

外皮・躯体と設備・機器の総合エネルギーシミュレーションツール「BEST」の開発（その 97）

非空調空間の外壁置換法と精度検証

Development of an Integrated Energy Simulation Tool for Buildings and MEP Systems, the BEST (Part 97)

Proposal and Accuracy Validation of the Exterior Wall Replacement Method of Non-Air-Conditioning Zone

正会員 ○木 本 慶 介（大林組） 技術フェロー 石 野 久 彌（首都大学東京名誉教授）
技術フェロー 郡 公 子（宇都宮大学） 特別会員 村 上 周 三（建築環境・省エネルギー機構）

Keisuke KIMOTO*¹ Hisaya ISHINO*² Kimiko KOHRI*³ Shuzo MURAKAMI*⁴

*¹ Obayashi Corporation *² Tokyo Metropolitan University *³ Utsunomiya University

*⁴ Institute for Building Environment and Energy Conservation

In this paper, we propose "the exterior wall replacement method of non-air-conditioning zone" as the new calculation technique of thermal load calculation. This method can take into consideration the influence of ventilation, solar radiation, heat generation from fixture, lighting and people in a non-air-conditioning room. Accuracy validation was performed in the side core office and the result with the exterior wall replacement method was close to that of a large number room calculation.

1. 序

熱負荷計算プログラムにおいて、空調室に隣接する非空調室からの熱負荷計算法として、隣室温度差係数を与える手法¹⁾（以下、隣室温度差法）が広く用いられている。この手法は、非空調室の室温変動要因（換気、日射、内部発熱等）の空調室への影響を十分に考慮できるとは言い難い。そこで、これらの影響を考慮できる新たな計算手法“外壁置換法”を提案する。

本報では、外壁置換法概念と理論を述べた後、サイドコアオフィスモデルとした精度検証の結果について報告する。

2. 外壁置換法概念と理論

外壁置換法は、隣室温度差法では十分に考慮できなかった、非空調室の換気や内部発熱、日射等の影響を考慮した結果を、計算者が簡単に求められることを目的とする手法である。そのため、既往の熱負荷計算プログラムで計算者が容易に数値を変更できる部分（入力データ：外壁面積、日射吸収率等）のみを変更するだけで、計算できる手法とする。本手法を用いることで、熱負荷計算の手間を省力化しつつ、計算精度を高めることができる。

図1に外壁置換法概念図を示す。非空調室が空調室へ与える熱的影響の要因として、非空調室の外壁からの熱貫流、換気、内部発熱、窓からの透過日射、空調室と非空調室の間

の内壁の熱特性等が挙げられる。外壁置換法は、これらの影響を空調室側から“空調室と非空調室の間の内壁+空気層+非空調室外壁”と一体化した仮想の外壁を想定し、その外壁の面積や日射吸収率等を置換する手法である。

2.1 基本式

(1) 定常熱平衡式

表1に理論式を示す。外壁置換法は、式(1)に示す非空調室の定常熱平衡式を基とする。式(1)第一項が非空調室の外壁からの貫流による熱負荷、第二項が非空調室の換気による熱負荷、第三項が非空調室の内部発熱、透過日射による熱負荷、第四項が空調室側からの貫流、リターンパスによる熱負荷を示している。式(1)を非空調室の室温について解くと、式(3)が得られる。これを式(4)に示す空調室への内壁貫流熱負荷の式に代入すると式(5)となる。これにより、非空調室の室温を求めずに、その影響を計算することができる。ここで、式(7)、(8)に示す f_{e} を導入することで、既往の熱負荷計算プログラムの入力データの変更のみで非空調室の熱的影響を考慮できる式(6)に変形することが可能となる。さらに、式(10)~(12)に示す補正係数を導入すると式(9)が得られる。

