

多数室建物の伝熱と換気性能の現場測定のためのシステム同定法

奥山 博康

System Identification Method for Heat Transfer and Ventilation Performance Field Measurement of Multi-Zonal Buildings

Hiroyasu OKUYAMA

1. 緒言

実態の住宅の熱性能には、外皮の熱貫流的な熱損失性能と、建物の熱容量による室温変化の均し効果と日射熱の取得性能等がある。しかし断熱材の経年劣化や熱橋の影響や施工にも影響されるので性能評価の現場測定法が必要である。しかし変動する外気温度や日射量が作用し、壁体等の熱容量の影響と多数室的な問題等もあり、多くの研究が為されているが、標準化され、広く実用化されている測定法は未だ無いようである。

一方、多数室換気測定法では、各室と外気の間だけでなく、室間の両方向の風量も求める。実際の住宅等の多数室的な状況により、換気のパフォーマンスには、室間の空気流動の把握が必要である。炭酸ガス等をトレーサースガスとして、濃度変化の測定等から、これらの風量を推定する方法がとられることが多い。筆者の多数室換気測定法では、実用に向けた装置的な改良と展開を残している。

筆者は、これらの測定法を、熱とトレーサースガスの多数室系での拡散系のシステム同定と捉え、研究開発してきた。この方法では、各室に断続的な励振としての電熱発熱あるいは炭酸ガス供給を行い、室温とガス濃度の状態値の変化を生成し、これらの状態値と、励振および気象条件等の時間変化の測定を行う。夫々の拡散系の回路網モデルの状態値に関する連立常微分方程式を、室間の風量と有効混合容積あるいは熱貫流コンダクタンスと相当熱容量と日射熱取得係数等の回帰式にし、最小二乗法を基本にしてこれらの係数を推定し、また信頼性評価も行う理論を展開してきた^{[1][2][7][27][31][32][36][41]}。そしてこの計算プログラム SPIDS を開発してきた。

しかし回路網のシステム同定モデルが実現現象に良く適合するのは、トレーサースガスの多数室での拡散系である。熱の拡散系では、室空気だけでなく壁体等の熱容量の影響が大きい場合が多い。また日射量は、直接に室空気に吸収されるのではなく、壁体の外表面等に吸収されてから、遅れて影響する。従って室温の節点だけのシステム同定モデルでは実現現象への適合性はよくない。

こうした問題があったので、本システム同定理論の応用を熱性能

の現場測定法として試みたことも初期にあったが^[5]うまくいかなかった。

しかし 2011 年頃になって、多数室熱性能測定については、励振発熱は矩形ではなく、3 日周期の間欠的な正弦波形にし、全ての測定値に 8 時間程の移動平均を加えることで、良好なシステム同定結果が得られることが分かった^[32]。この移動平均を低周波濾波とも呼んでいる^[32]。多数室熱性能測定システムについては第二世代を試作^[37]した。しかし電熱発熱を用いると、実住宅では加熱力不足になり、十分な内外温度差が生成し難い場合が多いので、実験さえも実施し難かった。

一方、多数室換気測定法は比較的多く実験できた。第一世代^[4]、第二世代^[9]、第三世代^[38]まで試作した。幾つかの測定実験^{[6]-[8], [11]-[18], [37]-[40]}も行ってきた。

しかしこの多数室換気測定でも、炭酸ガスをボンベから供給する方法では、流量制御装置だけでなく、各室へのガス供給の切り替え装置等も複雑で、長いチューブ配管も煩わしく、実用性に問題が残っていた。

そこで灯油暖房器を、熱と炭酸ガスの励振発生装置として利用し、伝熱と換気のパフォーマンスの測定を同時的に行う方法を検討し始めた^[41]。

灯油暖房器を用いれば、長時間の適切な燃焼には、仮設でも給・排気換気装置が必要と考えられるので、壁体の熱貫流だけでなく、空気移動による熱流は無視できなくなる。従って熱性能と換気性状の同時測定は、むしろ必要になる。

一方、既報の研究等^[32]により、多数室伝熱系のシステム同定では、同定する熱コンダクタンスには、対称性等の拘束条件を与えないと適切な結果が得られ難いことが分かっている。しかし一般には、室間の両方向の風量は等しくないの、対称性を仮定できるのは隙間風的に風量が小さい場合等に限られる。

また従来の熱性能測定法でも、測定中は機械換気を停止し、隙間風換気の影響は小さいと見なし、熱貫流による熱損失に含めて性能評価を行うことが多い。

仮に、室間の非対称の隙間風的な風量が測定できたとしても、単室扱いの簡単な場合を除き、一般の多数室系では、壁体熱貫流と空気移動による熱コンダクタンスを分けて同定する一般的な理論は未だ導かれていない。

