外張断熱通気工法における壁体内通気層の熱・通気特性に関する研究

A STUDY ON THE AIR DISTRIBUTION AND THERMAL PERFORMANCE OF
VENTILATED AIR LAYER IN THE AIR CIRCULATION WALL
BY USING OUTSIDE THERMAL INSULATION SYSTEM

石原 修*, 酒井孝司**, 田島美沙子***, 上森清美****

*Osamu ISHIHARA, Kouji SAKAI, Misako TAJIMA
and Kiyomi KAMIMORI*

The air circulation wall is a triple envelope and double air layer system of outside walls and roofs. Its midst envelope is a thermal insulation board and divides the wall into two air layers. Since its outer air layer works like as a solar collector, this system increases indoor air temperature in winter under closed air circulation. In summer, its open air circulation exhausts hot air to the outdoor. Many Japanese wooden houses with this air circulation system have been constructed. However, many problems are remained for its optimum designing such as the precise prediction of thermal characteristics and air distributions in the layers. This paper investigates the air distribution and thermal performance of the air circulation wall through real-size model experiments and numerical analysis by means of computational fluid dynamics.

Keywords: Air circulation wall, Stack effect, Natural convection, Computational fluid dynamics

通気壁体, 煙突効果, 自然対流, 数値流体力学

1. はじめに

木造住宅における外壁の断熱工法の一つとして外張り断熱通気工法が挙げられ, 壁体内に通気層を持つ建築が増えてきている¹⁾。この通気層は, 夏季における壁面や屋根面での日射取得量の軽減や, 壁体内部の湿気を除去することを目的として外装材内側と木造軸組外側の断熱材との間に設けられることが多い。

通気層内の空気は, 日射により加熱された外装材および断熱材表面から熱および湿気を除去しながら煙突効果により層内を上昇する。通気層に流入する空気は, 外気から取り入れて外気に排出するもの(外気取入れ型)と, 床下空気など躯体内の空気を取り入れて躯体内に排出するもの(床下空気型)がある。何れも通気層の付加により壁体の通気性能向上や日射熱の排除を試みている。しかし, 床下空気型では, 夏季に躯体内温度の上昇を生じる恐れがあり, 外気取入れ型では, 冬季における日射の有効利用が困難である。また, 床下空気型では, 冬季夜間には下降気流が生じ, 通気層内で結露する恐れがあるため, 下降気流を防止するための工夫が必要である¹⁾³⁾。

本論文で取り扱う通気壁体は, 床下空気型で, 通気層下部の空気流入部には, 逆流防止弁を設け, 下降気流を妨げる工夫が施されている。また, 本通気壁体を採用した住宅では, 夏季に小屋裏・床下に設けた換気口を開放して通気層で暖まった空気の外気への排出, 冬季は換気口を閉鎖して小屋裏に蓄熱するよう計画されて

いる。筆者ら⁴⁾⁵⁾⁶⁾は, 本壁体を用いた実験住宅や実際に施工された住宅の実測を詳細に行い, 夏季の室温上昇防止, 冬季の昇温効果等の温熱環境改善効果を示している。しかし, これらの実測では環境改善効果の原動力となる通気層の熱特性(集熱量・層内風速等)までは言及されていない。

一方, 流体力学分野では, 垂直二平行平板の自然対流熱伝達問題として, 通気層と同等な領域に対する実験・数値解析が多く行われている⁷⁾。特に宮武ら⁸⁾は, 平行平板の一方を加熱, 一方を断熱とした理論解析を行っている。建築環境工学分野では, 尾崎ら⁹⁾が, 宮武らの領域の実験室実験と層流の数値解析を行い, 片側完全断熱を仮定した理論解析により定常状態での通気層内風量・集熱量を示している。貝塚ら¹⁰⁾¹¹⁾は, 通気層の熱抵抗を算出する目的で, 熱収支モデルを提案し, 通気層の形状抵抗や壁体構造に関する1次元定常解析を行っている。また, 角舎ら¹²⁾は, 外気取入れ型通気層の集熱量に関する実測・数値解析を行っている。

実際の壁体内通気層の熱・通気性状は, 日射の非定常性, 上下方向の壁面温度差, 通気層出入り口の形状抵抗に依存すると考えられる。また, 通気層表面間の放射熱伝達や, 集熱により高温となった空気からの対流熱伝達により, 断熱材内側(室内側)への熱移動も考えられ, 全ての通気層に対応する理論解析は困難であると思われる。そこで, 本研究では床下空気型の通気壁体を対象とし, 壁体内通気層の熱・通気特性, 特に日射を熱源とした通気

* 熊本大学工学部環境システム工学科 教授・工博
** 熊本大学大学院自然科学研究科 助手・博士(工学)

*** 熊本大学大学院自然科学研究科 大学院生・工修

**** エアサイクル産業(株)技術部 工修

Prof., Dept. of Architecture and Civil Engineering, Kumamoto Univ., Dr. Eng.
Research Assoc., Graduate School of Science and Technology, Kumamoto Univ.,
Dr. Eng.
Graduate Student, Graduate School of Science and Technology, Kumamoto Univ.,
M. Eng.
Section of Technology, Air Cycle Industry, M. Eng.