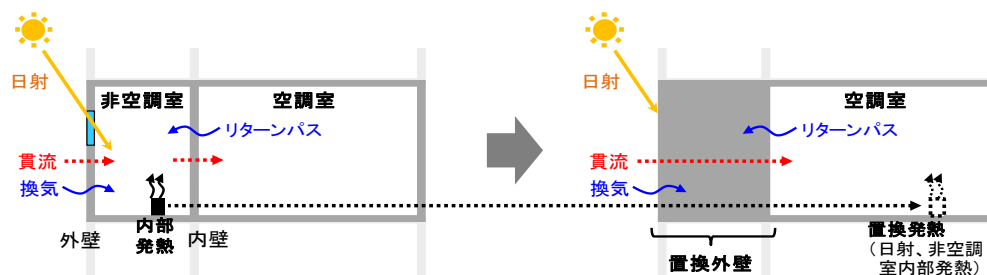


図1 外壁置換法概念図（断面）

表 1 外壁置換法の理論式

非空調室の定常熱平衡式は、

$$\sum_j U_j \cdot A_j (SAT - t_a) + c_p \cdot \rho \cdot V_o (t_o - t_a) + q_{in} + K(t_r - t_a) = 0 \quad \dots(1)$$

$$K = \sum_i U_i \cdot A_i + c_p \cdot \rho \cdot V_r \quad \dots(2)$$

非空調室の室温は、

$$t_a = \frac{(\sum_j U_j \cdot A_j \cdot SAT + c_p \cdot \rho \cdot V_o \cdot t_o + q_{in} + K \cdot t_r)}{(\sum_j U_j \cdot A_j + c_p \cdot \rho \cdot V_o + K)} \quad \dots(3)$$

空調室への内壁貫流熱負荷は、

$$q = \sum_i U_i \cdot A_i (t_a - t_r) \quad \dots(4)$$

ここで、式(3)で求めた t_a を式(4)に代入すると、

$$q = \sum_i U_i \cdot A_i \left(\frac{\sum_j U_j \cdot A_j (SAT - t_r) + c_p \cdot \rho \cdot V_o (t_o - t_r) + q_{in}}{(\sum_j U_j \cdot A_j + c_p \cdot \rho \cdot V_o + K)} + t_r \right) \quad \dots(5)$$

$$\begin{aligned} &= \sum_i U_i \cdot A_i \cdot \sum_j f_j (SAT - t_r) \\ &\quad + \sum_i U_i \cdot A_i \cdot f_v \{ t_o + q_{in} / (c_p \cdot \rho \cdot V_o) - t_r \} \\ &= \sum_i U_i \cdot A_i \cdot \sum_j f_j \left(\frac{al}{h_o} + t_o - t_r \right) \\ &\quad + f_v \cdot \sum_i U_i \cdot A_i \{ t_o + q_{in} / (c_p \cdot \rho \cdot V_o) - t_r \} \\ &= \sum_i U_i \cdot A_i \left(\sum_j f_j + f_v \right) \left\{ t_o - t_r + \frac{\sum_j f_j}{\sum_j f_j + f_v} \cdot \frac{al}{h_o} \right\} \\ &\quad + \sum_i U_i \cdot A_i \cdot f_v \cdot \frac{q_{in}}{c_p \cdot \rho \cdot V_o} \quad \dots(6) \end{aligned}$$

ここに、

$$f_j = U_j \cdot A_j / \left(\sum_j U_j \cdot A_j + c_p \cdot \rho \cdot V_o + K \right) \quad \dots(7)$$

$$f_v = c_p \cdot \rho \cdot V_o / \left(\sum_j U_j \cdot A_j + c_p \cdot \rho \cdot V_o + K \right) \quad \dots(8)$$

ここで、(6)式に着目すると、

$$q = \sum_{i,k} C_1 \cdot U_k \cdot A_i \left(t_o - t_r + C_2 \cdot \frac{al}{h_o} \right) + C_3 \cdot q_{in} \quad \dots(9)$$

ここに、

$$C_1 = \frac{\sum U_i}{\sum U_k} \cdot \left(\sum_j f_j + f_v \right) \quad \dots(10)$$

$$C_2 = \frac{\sum_j f_j}{\sum_j f_j + f_v} \quad \dots(11)$$

$$C_3 = \sum_i U_i \cdot A_i \cdot f_v / (c_p \cdot \rho \cdot V_o) \quad \dots(12)$$

と表すことができる。

(2) 置換外壁

式(9)の第一項より、非空調室とその内外壁を一体化した外壁に置換したことになる。 f_j 、 f_v が時刻により変動しない値とすれば、式(10)、(11)に示す面積補正係数 C_1 、日射吸収率補正係数 C_2 により、既往の熱負荷計算プログラムで計算者が容易に数値を変更できる外壁の面積、日射吸収率を補正するだけで、非空調室の外壁からの貫流、換気の影響を考慮できる。