*教授 建築学科
Professor, Dept. of Architecture

そこで本論では、多数室建物の伝熱モデルを、熱貫流と空気移動に分けてシステム同定する一般的な方法を既報の理論^[32]に追加し、これを計算機実験で検証する。

また多数室の熱性能測定法では、換気測定に比べ、長い測定期間が必要となる。熱性能測定で考慮すべき室間風量は、同じ長い期間での平均値が適切であるから、ガス拡散系でのシステム同定期間も同じにする。

室間の一般化熱コンダクタンスは両方向で二つあり、これらは、対称性を持つ貫流の分と非対称の風量の分を合わせて、二本の式が記述できる。これら二式を辺々差し引けば、貫流は対称性を持つので消え、二つの一般化熱コンダクタンスの差を、二つの風量の差で表す式が得られる。これらを最小二乗法の拘束条件式として評価式に加える。

また灯油暖房器を励振発生に用いた場合は矩形波に近くなる。そこで本論では、矩形波であっても、二重の移動平均を施せば改善される可能性を探る。さらに発熱励振を停止して、室温が低下する期間を設けることで、良いシステム同定結果が得られる可能性があることにも言及する。

2. 最小二乗法の回帰式と拘束条件式

多数室での熱とガスの移動を回路網でモデル化し、各節点でこれらの拡散量の収支から常微分方程式を記述する。節点 i の温度やガス濃度の状態値を x_i で表し、 j 節点から i 節点への一般化コンダクタンスを ci,j で表す。節点 i に関する容量は mi,j で表す。熱やガスの発生量を gj で表し総数は ng とする。発生源から i 節点への入力係数を ri,j で表す。また未知の状態値の節点数を n とし、外気のような既知量の節点数は no とする。全 n 個の節点の状態ベクトル $\mathbf{x}=(x_1, x_2, \dots, x_n)$ について(1)式をまとめて、(2)の連立常微分方程式が記述できる。なお、続く(9)式までの演繹過程は簡略化するので、詳しくは既報^[32]を参照されたい。

$$\sum_{j=1}^n m_{i,j} \cdot \dot{x}_j = \sum_{j=1}^{n+no} c_{i,j} \cdot (x_j - x_i) + \sum_{j=1}^{ng} r_{i,j} \cdot g_j \quad (1)$$

$$\mathbf{M} \cdot \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{C} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{C}_0 \cdot \mathbf{x}_0 + \mathbf{R} \cdot \mathbf{g} \quad (2)$$

この(2)式で入力係数 $ri,j=1$ 等の既知の係数による項は左辺に移項しベクトル \mathbf{y} を構成する。右辺に残った同定すべき係数をベクトル \mathbf{a} にまとめて、変数 x_j と、この時間微分と、 gj を、 $(k-1)\Delta t$ から $k\Delta t$ で台形近似積分し、次の被同定係数 \mathbf{a} の回帰方程式が構成される。

$$\mathbf{y}_k = \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{a} \quad (3)$$

測定期間は $nt \cdot \Delta t$ あるとし、方程式誤差 ${}_n\mathbf{e}_k$ の二次形式 ${}_n\mathbf{e}_k \cdot {}_n\mathbf{e}_k$ を測定期間で総和した最小二乗法の評価関数 J_n を \mathbf{a} で微分して \mathbf{a} を解く式が得られるが、さらなる拘束条件式も含めた最小二乗法を適用するために \mathbf{e}_a の誤差を持つとして次式が書ける。

$$\mathbf{e}_a = \sum_{k=1}^{nt} {}^t\mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{y}_k - \sum_{k=1}^{nt} {}^t\mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{a} \quad (4)$$

一方、 n 本の風量収支の $\sum ci,j = \sum cj,i$ の条件式や、何本かの壁貫流の対

称性 $ci,j=cj,i$ の拘束条件式を行方向に並べ、被同定係数ベクトル \mathbf{a} でまとめると $\mathbf{S} \cdot \mathbf{a} = \mathbf{d}$ が記述できる。これも(3)式と同様に、誤差 $\mathbf{e}_d = \mathbf{d} - \mathbf{S} \cdot \mathbf{a}$ の二次形式 ${}_n\mathbf{e}_d \cdot {}_n\mathbf{e}_d$ を最小二乗法で最適にする \mathbf{a} としても、さらに(4)式と連成した最小二乗法では \mathbf{e}_s の誤差を持つとして次式が書ける。既報では Δt^2 が乗じられていたが、後述する重みマトリックスにより結局は同じ結果になり不要であった。

$$\mathbf{e}_s = {}^t\mathbf{S} \cdot \mathbf{d} - {}^t\mathbf{S} \cdot \mathbf{S} \cdot \mathbf{a} \quad (5)$$

こうして(4)式と(5)式により二重の最小二乗法を適用する。ただし両式の物理単位は異なる上に、 \mathbf{a} に乗じられるマトリックス内の行間の要素の大きさのばらつきにより、適切な最小二乗解が得られ難い問題がある。