図1 壁体模型概要

層内の非定常現象の把握を試みた。本論文では、実大の通気壁体模型の実測結果と、実測結果を利用した通気層内の気流解析により通気層内の熱・通気特性について考察した結果について述べる。

2. 通気壁体の模型実験

本研究で対象とする通気壁体は、外表面材・断熱材・内表面材の3つにより構成され、各部材間は通気層となっている。内壁側通気層(以降、内壁空洞)は上下部で天井裏、床下と連結しており、外壁側通気層(以降、集熱層)は上下部で内壁空洞と通じている。昼間、集熱層で暖まった空気は内壁空洞へ導入される。そのため夏季に躯体内部温度の上昇を招く恐れがある。また、冬季夜間は下降気流が生じ、通気層内で結露する恐れがあるため、集熱層をふさぐ工夫が必要である。この問題に対応するため、本通気壁体では、壁体内の空気循環の性能を夏と冬とで切り替える。夏季は床下・小屋裏の換気口を開放し、集熱した熱量を煙突効果により屋外へ排熱する(夏パターン)。また冬季は換気口を閉鎖し、集熱した空気を内壁空洞および小屋裏へ蓄熱する(冬パターン)。通気層下部には逆流防止弁¹⁾が設けられており、夜間の断熱性能低下を防ぐ工夫が施されている。

2.1 実験概要

筆者ら⁵⁾が長期実測を行っている外張り断熱通気工法を用いた木造2階建の実験住宅(熊本大学地域共同研究センター敷地内、1989年竣工)の西側壁面に接する形で、同工法による実大壁体模型を作成し、実測を行った。

集熱層は模型の西壁面に設け、他の壁面には断熱材60mmを施して外界からの影響が少なくなるようにしてある。集熱層の大きさは幅0.93m×高さ2.9m×通気層厚0.024mで、中央部仕切により幅0.45m×高さ2.9m×通気層厚0.024mの通気層に分割し、各々に流入・流出口が設けてある。

模型作成に際し、通気層内気流について予備検討を行ったとこ

ろ、層表面温度、熱流の垂直分布の測定が必要であることが示唆された。そのため測定は、集熱層の垂直方向の熱特性に主眼を置いて長期測定を行った(1995年7～1996年3月)。床下・小屋裏換気口は1995年7月～12月上旬は開放し(夏パターン)、1995年12月中旬～3月は閉鎖(冬パターン)して空気循環性能を切り替えた。

温度測定にはT熱電対を用いて高さ別の各部材表面温、通気層出入口温などを40点、また各部材表面熱流は熱流計(英弘精機 MF-140)を用いて20点、測定間隔5分間で実測を行っている。なお、通気層の表面温度・熱流は集熱層入口から0.5、1.0、1.5、2.0mの高さで実測を行った。壁体模型の概略、測定位置および測定項目を図1に示す。

2.2 実測結果

夏パターンについては1995年9月19日、冬パターンについては12月17日の晴天日の実測結果について比較・検討を行う。

(1) 模型内温度分布

図2、3に夏・冬パターンの外界条件と床上高さ1.5mの位置での壁体模型の各部材表面温の経時変化を、図4、5に模型内の空気温度を示す。夏季・冬季とも、通気層が設けてある西壁に日射の当たる午後から、外壁表面温度 θ_{so} が著しく上昇する。それに伴い、集熱層表面温度 $\theta_{1,2}$ も上昇し、外表面温度に近い値となる。外気温と外壁表面温度との差は、夏季、冬季ともにピーク時で30℃近い差を示している。内壁空洞表面温度 $\theta_{3,4}$ および室温 θ_i は、 $\theta_{1,2}$ に比べて緩やかに変動しており、断熱材および集熱層の排熱効果と考えられる。

室温 θ_i をみると、夏パターンの室温は、床下空気温度に近く、冬季は、小屋裏温度に近くなっている。また、冬季は日没後の内壁空洞内温度の変動が夏季に比べて緩やかとなっており、換気口の開閉により、躯体内の熱特性が変化することが確認できる。