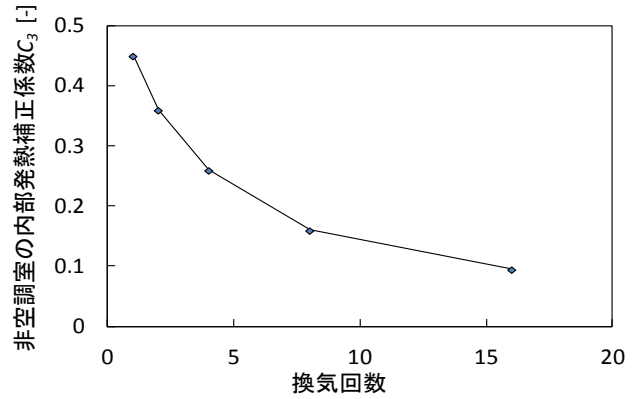


図 2 換気回数と C_3 の関係

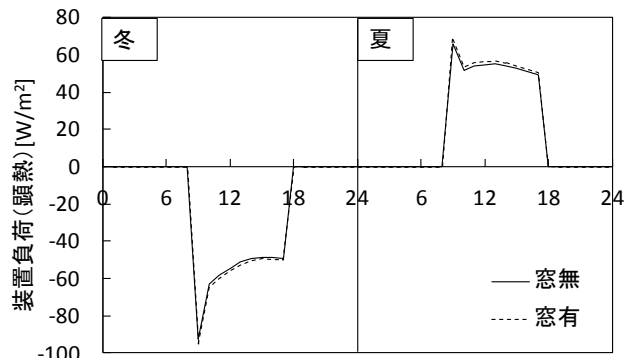


図 3 窓の有無^{※1}による装置負荷 (顕熱)

※1 窓はWCに設置し、窓面積率は20%とした。
 WCの外壁面積は、非空調室全体の1/4程度である。

(3) 置換発熱

非空調室の内部発熱・透過日射による熱負荷は、式(9)の第2項 $C_3 \cdot q_{in}$ で表される。しかし、外壁置換法では、非空調室を仮想の外壁として計算を行うため、 $C_3 \cdot q_{in}$ を既往の熱負荷計算プログラムの入力値として扱うことが不可能である。そこで、 $C_3 \cdot q_{in}$ を“置換発熱”として空調室の内部発熱に置き換えることとした。 q_{in} が透過日射の無い内部発熱のみの場合、換気回数と式(12)より算出した非空調室の内部発熱補正係数 C_3 の関係を図2に示す。換気回数が大きいほど、空調室の内部発熱として置換する値が小さくなっている。これは、換気回数が大きいほど、非空調室の内部発熱による空調室への熱的影響が小さいことを示している。

図3に非空調室の窓の有無による装置負荷(顕熱)を示す。非空調室における窓の透過日射による熱負荷については、一般的に非空調室の窓面積比率が小さいことから、熱負荷計算における影響が小さい。従って、透過日射による熱負荷については無視することとした。なお、図3は、後述の図5に示すモデルで算出した値である。

2.2 換気量補正式

C_1 、 C_2 は、非空調室の換気が24時間運転である場合の仮想の外壁面積を求める補正係数である。換気が間欠運転の場合にこの補正係数を適用すると、置換した想定の外壁面積は大きめに補正され、熱負荷が過大に計算さ

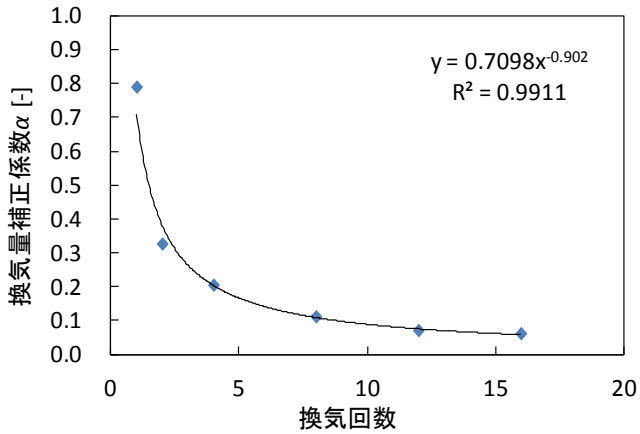


図4 換気量補正式

れることとなる。そこで、適当な外壁面積を求めるために、換気量の補正係数 α を定義する。 α は、後述の図5に示すサイドコアオフィスモデルとして、非空調室の換気が間欠運転の場合の多数室計算結果と、外壁置換法を用いた定常計算を行った結果を比較することで算出し、図4に示す近似式により表される。