そこで(4)式に関しては、マトリックス $\sum {}^t\mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{Z}_k$ の各行の絶対値最大の要素の二乗の逆数を対角要素に持ち他の要素は 0 の重みマトリックス \mathbf{W}_a を導入する。同様に(5)式に関しては、 ${}_n\mathbf{S} \cdot \mathbf{S}$ について重みマトリックス \mathbf{W}_s を導入する。

ここで、(4)と(5)式から、次の(6)式のマトリックス \mathbf{F} と、(7)式のベクトル \mathbf{b} を定義して、最小二乗法で最小化すべき誤差ベクトルを ${}_n\mathbf{e} = [{}_n\mathbf{e}_a \ {}_n\mathbf{e}_s]$ とした二次形式の評価関数 J の(8)式が書ける。

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} \sum_{k=1}^{nt} {}^t\mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{Z}_k \\ {}^t\mathbf{S} \cdot \mathbf{S} \end{bmatrix} \quad (6) \quad \mathbf{b} = \begin{bmatrix} \sum_{k=1}^{nt} {}^t\mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{y}_k \\ {}^t\mathbf{S} \cdot \mathbf{d} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$J = {}^t\mathbf{e} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{W}_a & 0 \\ 0 & \mathbf{W}_s \end{bmatrix} \cdot \mathbf{e} = {}^t\mathbf{e} \cdot \mathbf{W} \cdot \mathbf{e} \\ = {}^t(\mathbf{b} - \mathbf{F} \cdot \mathbf{a}) \cdot \mathbf{W} \cdot (\mathbf{b} - \mathbf{F} \cdot \mathbf{a}) \quad (8)$$

これを \mathbf{a} で微分した最小二乗解が次の(9)式で計算できる。

$$\hat{\mathbf{a}} = ({}^t\mathbf{F} \cdot \mathbf{W} \cdot \mathbf{F})^{-1} \cdot ({}^t\mathbf{F} \cdot \mathbf{W} \cdot \mathbf{b}) \quad (9)$$

実際には非負最小二乗法で計算する。本論では、室 i (節点 i) と室 j (節点 j) の間の一般化熱コンダクタンス ci,j と cj,i の内訳として、対称性を持つ壁貫流のコンダクタンス $ui,j=uj,i$ と同時に、非対称性の空気移動のコンダクタンス $c_p \cdot \rho \cdot qi,j$ と $c_p \cdot \rho \cdot qj,i$ があるので、夫々に分けて同定する方法を追加する。ここに $qi,j[\text{m}^3/\text{s}]$ は j 室から i 室への体積風量、 c_p は定圧比熱、 ρ は密度である。 ci,j と cj,i の其々を貫流分と空気移動分を合わせて記述すれば(10)と(11)式となる。

$$ci,j = ui,j + c_p \cdot \rho \cdot qi,j \quad (10)$$

$$cj,i = uj,i + c_p \cdot \rho \cdot qj,i \quad (11)$$

これら(10)から(11)式を辺々差し引けば次式となる。

$$ci,j - cj,i = c_p \cdot \rho \cdot (qi,j - qj,i) \quad (12)$$

従って、伝熱系とガス移動系の同時並行的な測定を行い、室間風量 qi,j を求めてから伝熱系のシステム同定を行う。なお ci,j が求められ

れば(10)と(11)式から u_{ij} 等も求められる。ガス移動系のシステム同定モデルは伝熱系に比べて実現象への適合性が良く、 c_{ij} の対称性や非対称性の拘束条件が無くても良好な同定結果が得られるが、伝熱系は非対称の(12)式や対称性 $c_{ij}=c_{ji}$ の拘束条件が無いと良い同定結果が得られ難い。(12)式を **S** と **d** に取り込むアルゴリズムを述べる。この条件式が **S** の中で p 行目として、被同定係数ベクトル **a** の中では、 c_{ij} は m 番目で、 c_{ji} は l 番目とする。**S** の p 行 m 列には 1 を、 p 行 l 列には -1 を代入する。そして **d** 内の p 番目には(12)式の右辺の値を代入する。さらに被同定 **a** を計算し、信頼性の評価をする過程は既報^[32]と同様である。

3. 灯油暖房器を用いた測定システム

Fig-1 に示す様に、システム同定の励振に灯油暖房器を用い、灯油の重量減少を精密な電子秤で連続的に測定して発熱量と炭酸ガス発生量を推算する。不完全燃焼を避けるため、必要に応じ、仮想的に窓等に給・排気装置を取り付ける。放射式の暖房器は壁を直接的に温め、システム同定モデルの構造と異なるので、熱対流式を使用する。

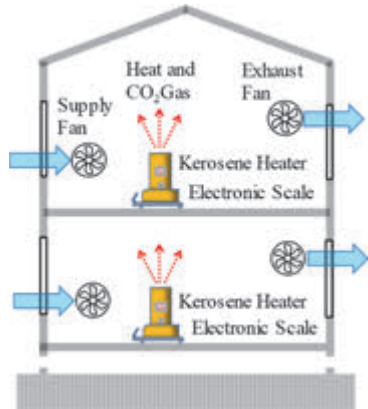


Fig-1 Kerosene heaters, electronic scale, supply and exhaust fans

これまでの計算機実験によれば、発熱の断続周期は 3 日間程が良く、発熱量と室温等の変化には低周波濾波として 8 時間の移動平均を施すのが良い^[32]。暖房器の発停と給油に、数分間ぐらい人が立ち入っても、その移動平均により、悪影響は少ないと考えられ、複雑な制御装置は不要である。