θ_{in} と集熱層表面温度 θ_1, θ_2 の温度差はピーク時で20℃程度、集熱層出口温度は θ_1, θ_2 の中間程度となっている。通気層入口

図2 外界気象条件と各壁表面温度 (夏パターン)

図3 外界気象条件と各壁表面温度 (冬パターン)

図4 模型内空気温度 (夏パターン)

図5 模型内空気温度 (冬パターン)

図6 壁表面通過熱流 (夏パターン)

図7 壁表面通過熱流 (冬パターン)

空気温 θ_{in} は、日の出から日没まで床下空気温度 θ_{cr} と一致し、夜間は外気温と一致している。これらのことから日射に伴って集熱層に空気が流入し、集熱層内で自然対流による集熱が行われていると考えられる^{注2)}。

(2) 模型内熱流分布

図6, 7に床上高さ1.5mの位置での壁体各部の表面熱流量の測定結果を示す。なお、熱流は室外から室内に向かう量を正として示す。夏パターンでは西壁面日射量が最大となる15時頃、集熱層の屋外側表面を通過する熱流 q_1 も最大となる。室内側表面熱流 q_2 は q_1 の約1/2、内壁空洞の室内側表面熱流 q_4 は q_1 の約1/5で、集熱層および内壁空洞において熱流が減少していることがわかる。冬パターンでは、14時頃通気層の屋外側表面を通過する熱流 q_1 が最大となる。室内側表面熱流 q_2 は q_1 の約1/2になっており、夏パターンと同様、集熱層を挟んで熱流が減少している。

集熱層での熱流の減少を説明するために、層内での熱収支を考える。ところで貝塚ら¹⁰⁾は、通気層の熱流に関する熱収支モデルを提案しており、本論では、このモデルの実測への適用を考える。

貝塚らのモデルを参考に集熱層内の熱収支を図8のようにモデ

図8 集熱層内熱収支の仮定¹⁰⁾

表1 取得熱流量の算定式

除去(取得)熱流量:	$q_{cv} = q_1 - q_2$	(1)
対流熱伝達量:	$q_{cv} = q_1 - q_2 = q_{cv1} + q_{cv2}$	(2)
	$q_{cv1} = q_1 - q_r$	(3)
	$q_{cv2} = q_2 - q_r$	(4)
放射熱伝達量 ¹³⁾ :	$q_r = \varepsilon_{12} C_b (\theta_1 - \theta_2)$	(5)
	$\varepsilon_{12} = 1 / (1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1)$	(6)
	$C_b : 5.66 [W/^\circ C m^2]$ $\varepsilon_1, \varepsilon_2 : 0.9$

図9 集熱層表面对流熱伝達量(取得熱流) (夏パターン)

図10 集熱層表面对流熱伝達量(取得熱流) (冬パターン)

図11 qcv ピーク時における層内熱収支と断面温度分布

ル化すると、測定を行っている q_1 , q_2 の差が空気が集熱した量とみなせる。また、放射熱授受により外表面材から断熱材に受け渡された量が既知であれば、集熱層の両表面から持ち出される熱流が算出可能となる。

2.3 層内熱伝達量の算出

図8の熱収支仮定を用いて、層内の熱伝達量を算出する。本論では、集熱層表面間の距離が2.4cmと狭いため、両壁面間の放射熱授受は無限大の平行平面として取り扱い、各表面からの対流熱伝達量を算出した。対流熱伝達量および放射熱伝達量の算出式を表1に示す。対流熱伝達量 q_{cv} 、放射熱伝達量 q_r は、集熱層の熱流の測定を行っている4点(図2中の①~④)で算出し、壁面各々の対流熱伝達量 q_{cv1} , q_{cv2} を式(3),(4)より求めた。前節で考察を行った1995年9月19日、12月17日について対流熱伝達量を算出した結果を図9、10に示す。図9の夏季において、正午頃に $q_{cv}①$ に極値(負値)が見られるのは、屋根面(底部分)の影の影響によるものである。壁体模型内の中央仕切で仕切られた両通気層では分布の傾向は一致していた。

図9、10に示す対流による集熱量は、夏季・冬季ともに夜間ではほぼ0を示し、集熱面に日射の当たる午後に大きな値を示す。天

図12 計算対象領域

空日射のみである午前中では、わずかではあるが正值を示す。集熱量は、 $h=0.5m$ で最も大きく $h=1.5\sim 2.0m$ での差は少ない。

外壁表面温度が最大となる時刻の温度・熱流分布を図13に示す。分布の傾向は、夏・冬で一致している。熱流分布では、集熱層下部においては両表面からの対流熱伝達が見られ、内壁空洞への通過熱流は小さくなっている。層上部では、室内側表面からの対流熱伝達は少なく、内壁空洞への通過熱流は放射熱伝達量とほぼ等しい。夏パターンの測定点①では、わずかではあるが空気から表面への対流熱伝達が見られる。