2.3 外壁置換法による入力データの置換表

表2に外壁置換法による入力データの置換表を示す。計算者は $C_1 \sim C_3$ に示す補正係数を外壁面積、日射吸収率、非空調室の内部発熱に乗じた値を既往の熱負荷計算プログラムに入力するだけで、非空調室の熱的影響を考慮した熱負荷計算を行うことが可能となる。

3 外壁置換法の精度検証

外壁置換法の計算精度を検証するため、BESTを用いて多数室相互の熱的影響を考慮した方法(多数室計算法)、隣室温度差法、及び外壁置換法による最大冷暖房負荷計算を行い、装置負荷(顕熱)の比較を行った。精度検証は、①非空調室の換気が24時間運転の場合、②間欠運転の場合に、内部発熱や換気量を変化させることで、多数室計算法の結果への追従性を確認した。

3.1 計算概要

図5に示すモデルビルについて精度検証を行った。非空調室の室温変動に関して、外壁からの貫流熱の影響も考慮するため、サイドコアオフィスを対象とした。計算対象は、空調室と非空調室が隣接する部分として、ホワイエとホワイエ北側の非空調エリアとした(図5色付き部)。計算条件を表3に示す。なお、非空調室から空調室への熱的影響を検証するため、通常想定されるホワイエの外気導入や照明負荷等はないものとした。また、外壁置換法で計算を行うにあたり、計算対象室の天井・床、ホワイエの南側内壁は、隣室温度差係数を0とし、熱的影響が無いものとした。隣室温度差法は、空調室と非空調室の間の内壁の隣室温度差係数を0.5として計算した。

表2 外壁置換法による入力データの置換係数

基本式※2	$q = C_1 \cdot \sum_k U_k \cdot \sum_i A_i \left(t_o - t_r + C_2 \cdot \frac{aI}{h_o} \right) + C_3 \cdot q_{in}$
C_1 (面積補正係数)	$\frac{U_i}{U_k} \cdot \left(\sum_j f_j + f_v \right)$
C_2 (日射吸収率補正係数)	$\frac{\sum_j f_j}{\sum_j f_j + f_v}$
C_3 (非空調室の内部発熱補正係数)	$\frac{\sum_i U_i \cdot A_i \cdot f_v}{(c_p \cdot \rho \cdot V_o)}$
f_j	$f_j = U_j \cdot A_j \left(\sum_j U_j \cdot A_j + c_p \cdot \rho \cdot \alpha \cdot V_o + K \right)$
f_v ※3	$f_v = c_p \cdot \rho \cdot \alpha \cdot V_o \left(\sum_j U_j \cdot A_j + c_p \cdot \rho \cdot \alpha \cdot V_o + K \right)$

※2 非空調室の外壁の方位は一方のみとし、非空調室の外壁の日射吸収率と同じ値とする。

※3 C_3 については換気量補正係数 $\alpha = 1.0$ とする。

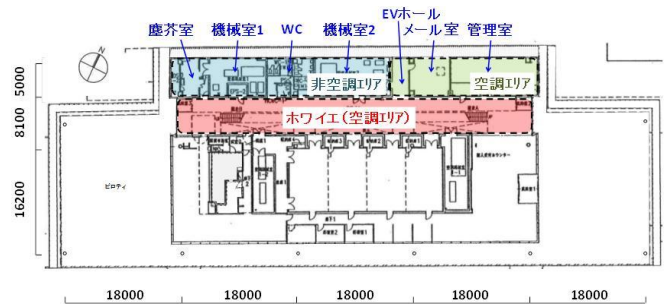


図5 モデルビル(平面図)