4. 計算機実験

本論での、熱貫流成分と空気移動成分を分けるシステム同定法を、既報^[32]の建物の計算モデルを用いて検討した。この二階建ての住宅の熱・換気回路網モデルを南北の断面で Fig-2 に示す。東西の横幅は 10m、南北 10m で全床面積は 200m² である。1 階と 2 階の階高は 2.5m と 3.5m である。壁体は 15mm の合板 2 枚の間に 100mm のグラスウール断熱材を持つ。窓は 3mm の 2 枚ガラスである。

東京の標準気象データを用い、計算期間は 1 月 1 日から 8 日の 24 時まで Δt は 1 分で計算し、初めの 2 日間は助走計算期間として出力はしない。そこで外気温と水平面全日射量を 1 月 3 日の 0 時から 8 日の 24 時までの 6 日間を Fig-3 に示す。

灯油暖房器を想定した各室への加熱量は、既報の電熱発熱に等しく 4kW とし、この場合の炭酸ガス発生量は、暖房器メーカーの資料

から 9.58 L/min・L とした。灯油密度は 795kg/m³ とした。この場合の灯油消費量は 5.53g/min となる。最小二乗法の原理から室間の温度差も、大きいことが望ましい。また断続的な発熱の周期は長い方が壁体熱容量の影響が少ない定常状態に近づく。反面、実用性からは短い方がよい。そこで今回は 2 日間加熱の周期を試した。燃焼は 1 階で 1 月 4 日の 0 時から 2 日間行い、直後に 2 階で 2 日間行う Fig-4 と 5 の様な発熱と炭酸ガス発生スケジュールとした。

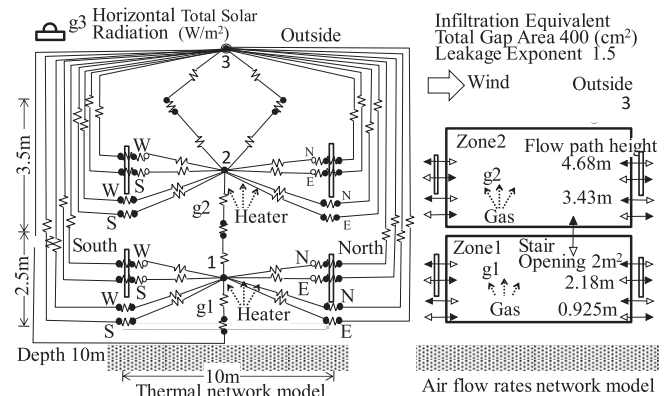


Fig-2 Thermal and air flow rate network models for measurement simulation

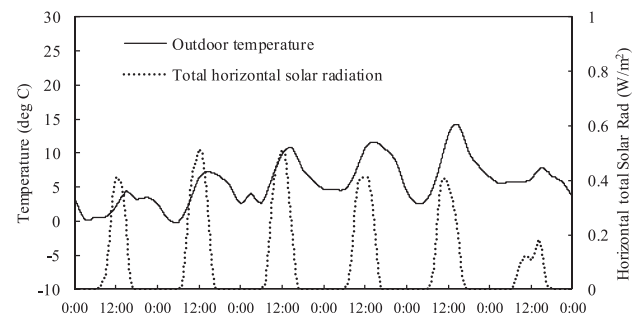


Fig-3 Outdoor temp. and horizontal total solar radiation

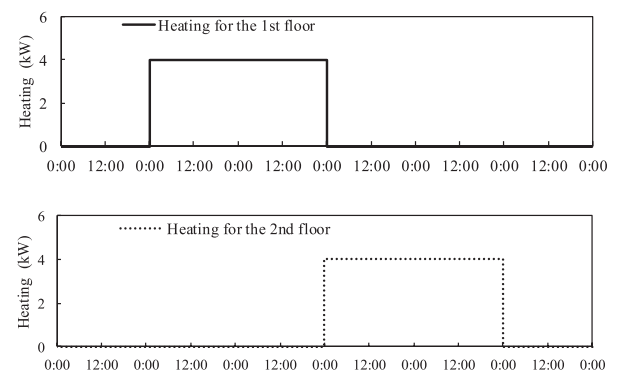


Fig-4 Heat generation in each chamber

換気量は既報と異なり、機械給排気換気を想定し、各階で約 1 回毎時をねらい、1 階が 250m³/h、2 階は 300m³/h の送風機風量とした。さらに変動する隙間風が加わるのは既報^[32]と同様である。