集熱層内空気温度は、夏・冬パターンとも層下部から徐々に上昇し、夏パターンで8.2deg., 冬で6.7deg.の上昇が見られる。集熱層入口温度は、夏パターンで27.8℃, 冬パターンで14.9℃となっており、測定点④ ($h=0.5m$) までにそれぞれ14deg., 11deg.、通気層出口ではそれぞれ23deg., 21deg.の温度上昇がある(図4、5)。また、屋外側の表面温度と空気温度の差は、層下部(測定点④)で8 deg.程度、層上部(測定点①)で3 deg.程度である。

集熱層の高さ方向における対流熱伝達量の差異は、空気温度と表面温度の差に起因し、温度差の大きい層下部では熱伝達作用が大きく、集熱層上部では熱伝達作用が減少したものと考えられる。

表2 基礎方程式 (Launder-Sharma モデル)

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0 \quad (7) \quad \frac{DU_i}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \overline{u_i u_j} \right) - g_i \beta \Theta \quad (8)$$

$$\frac{D\Theta}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(a \frac{\partial \Theta}{\partial x_j} - \overline{u_j \Theta} \right) \quad (9) \quad \frac{Dk}{Dt} = D_k + P_k + G_k - (\varepsilon + D) \quad (10)$$

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = D_\varepsilon + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} f_1 P_k + C_{\varepsilon 3} f_1 G_k - C_{\varepsilon 2} f_2 \varepsilon) + E \quad (11)$$

$$D_k = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(v_k \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) \quad (12) \quad D_\varepsilon = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(v_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) \quad (13)$$

$$P_k = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (14) \quad G_k = -\overline{u_j \Theta} g_i \beta \quad (15)$$

$$-\overline{u_i u_j} = v_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (16) \quad -\overline{u_i \Theta} = v_\theta \frac{\partial \Theta}{\partial x_i} \quad (17)$$

$$D = 2\nu \left(\frac{\partial \sqrt{k}}{\partial y} \right)^2 \quad (18) \quad E = 2\nu v_t \left(\frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \right)^2 \quad (19)$$

$$f_\mu = \exp \left[-3.4 / (1 + Rt/50)^2 \right] \quad f_1 = 1.0 \quad f_2 = 1 - 0.3 \exp(-Rt^2)$$

$$Rt = \frac{k^2}{\nu \varepsilon}, \quad v_t = C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad v_k = \nu + \frac{v_t}{\sigma_k}, \quad v_\varepsilon = \nu + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon}, \quad v_\theta = \frac{\nu}{Pr} + \frac{v_t}{\sigma_\theta}$$

$$C_\mu: 0.09 \quad C_{\varepsilon 1}: 1.44 \quad C_{\varepsilon 2}: 1.92 \quad C_{\varepsilon 3}: 1.44 (G_k \geq 0), 0 (G_k < 0) \quad \sigma_k: 1.0 \quad \sigma_\varepsilon: 1.3 \quad \sigma_\theta: 0.7$$

表3 境界条件

D-E	V: 自由流出(流入)条件 U: Free slip k, ε, Θ: 流出時は Free slip, 流入時: kin=0.00002, ein=0.00002, Θin=0.
B-C	Ut, k, ε: No-slip Θw1: 実測値 Θ1(面平均) - Θin
F-G	Ut, k, ε: No-slip Θw2: 実測値 Θ2(面平均) - Θin
H-I	Ut, k, ε: No-slip Θw3: 実測値 Θ3(面平均) - Θin
その他	Ut, k, ε: No-slip 断熱境界条件

記号表

U_i: i方向速度 U: x方向速度 V: y方向速度 k: 乱流エネルギー ε: 粘性
 逸散率 D: 逸散補正項 f_{1,2,μ}: モデル関数 Ut: 接線方向速度 Pr: プラ
 ントル数 g_i: i方向重力加速度 ν: 動粘性係数 ν_t: 渦動粘性係数
 Θ_{w□}: 壁面温度 Θ₀: 基準温度 qcv1: 対流熱伝達量(B-C面) qcv2: 対流
 熱伝達量(F-G面) qcv: 対流熱伝達量(B-C,F-G面合計) Qcv: 通気層出口空気
 の持つ熱量(入口基準) Win: 集熱層入口幅 その他慣習に従う。

集熱層表面高さ方向での対流熱伝達の差異および層内空気温の上昇から考えて、層内では自然対流が生じ、層内を上昇する気流により集熱が行われていると思われる。また、層内での集熱は、集熱層下部において活発に行われていると考えられる。

