されている。本文では、居住者の温冷感に着目し、負荷計算の段階で居住者の温冷感に影響を及ぼす諸要素を計算条件として取り入れ、居住者の一定の温冷感が確保されたときの除去熱量を空調負荷とする新しい空調負荷計算法を提案した。それをを用いてケーススタディを行い、以下の知見を得た。

1) 現行の負荷計算法では、居住者の温冷感が十分に考慮されていない、居住者の位置による温冷感の違いが反映されず、負荷と温冷

感との関連性が明確ではない。今回の計算においては、居住者の位置の違いによって、年間冷房時の PMV の差が 0.137 となるにもかかわらず負荷が変わらない。

2) 温冷感を考慮した負荷計算法は、室温を一定させる現行の負荷計算法と異なり、居住者の温冷感に注目し、居住者の位置による温冷感の違いを考慮して、居住者の温冷感の関数として空調負荷を求めることができる。今回の計算においては、設定室温を 25℃とした現行の負荷計算に比べて、空気から熱を除去する場合の温冷感を考慮した負荷計算（PMV=0）のほうは、年間冷暖房処理熱量が 20%以上高くなることがわかる。

3) 温冷感を考慮した負荷計算法では、空気からのみでなく壁面から熱を除去する場合の負荷も計算できる。壁体構成材の配置順番や構成材の種類を変更することによって、空調負荷を削減できることが今回の計算で示された。今回の計算においては、天井から熱を除去する場合の負荷は、空気から熱を除去する場合より約 25%大きくなったが、床から熱を除去する場合よりは約 26%小さくなった。

4) 温冷感を考慮した負荷計算法では、居住者の位置によって負荷が変わる。今回の計算においては、最大で約 6%の差が生じた。温冷感を考慮した負荷計算法を利用して、ペリメーターゾーンとインテリアゾーンの負荷の差異を如実に反映でき、放射冷暖房システムの設計にも応用できる。

5) 理論的には、温冷感を考慮した負荷計算法は、PMV の影響要素の一つである空気温度を一定させて負荷を求めることも可能なため、その場合は現行の負荷計算にほかならない。すなわち、現行の負荷計算法は、温冷感を考慮した負荷計算法の特異解にすぎないと考えられる。

謝辞

本研究は、科学研究費補助金（基盤研究（C）一般 No.19560602、研究代表者：崔軍）の助成を受けた。記して、感謝の意を表します。

参考文献

- 1) Mitalas,G.P., Stephenson,D.G. : Room thermal response factors, ASHRAE Transactions, Vol.73, Part 1,pp.III.2.1-III.2.10, 1967
- 2) たとえば、木村建一、石野久彌、石川幸雄：表面熱流に対する冷房負荷重み係数の計算法（冷房負荷重み係数の理論研究 I、II）、日本建築学会大会学術講演梗概集（計画系）、pp.181-184、1970
- 3) 宮島賢一、坂本雄三、澤地孝男：定常計算による体感温度を考慮した住宅冷暖房の暖房効率について、日本建築学会大会学術講演梗概集（環境工学Ⅱ）、pp.19-20、2006
- 4) 空気調和・衛生工学会：空気調和・衛生工学便覧 第 13 版 3. 空気調和設備設計篇、丸善株式会社、pp.150-162、2001
- 5) 崔軍、渡辺俊行：居住者の温冷感を考慮した空調負荷計算法に関する研究 その 1 単室モデルの概要、日本建築学会中国支部研究報告集、第 31 巻、環境工学 416、2008
- 6) 崔軍、渡辺俊行：居住者の温冷感を考慮した空調負荷計算法に関する研究 その 2 従来の負荷計算との比較、日本建築学会大会学術講演梗概集（環境工学Ⅱ）、pp.33-34、2008
- 7) 渡辺俊行：建築環境学 2 11. 壁体非定常伝熱、丸善、pp.71-108、1993.2
- 8) 空気調和・衛生工学会：空気調和・衛生工学便覧 第 12 版 1. 基礎篇、丸善、p.161、1997
- 9) 谷口博、Wen-Jei Yang、工藤一彦、黒田明慈、持田明野：パソコン活用によるモンテカルロ法による放射伝熱解析、コロナ社、pp.58-59、1994
- 10) 田中俊六、武田仁、岩田利枝、土屋喬雄、寺尾道仁：最新建築環境工学改定 3 版、井上書院、p.194、2008

（2008年8月9日原稿受理、2009年1月14日採用決定）