伝熱・換気・ガスが連成した予測計算を熱・換気回路網計算プログラム NETS で行い、Fig-6 に建物全体の換気回数を示す。概ね 1 回毎時であるが、僅かに隙間風のみだけ大きい。また 1 階から 2 階に階段開口を経由した上昇風量を示す。全期間上昇流で下降流は生じていない。

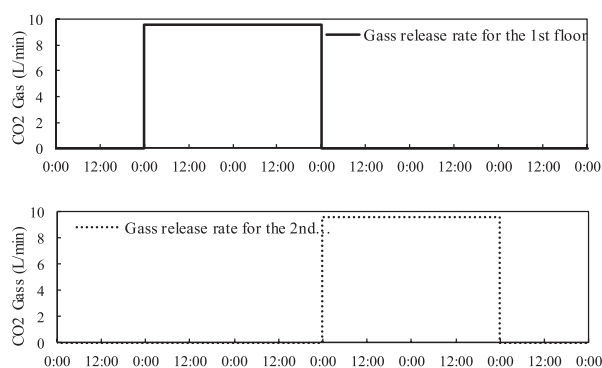


Fig-5 Carbon dioxide generation in each chamber

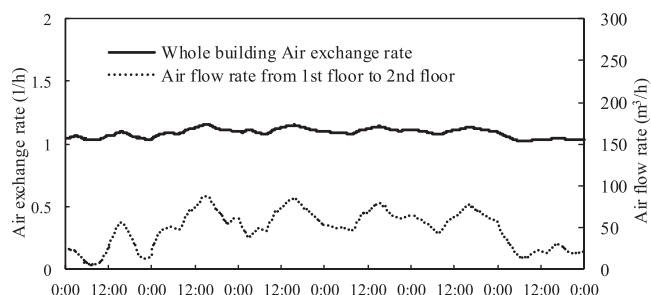


Fig-6 Whole building ventilation rate and air flow rate from first to second floor

Fig-7 に各階の炭酸ガス濃度の変化を示す。濃度は 2500ppm 以下であり、短時間の立ち入りに危害が及ぶ程の高濃度ではない。2 階は 1 階の影響を受けている。

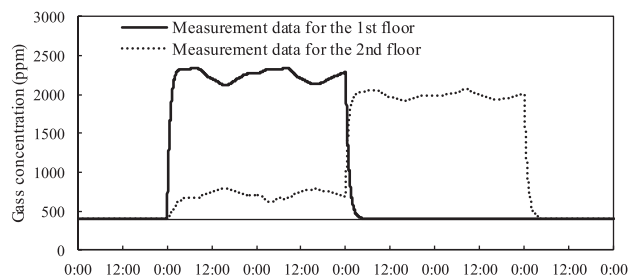
Fig-7 CO₂ concentration change in each chamber

Fig-8 には、各階の室温と、比較のために外気温の変化も示す。外気温と日射量の影響だけでなく暖房器発熱の影響の変化も表れている。

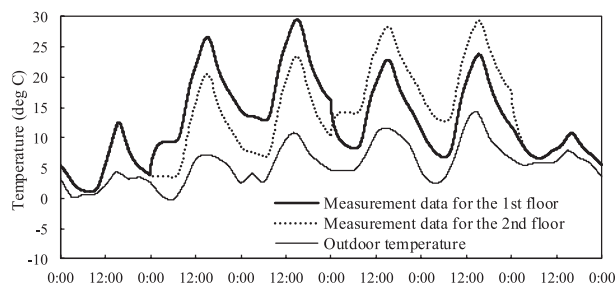


Fig-8 Temperature change in each chamber

5. システム同定と結果

以上の模擬的な測定値の中で、システム同定に用いたのは 1 月 3 日 16 時から、8 日 8 時までである。これは低周波濾波の移動平均期間の 8 時間等を考慮した。前述した数学的な計算を行う Fortran プログラムを SPID と呼び、入出力処理等を行う表計算プログラムを SPIDS と呼んでいる。Fig-9 には、伝熱系とガス移動系のシステム同定モデル図を示す。既報と伝熱系の図が異なる。ガス移動系のシステム同定で得られた風量は、伝熱系のモデル図に破線で示す既知の空気移動の一般化熱コンダクタンスとなり拘束条件の(12)式として考慮される。

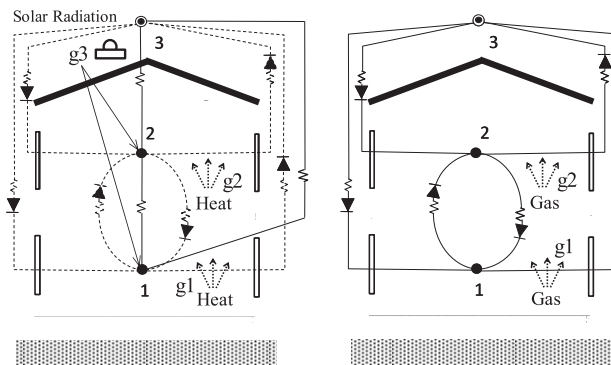


Fig-9 System identification models of heat and gas transfers

前述の改良をした SPID と SPIDS によって得られた、相当熱容量、風量、風量の一般化熱コンダクタンス、総一般化熱コンダクタンス、貫流の一般化熱コンダクタンス、日射熱取得係数等のシステム同定結果を Table-1 から Table-6 に表す。