3. 通気層内気流の数値解析

前章では、模型実験の結果から集熱層の温熱性状について検討を行った。しかし模型実験では、層内の上昇気流の確認や集熱量の把握が困難であった。そこで、気流の数値解析法を用いて集熱層の解析を行い、層内の通気特性の把握を試みる。

3.1 層内気流解析の概要

本論で取り扱う通気壁体では、日射による壁温上昇に伴う自然対流による壁・空気間の熱交換を期待している。層内の熱伝達の様相は、日射の非定常性、層表面の温度差、出入口の形状抵抗、放射熱授受が複雑に絡んでいる。また、通気層の厚さが2.4cmと小さいため、k-εモデルのような室内気流解析モデルが適用しにくい領域である。

図13 温度 (Win=1cm)

図14 断面風速 (Win=1cm)

図15 断面温度 (Win=1cm)

近年、壁近傍の領域を精度よく解析できる低 Re 型乱流モデルの研究が進んでいる^{14) 15)}。低 Re 型モデル解析では、壁面近傍の領域を細かく分割して解くことで壁近傍の諸量の分布が解析可能となる。その中で Launder-Sharma による低 Re 数型 k-ε モデルは壁面境界層における温度・速度分布に関して実験とよく一致することが示されている¹⁵⁾。本論では解析対象とする集熱層の厚さが小さく、高さが3mと高いため、解析領域内で乱流と層流が混在すると考えて、Launder-Sharma の低 Re 型 k-ε モデルにより通気層内解析を行う。基礎方程式を表2に示す^{注3)}。

実験は屋外で行っているため、通気層内への外部風の影響が考えられる。ここでは、外部風の多くは、内側通気層を通ると考え、外側通気層内への外部風の影響を無視して集熱層の2次元解析を行った^{注2) 4)}。壁体模型の集熱層部分をモデル化した計算領域を図12に示す。また、MAC法などの陽解法では、mesh幅による時間差分間隔 Δt の制約が大きいため、半陰解法である SIMPLE 法を採用した¹⁷⁾。時間項の差分は完全陰解法とし、移流項の差分は運動方程式に QUICK、スカラー方程式に Hybrid を用いた。

mesh数は、71×85(最小0.5mm×0.5mm、最大4cm×8cm)で、グリッドシステムには staggered を用いた。境界条件を表3に示す。解析対象日は、前章の夏パターン(1995年9月19日)とし、壁面温度は、実測値の面平均値を通気層入口温度で基準化して各面で一様として与え、解析は実次元で行った。

3.2 層内定常解析

実験を行った通気層出入口の形状抵抗が不明のため、何らかのモデル化が必要となる。本論では、通気層入り口部分の幅を0.5~3cmまで、0.5cm間隔で計6ケースの定常解析を行い、実験結果と比較する。

解析は実測結果の壁面温度が最大となる午後3時を想定して行った。集熱層表面の温度境界条件には実験データ(1995年9月19日午後3時, Θw1=24.3deg., Θw2=17.7deg.何れも面平均値)の結果を

図 16 対流熱伝達量 q_{cv1} (B-C 面) (集熱層高さ方向) 図 17 対流熱伝達量 q_{cv2} (F-G 面) (集熱層高さ方向)

図 18 集熱層出口の平均風速・温度

図 19 集熱層あたりの集熱量

図 20 計算で用いた壁表面温度(入口温度基準)

図 21 層内空気温度(入口温度基準)

用いた。時間刻みは $\Delta t=100.0\text{sec}$ で諸量の修正量が十分小さくなったところで定常とみなした。

入口幅 1cm の層内温度・風速分布を図 13～15 に示す(他の結果は省略)。図 13 に示すように層内の空気は、両壁面から暖められ、集熱層上部ではほぼ両壁面温度の中間程度まで昇温している。

図 14 の速度プロファイルでは、層下部から上部まで上昇気流が生じており、層内で自然対流が生じていることがわかる。図 15 の温度プロファイルを見ると、層下部では、空気温度が両壁面よりも低く、上部では、室内側壁面温度(F-G 面)に比べて空気温度が高い。従って上部では下部から選ばれた熱量が室内側に若干ではあるが受け渡されていることが判る。

図 16, 17 に表面での対流熱伝達量の分布を示す。入口幅 1cm の場合に実験とほぼ対応している。何れの入口幅においても高さ 1m まででは室内側表面からの熱伝達が大きく、無視し得ないことがわかる。また層上部では、入口幅が大きい場合には両壁面から熱を受け取っているが、幅が小さくなるに従い、空気から壁への熱伝達がみられる。