表3 計算条件※4

厚さの単位: mm		
ホワイエ	空調 季節 隙間風	8-17時 夏季6-9月、中間期4.5,10,11月、冬季12-3月 0.2回/h
コア共通	外壁 内壁	タイル10+PCコンクリート150+吹付硬質ウレタン20 石膏ボード12+中空層+石膏ボード12
機械室1.2	内部発熱 換気(外気)	機器40W/m ² 2回/h(8-17時)
WC	窓面積率 内部発熱 換気(パス)	8% 無し 10回/h(8-17時、ホワイエ→WC)
塵芥室	内部発熱 換気(外気)	無し 15回/h(8-17時)

※4 モデル化にあたり、設計条件を一部変更している。

3.2 計算結果

図6に各種計算法(多数室計算法、隣室温度差法、外壁置換法)による装置負荷(顕熱)の比較結果を示す。

①非空調室の換気が24時間運転の場合

図6a、bに非空調室の換気が24時間の場合の比較結果を示す。内部発熱が無い場合(図6a)、隣室温度差法、外壁置換法共に、多数室計算法の結果と近い値になった。

しかし、非空調室に内部発熱がある場合 (図 6 b)、隣室温度差法は、内部発熱が無い場合と計算結果が変わらないのに対し、外壁置換法は、非空調室の内部発熱の影響を再現し、計算結果が変動し、多数室計算法の結果に近い値となっていることがわかる。

②非空調室の換気が間欠運転の場合

図 6 c、d に非空調室の換気が間欠の場合の比較結果を示す。換気回数を 2 回/h から 8 回/h に変更した場合、隣室温度差法は計算結果が変わらないのに対し、外壁置換法は、その影響を再現し、計算結果が変動していることがわかる。また、2.2 節で定義した換気量補正係数 α により非空調室の換気量を補正することで、多数室計算法に近い結果が得られていることがわかる。

4. 結

空調室に隣接する非空調室の熱的影響を考慮でき、かつ、計算者が簡単に結果を求められる新たな熱負荷計算手法として、外壁置換法を提案した。サイドコアオフィスモデルとして、非空調室の条件 (換気量、内部発熱) を変動させた場合の空調室の装置負荷について精度検証を行った。隣室温度差法に比べて、外壁置換法を用いることで多数室計算に近い結果が得られることを示した。

【謝辞】

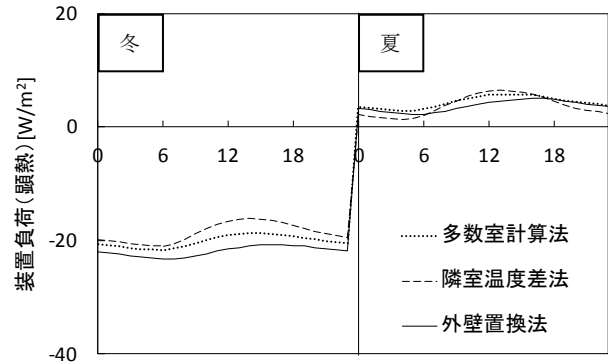
本報は、(財)建築環境・省エネルギー機構内に設置された産官学連携による環境負荷削減のための建築物の総合的なエネルギー消費算出ツール開発に関する「BEST コンソーシアム」・「BEST 企画委員会(村上周三委員長)」および専門版開発委員会 (石野久彌委員長)、行政支援ツール開発委員会 (坂本雄三委員長)、統合化 WG(石野久彌主査)の活動成果の一部であり、関係各位に謝意を表するものである。統合化 WG 名簿 (順不同) 主査: 石野久彌 (首都大学東京名誉教授)、委員: 一ノ瀬雅之 (首都大学東京)、内海康雄 (宮城高等専門学校)、大西晴史 (関電工)、木下泰斗 (日本板硝子)、木本慶介 (大林組)、工月良太 (東京ガス)、郡公子 (宇都宮大学)、孤田英晴 (鹿島建設)、佐藤誠 (佐藤エネルギーリサーチ)、芝原崇慶 (竹中工務店)、新武康 (清水建設)、菅長正光 (菅長環境設備事務所)、田中拓也 (大成建設)、長井達夫 (東京理科大学)、二宮秀典 (鹿児島大学)、野原文男、長谷川巖、二宮博史、丹羽勝巳、久保木真俊、田端康宏 (以上、日建設)、保木栄治 (東京電力)、柳井崇、品川浩一 (日本設計)、事務局: 生稲清久、石田真理 (以上、建築環境・省エネルギー機構)