Table-1 は、推定された各室の相当熱容量を表す。熱回路網の連立常微分方程式の熱容量マトリックスの対角要素だけを被同定係数とした。既報^[32]の値は () に示すが、二室合計で、既報に対し本条件では約 11%小さくなったのは、励振が正弦波形から矩形になり、発熱期間が 3 日から 2 日に短くなったからだと思う。もし励振波形や測定値の移動平均により、ゆっくりした滑らかな温度変化になれば、壁の内部の熱容量が室温へ及ぼす影響が引き出されると考えられる。

Table-1 Estimated equivalent thermal capacity m_{ij} (kJ/K) of each chamber (i :row, j :column), former results are in ()

Chamber	1	2
1	2802 (3307)	0
2	0	3008(3244)

Table-2 はガス移動系の風量の推定結果である。各階へ与えた前述の機械換気量に、煙突効果と風圧の自然の隙間風が加わった程度の風量になっている。既報^[32]では隙間風だけなので、既報の風量との比較は示さない。

Table-2 Estimated air flow rate $q_{i,j}$ (m³/h) between chambers or outdoors (flow direction: from j to i)

Chamber	1	2	3 (outdoor)
1	0	0	310.8
2	60.83	0	300.0
3	249.9	360.9	0

Table-3 は, Table-2 の風量を, 空気移動の一般化熱コンダクタンスに換算したものである. この Table-3 の一般化熱コンダクタンスにより, (12)式の拘束条件が最小二乗法に寄与する式として考慮される.

Table-3 Converted convective thermal conductance $c_p \cdot \rho \cdot q_{i,j}$ (W/K) between chambers or outdoors

Chamber	1	2	3 (outdoor)
1	0	0	104.1
2	20.38	0	100.5
3	83.73	120.9	0

そして(9)式を非負最小二乗法で解いた一般化熱コンダクタンス ci,j を Table-4 に表す. 結果は非対称性を持つことになる.

Table-4 Estimated generalized thermal conductance ci,j (W/K) between chambers or outdoors, $ci,j=ui,j+c_p \cdot \rho \cdot q_{i,j}$

Chamber	1	2	3 (outdoor)
1	0	186.9	290.7
2	207.3	0	297.7
3	270.3	318.1	0

壁貫流熱コンダクタンス ui,j は, (10)と(11)式から, Table-5 の様に計算される. これらは対称性を持つので拘束条件が適切に考慮されている.

Table-5 Estimated overall heat transmission conductance ui,j (W/K) between chambers or outdoors ($ui,j=uj,i$), former results are in ()

Chamber	1	2	3 (outdoor)
1	0	186.9(174.4)	186.6 (207.3)
2	186.9(174.4)	0	197.2 (210.3)
3	186.6(207.3)	197.2(210.3)	0

外皮貫流は外気節点番号 3 に関するものである. また既報^[32]での壁貫流分の値を()に表す. これらは測定期間の貫流熱流を平均して得た. 内外温度差を 1℃にする定常熱負荷計算も試みて, ほぼ同じ結果を得ているので, 正解値と考えてよい. 外皮全体では, 既報に対して本条件では約 8.1%小さめの値になっている. さらに日射熱取得係数は Table-6 に表す. こちらも二室合計で既報に対し本条件は約 12%小さめの値になっている.

Table-6 Estimated coefficient ri,j (m^2) to chamber from heat source g3 (horizontal total solar radiation W/m^2), former results are in ()

Chamber	$ri,3$	$r i,3(m^2)$
1	$r 1,3$	8.300 (9.871)
2	$r 2,3$	8.196 (8.954)

なお本条件の最小二乗法の決定係数は測定誤差を加えなかったこともあり 0.9973 と良好であった.

既報^[32]との励振発熱の違いがあるが, 低周波濾波の移動平均期間は同じ 8 時間である. 本論では, 測定法としての実用性を考慮して, 測定期間は短めにするため, 発熱期間を短くし, 発熱量の制御も簡単な波形にしてみたが, やはりシステム同定精度の劣化が起こる様である. しかし励振の与え方ではなく, 測定データの処理方法で改善をする方向を探る.

6. 低周波濾波の移動平均の二重適用の検討

最小二乗法の回帰式は, 拡散系の多節点モデルで, 熱流収支等を記述する連立常微分方程式を, 時間間隔 Δt で近似的に台形積分したものである. 従って状態値の変化が激しいと誤差が大きくなる. また実際の建物の熱容量は, 躯体や室空気に連続的に分布するが, 数少ない節点に集中させた近似モデルにしている. こうしたことから, 既報^[32]では励振にゆっくり滑らかな波形を導入した. また測定値には 8 時間もの移動平均を施した.