図 18 に出口における平均温度と平均風速、図 19 に集熱量を示す。集熱量は、実験に用いた集熱層モジュール一つ当たり(集熱層厚 0.024m×高さ 3m×横幅 0.42m)に換算した値である。集熱層の

入口の幅により、風速および出口温度が変化し、集熱層の幅に比べて開口が狭くなると風速が遅く、平均温度が高くなる。図 19 に示す集熱量の分布における各表面からの熱伝達は、入口幅が広くなるとほぼ同程度で、狭くなると屋外側表面からの集熱量が卓越する。この傾向は、円管内流れにおける熱伝達と同様であり、入口幅が狭い場合に温度の助走区間が短くなったためである¹⁸⁾。その結果、空気温が室内側表面温度より高くなって空気から室内側への熱伝達が生じ、出口における集熱量が小さくなる。

本論でモデル化を行った出入り口部の形状抵抗は、入口幅 W_{in} で表現されている。従って、集熱層の実際の幅とは一致しない。

3. 3 非定常計算

定常解析において実験と比較的良好な対応が得られたので、夏パターンの日照時間帯について 2 次元非定常解析を行った。

時間刻み $\Delta t=10.0$ 秒で、壁面温度には実測値(測定間隔 5 分)を線形補間して与えた。他の条件は定常解析と同様である。図 20 に解析に用いた温度境界条件(壁体模型の実測結果)を示す。解析は午前 8 時から午後 6 時 30 分までとした。

図 21 に測定点と同一高さの平均温度分布を示す。実験値は、層中央部の空気温度を集熱層入口温度で基準化したものである。計算値は断面の平均値であるため若干低めではあるが、傾向は一

図 22 対流熱伝達量 (F-G 面)

図 24 集熱層出口平均風速・温度 (計算値)

致している。計算での層内温度上昇は、23℃前後で、床上高さ 1 m までの温度上昇は、層内温度上昇の約 8 割となっている。

図 22, 23 に壁面での対流熱伝達量を示す。実測値は、2. 3 節のモデルにより算出した値である。計算と実測結果の傾向は概ね一致している。計算結果が、 $y=0.5\text{m}$ の点で実測値より高く、 $y=2\text{m}$ の点で実測値より低くなっているのは、壁面温度を一樣として解析を行ったためである。 $qcv2$ は層上部で負値となり、実験・計算とも空気から室内側壁面への熱移動が確認できる。また、実測・計算とも層下部における熱流が大きく、上方では少なくなっており、前述の層内温度上昇と対応している。従って、層内での集熱は、層下部で活発に行われていることが解る。

図 24 に集熱層出口の平均風速・温度の経時変化を示す。計算開始直後から風速が上がりはじめ、直達日射が当たる 12 時頃から大きく上昇し、午後 3～4 時頃に最大値 0.4m/s となる。出口温度も同様の傾向を示し、最大値 20deg. となった。午前中は天空日射のみであるが、0.1～0.2m/s 程度となっている。通気壁体を採用している実際の住宅では、外周壁全てに集熱層を設けている。天空日射のみの場合にも上昇気流が生じていることから直達日射のあまりあたらぬ北側壁面に集熱層を設けた場合でも自然対流による上昇があると推察される。

図 25 に集熱層モジュール換算した集熱量を示す^{注 5)}。直達日射のない午前中では緩やかに 20W まで上昇し、直達日射により最大 100W 程度まで上昇する。層内での集熱総量 Q_{cv} に対し、外壁側表面からの除去量 Q_{cv1} が 2/3、室内側 Q_{cv2} が 1/3 程度となっている。これは室内側表面上部で室内への熱移動がみられるものの、層下部における熱取得が大きいためである。従って集熱層の解析では断熱材側の対流熱伝達量を無視できないことが解る。

以上の結果より、数値解析の結果と実測は良く一致しており、

図 23 対流熱伝達量 (F-G 面)

図 25 集熱量 (計算値)

2. 3 節で行った熱収支のモデル化の妥当性が確認できる。従って壁体模型の集熱層においても計算同様の自然対流による上昇気流があると考えられる。数値解析は夏パターン時のみであるが、入口温度と集熱層表面温度との差(図 3, 5), 層内での熱流分布の傾向(図 10,11)からみて冬パターン時も同等に自然対流による集熱が行われていると考えられる。

4. 結論

本論文では、実大の通気壁体模型の実測結果と、実測結果を利用した通気層内の気流解析により、通気壁体内通気層内の熱・通気特性について検討を行った。その結果、以下の結論を得た。