【記号】

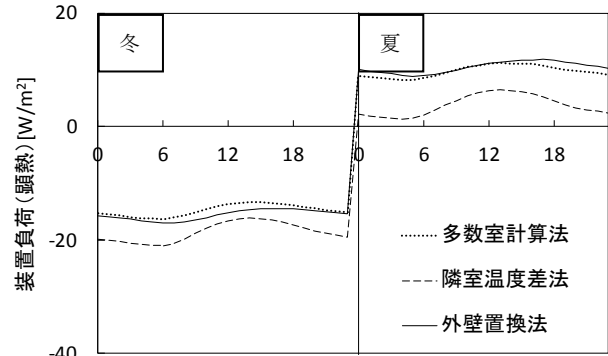
サフィックス i : 内壁, サフィックス j : 外壁, サフィックス k : 置換外壁 (内壁+非空調室を想定した空気層+外壁), A : 面積[m²], a : 外壁日射吸収率(=0.7)[-], C_1 : 面積補正係数[-], C_2 : 日射吸収率補正係数[-], C_3 : 非空調室の内部発熱補正係数[-], c_p : 空気の定圧比熱 (=1005) [J/(kg·K)], h_o : 外壁表面熱伝達率 [W/(m²·K)], I_o : 外壁面全日射量[W/m²], K : 非空調室の空調室側熱損失係数[W/m²], ρ : 空気の密度(=1.2) [kg/m³], q_{in} : 非空調室の内部発熱と透過日射量[W], SAT : 相当外気温度 [°C], t_a : 非空調室の室温 [°C], t_o : 外気温度 [°C], t_i : 空調室の室温 [°C], U : 熱貫流率[W/(m²·K)], V_o : 非空調室の換気風量 (24 時間平均) [m³/s], V_i : 空調室から非空調室へのリターンパス風量 [m³/s], α : 換気量補正係数[-]

【参考文献】

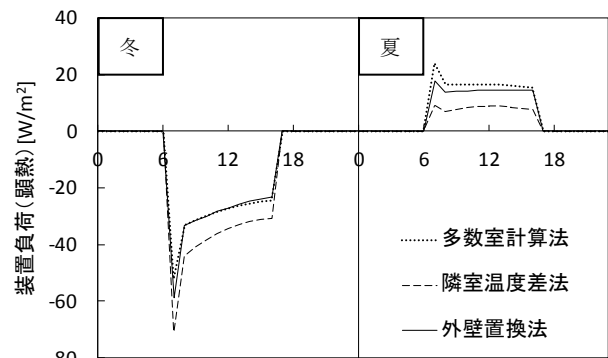
- 1) 郡公子、石野久彌: 設計用非空調隣室温度に関する研究、日本建築学会大会学術講演梗概集、1989



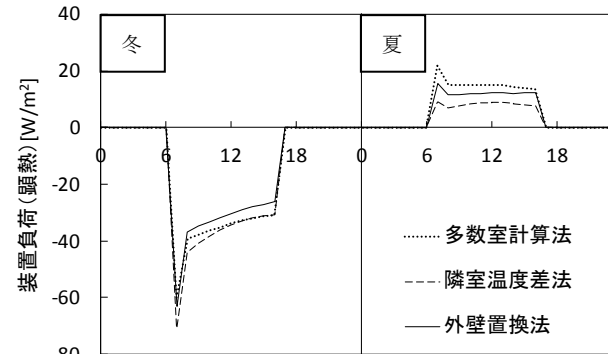
a) 24 時間換気 (機械室換気回数 2 回/h、内部発熱無)



b) 24 時間換気 (機械室換気回数 2 回/h、内部発熱 40W/m²)



c) 間欠換気 (8-19 時、機械室換気回数 2 回/h、内部発熱 40W/m²)



d) 間欠換気 (8-19 時、機械室換気回数 8 回/h、内部発熱 40W/m²)

図 6 各種計算法の比較結果