しかし矩形波の場合, Fig-10 に示す様に, 1 回の移動平均を施しただけでは角が残る台形になる. さらに 2 回目の移動平均を施せば滑らかな曲線が得られる.

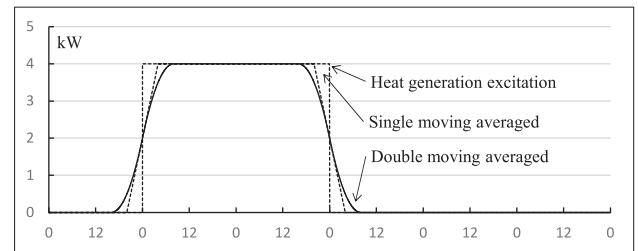


Fig-10 Double moving average effect for the excitation

移動平均の低周波濾波は全ての測定値に施す. 例えば 1 階の室温について, 一度の移動平均を施した場合と, 二重に移動平均を施した場合の変化曲線を Fig-11 に示す. 当然ながら二重移動平均により変化は均される.

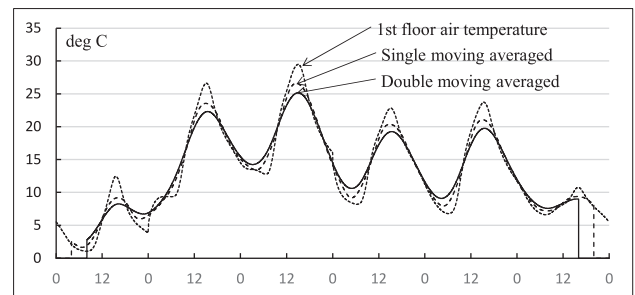


Fig-11 Double moving average effect for the 1st floor air temperature

なお移動平均期間は Δt の 1 分ずつ進めていく. 各期間の平均値は, その期間の中央の時刻の値とする. 従って, 例えば 8 時間移動平均の場合には, 1 度目の移動平均では, 元の全期間の測定値の最初と最後の 4 時間が使えなくなる. 2 度目の移動平均では全期間の両端が 8 時間ずつ使えなくなる.

移動平均を施しても, 熱流収支等の保存則は成立する. また状態値の Δt での増分値を全期間で総和した値も同じにするため, 移動平均を施す前も後も, 全期間の開始と終了での状態値の差は, 同程度の大きさにする.

なお移動平均期間が長くなり, 極限の全期間となれば, 時間変化の性状の利用ができず, 被同定係数が種類も数も多い場合のシステム同定が困難になる.

7. 二重の移動平均によるシステム同定結果

前節で述べた様な二重移動平均を施した場合の効果を調べた. シ

システム同定結果 Table-7 は、推定された各室の相当熱容量を表す。既報^[32]の値は () に示すが、二室合計値で、既報^[32]に対し、差異が 11% から約 7% に小さくなり改善効果が認められた。

Table-7 Using double moving average, Estimated equivalent thermal capacity mi,j (kJ/K) of each chamber (i :row, j :column), former results are in ()

Chamber	1	2
1	2982 (3307)	0
2	0	3166(3244)

Table-8 は、同じく二重移動平均を施したガス移動系の測定値による風量の推定結果である。一重移動平均の場合と殆ど同じである。

Table-8 Using double moving average, Estimated air flow rate qi,j (m³/h) between chambers or outdoors (flow direction: from j to

Chamber	1	2	3 (outdoor)
1	0	0.8758	310.8
2	61.41	0	300.0
3	250.3	360.5	0

Table-9 は、Table-8 の風量を、空気移動の一般化熱コンダクタンスに換算したものである。

Table-9 Using double moving average, Converted convective thermal conductance $c_p \cdot \rho \cdot qi,j$ (W/K) between chambers or outdoors

Chamber	1	2	3 (outdoor)
1	0	0.2934	104.1
2	20.57	0	100.5
3	83.84	120.8	0

この Table-9 による(12)式の拘束条件を最小二乗法で考慮し、非負最小二乗法で解いた一般化熱コンダクタンス ci,j を Table-10 に表す。

Table-10 Using double moving average, Estimated generalized thermal conductance ci,j (W/K) between chambers or outdoors, $ci,j=ui,j+c_p \cdot \rho \cdot qi,j$

Chamber	1	2	3 (outdoor)
1	0	182.5	298.8
2	202.7	0	305.2
3	278.5	325.5	0

壁貫流熱コンダクタンス ui,j は、(10)と(11)式から、Table-11 の様に計算される。

Table-11 Using double moving average, Estimated overall heat transmission conductance ui,j (W/K) between chambers or outdoors ($ui,j=uj,i$), former results are in ()

Chamber	1	2	3 (outdoor)
1	0	182.2 (174.4)	194.7 (207.3)
2	182.2(174.4)	0	204.7 (210.3)
3	194.7(207.3)	204.7 (210.3)	0