- ①日の出から日没までの間、床下気温と通気層入口温が一致することから、集熱層内に床下から空気が導入されていることを示し、集熱層下部に設けられた逆流防止弁が夜間の下降気流を防止することを確認した。
- ②夏季と冬季で床下・小屋裏の換気口を開閉することにより躯体内の熱特性が変化することを確認した。また温度・熱流分布の結果から、夏季・冬季ともに通気層内での集熱を確認した。
- ③集熱層に背後空間を付加することにより、層内の自然対流解析が可能であることを示した。
- ④定常解析の結果から、層内の風速および除去熱量は、流入口の形状抵抗により大きく異なることを示した。
- ⑤非定常解析の結果から、集熱量は、集熱層あたり最大で 100W 程度あり、集熱層の室内側表面から空気が取得する熱量は、総集熱量の 1/3 程度であることを示した。また層内では直達日射のない場合でも上昇気流があることを示した。
- ⑥層表面からの集熱は床上高さ 1.0m までの対流伝達量が支配的で、屋外側、室内側の表面から集熱が行われていることを示した。

⑦数値解析の結果と実測から、通気壁体内の集熱層において自然対流に起因した集熱が行われていることを示した。

【謝辞】 本研究に関する実測は、当時熊本県立大学卒業生の深水亜希子君、中島由美子君の労を多とする。また、本研究の一部は、平成7年度日本建築学会九州支部奨励研究助成金によるものである。記して謝意を表します。

本研究に關係する既発表論文

- I) 酒井孝司, 田島美沙子, 林徹夫, 石原修: 内部通気層を持つ壁体の熱・通気特性, 空気調和衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.233-236, 1995.10.
- II) 田島美沙子, 上森清美, 酒井孝司, 石原修: 外断熱通気工法における通気層内の熱・通気特性に関する研究(第1報), 日本太陽エネルギー学会研究発表会講演論文集, pp.371-374, 1995.11.
- III) 上森清美, 田島美沙子, 酒井孝司, 石原修: 外断熱通気工法における通気層内の熱・通気特性に関する研究(第2報), 夏季・冬季における通気層内伝熱特性, 日本建築学会中国・九州支部研究報告, pp.301-304, 1996.3.
- IV) 酒井孝司, 上森清美, 田島美沙子, 石原修: 外断熱通気工法における通気層内の熱・通気特性に関する研究(第3報), 通気層内の対流熱伝達率の算定, 日本建築学会中国・九州支部研究報告, pp.305-308, 1996.3.
- V) 上森清美, 酒井孝司, 石原修: 外断熱通気工法における通気層内の熱・通気特性に関する研究(第4報), 通気層内表面の放射特性に関する考察, 日本太陽エネルギー学会研究発表会講演論文集, pp.145-148, 1996.11.
- VI) 酒井孝司, 上森清美, 石原修: 外断熱通気工法における通気層内の熱・通気特性に関する研究(第5報), CFD手法を用いた通気層内気流特性の把握, 日本建築学会九州支部研究報告, 1997.3.
- VII) TAJIMA, M., KAMIMORI, K., SAKAI, K., HAYASHI, T., ISHIHARA, O.: An Experimental Study on the Air Distribution and Thermal Performance of the Air Circulation Wall, Proceedings of the 7th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Vol.3, pp.941-946, 1996.7.

参考文献

- 1) 建築技術協: 高断熱・高気密住宅の実践マニュアル, 建築技術2月号別冊, pp.92-105, 1997.
- 2) 石原修, 林徹夫, 田島美沙子: パッシブ・イソカル住宅の温熱性能に関する実験的研究(その5), 日本建築学会中国・九州支部研究報告, 第9号, pp.321-324, 1993.3.
- 3) 斎藤宏明, 土屋喬雄: 自然空気循環型パッシブ住宅における湿気性状解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.891-892, 1992.8.
- 4) ISHIHARA, O., HAYASHI, T., et al.: A Study on the Thermal Performance of the Passive Air Cycle House, ISES Solar World Congress, 1989.
- 5) 石原修, 林徹夫: パッシブ・イソカル住宅の温熱性能に関する研究(その8), 日本太陽エネルギー学会研究発表会講演論文集, pp.265-268, 1991.9.
- 6) 田島美沙子, 上森清美, 石原修, 酒井孝司: パッシブ・イソカル住宅の温熱性能に関する実験的研究(その7), 東北地方に建つ住宅での夏季測定結果, 日本建築学会中国・九州支部研究報告, 第10号, pp.261-264, 1996.3.
- 7) 例えば, 甲藤好郎: 伝熱概論, pp.175-177, 養賢堂, 1964.
- 8) 宮武修, 藤井哲: 垂直加熱平板間における自然対流熱伝達の数値解析, 九州大学生産科学研究報告, 第55号, pp.9-25, 1972.
- 9) OZAKI, A., SUGAI, T., WATANABE, T., KOJIMA, K., ONO, K.: ANALYSIS OF DRAFT QUANTITY THROUGH VENTILATED AIR SPACE, The 14th International Conference on Passive and Low Energy Architecture, Vol.2, pp.32-38, 1997.1.
- 10) 貝原正光, 斎藤安則: 外断熱通気壁体の熱特性(その1), 通気層の熱抵抗, 日本建築学会関東支部研究報告集, pp.1-4, 1979.3.
- 11) 貝原正光, 小西昭夫: 外断熱通気壁体の熱特性(その2), 日本建築学会関東支部研究報告集, pp.141-144, 1980.3.
- 12) 角倉剛典, 本間宏: 壁内中空層の自然換気による日射熱排除効果, 第5報, 層内熱伝達率およびそれを使用した動的数値解析, 空気調和・衛生工学会論文誌, No. 41, pp. 61-71, 1989. 10.
- 13) 渡辺要: 建築計画原論Ⅱ, pp.30-32, 丸善, 1965.
- 14) PATEL, V.C., RODI, W.: Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows, AIAA J., Vol.23, No.9, pp.1308-1319, 1984.
- 15) 近本智行, 村上周三, 加藤信介: 低 Re 数型 k-ε モデル(その1-2), 日本建築学会関東支部研究報告集, pp.249-256, 1994.3.
- 16) 武政, 戸河里: 窓下排気システムを用いた場合の窓まわりの流れの性状, 空気調和衛生工学会学術講演会講演論文集Ⅱ, pp.421-424, 1993.
- 17) S. V. パンカ-著: 熱移動と流れの数値解析, 森北出版, 1985.
- 18) 西田康康, 藤田恭伸: 伝熱学, 理工学社, pp.127-129, 1982.

注

1) 集熱層入口部の逆流防止弁

本通気壁体に用いた逆流防止弁を補図1に示す。集熱層入口部分には、張り子状の弁が取り付けられており下降気流生ずると弁が閉まるように工夫されている。逆止弁の両側で集熱層入口温度 θ_{in} と床下空気温度 θ_{cr} を測定している。両者は日の出から日没まで一致しており、また夜間では、 θ_{in} は外気温とほぼ一致し、 θ_{cr} の変化の傾向は外気温と一致していない。このことから、逆流防止弁が集熱層内の下降気流を抑止していると考えられる。

補図1 逆流防止弁構造図
(a) 日中(上昇気流時) (b) 夜間(下降気流時)

2) 外部風の影響

補図2に夏季実測日の外部風速分布を示す。昼間の層内温度・表面熱流の分布に、外部風に依存した変動が認められないため、外部風の外部通気層への影響は少ないと考えられる。

補図2 風速分布(1995年9月19日)

3) 集熱層内の数値解析

本報の低 Re 数解析では、計算の安定化を図るため、ε 方程式に補正項 E を加えて計算を行っている(文献13)。また、補正項 D, E は、計算領域全域で考慮している。

4) 集熱層のモデル化

解析の集熱層内の解析を行う場合、出入口面での風速・圧力が未知となるため、何らかの制約条件が必要となる(文献8)。本論文では、この困難を解消するために、通気層背後に 1m×4m の空間を設けて計算安定化を図った(文献16)。また、外部風の影響が大きい場合、集熱層は増加すると考えられるので、自然対流のみの計算は安全側であると判断した。

5) 垂直二平行平板間の自然対流解析との対応

貝原(文献10)は、図8のように集熱層の熱流分布を仮定し、甲藤(文献7)が示している等温の垂直二平行平板間の自然対流熱伝達率の実用式(式①)を用いて解析を行っている。補図2に非定常計算結果と式①を本集熱層に適用した結果を示す。計算結果では振動がみられ、壁温に実測値を補間して与えた影響と考えられる。計算結果と式①を比べると傾向は一致している。このことから(文献7)と同様の無次元整理による層内の熱伝達率把握が可能と思われる。

$$\frac{Num_b}{\lambda} = \frac{1}{24} (Gr_l Pr \frac{b}{l}) [1 - \exp(-24C(Gr_l Pr \frac{b}{l})^{-0.75})] \quad (1)$$

$$\text{ただし, } Gr_l = \frac{b^3 g \beta (\theta_w - \theta_\infty)}{\nu^2}, C = 0.638 \left(\frac{Pr}{0.861 + Pr} \right)^{0.25}$$

Num: 平均ヌセルト数, b: 集熱層厚, l: 集熱層高さ, λ: 空気熱伝導率

補図2 層面温度と集熱

(1997年3月10日原稿受理, 1997年7月16日採用決定)