外皮貫流は外気節番号 3 に関するものである。また既報^[32]での壁貫流分の値を()に表す。外皮全体では、既報^[32]に対して本条件では約 4.4%程小さめの値になり、一重移動平均での差異が半分改善されている。

さらに日射熱取得係数は Table-12 に表す。こちらも二室合計で既報に対し本条件では約 5.7%小さめの値になり、一重移動平均の差異の半分に改善されている。

Table-12 Using double moving average, Estimated coefficient ri,j (m²) to chamber from heat source g3 (horizontal total solar radiation W/m²), former results are in ()

Chamber	$ri,3$	$r_{i,3}(m^2)$
1	$r_{1,3}$	8.983 (9.871)
2	$r_{2,3}$	8.777 (8.954)

なお本条件の最小二乗法の決定係数は、一回だけの移動平均の場合は 0.9973 であったのに対して、この二重移動平均の場合には 0.9986 と少し良くなっている。

8. 三種のシステム同定の室温変化比較

一つ目の同定法は既報^[32]の発熱励振が比較的長い 3 日周期の正弦波、二つ目は 2 日間の矩形的な発熱で、三つめは、さらに移動平均は二重に施して同定された係数で、熱回路網モデルが構成され室温変化が予測計算できる。例えば、2 階の室温について、模擬測定値と比較したグラフを作った。前述の三種のシステム同定法の夫々に対応して Fig-12, Fig-13, Fig-14 となる。温度差の違いはわずかなのであるが、やはり Fig-12 の場合が最も適合度が良好に見える。次に二重移動平均の Fig-14 と思われる。模擬測定値生成の熱回路網モデルの節点数は、壁体の方位別と、壁体内部の節点も含め、全部で 63 節点ある。一方、システム同定モデルは、各室の相当熱容量の 2 節点だけである。しかしこの程度の一致は得られる。

9. 最適減衰期間を伴う最適励振スケジュール

本論で述べた事例では、測定期間をなるべく短くしたいこともあり、隣室間でも間断なく励振を与えた。しかし換気回数測定法でガス濃度減衰法があり、筆者が最適減衰時間の決め方^[31]を導いている。そして伝熱系でも隣室間では両方ともに発熱停止期間の必要性があると思われる。伝熱系の最適室温低下期間 Th として、熱貫流率 K と面積 A の $K \cdot A$ [W/K]、相当熱容量は M [J/K] とすれば、既報^[31]にならって次の式から停止期間 Th が計算できる。

$$(K \cdot A / M) \cdot Th = 1.25 \quad (13)$$

10. 結言

多数室系での伝熱と換気性状を、同時にシステム同定する方法を、既報^[32]の方法に追加した。まず室間の風量をシステム同定してから、これを拘束条件として、非対称の一般化熱コンダクタンスをシステム同定する。そして対称性の貫流分を求める。また実用的な現場測定法とするため、灯油暖房器を用いて励振の発熱と炭酸ガス発生をする方法を考案した。既報^[32]の励振は正弦波形状だったが、この方法では矩形波的になり、同定精度は劣化する。そこでこれを改善するために、二重に移動平均を測定値に施す方法も考案した。これらの方法を二室モデルの計算機実験で確かめた。矩形の励振でも二重に移動平均を施してシステム同定誤差は半減できた。さらに隣室間では同時的で適切な長さの発熱停止期間を設けるのが望ましい。【謝辞】

日本工業検査(株)の益子智久氏には、計算プログラムのコーディングと事例計算でお世話になりました。また吉浦温雅特別助教にも計算結果の図表の作成等でお世話になりました。

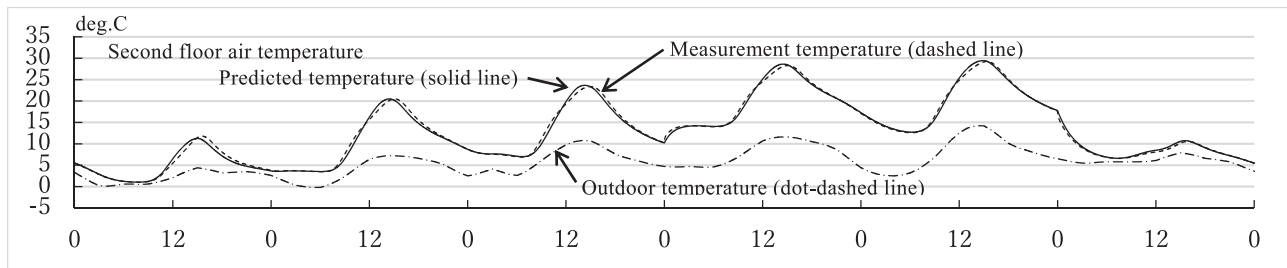


Fig-12 Former system identification model^[32] made by sinusoidal excitation predicted the 2nd floor air temp and compared with measurements

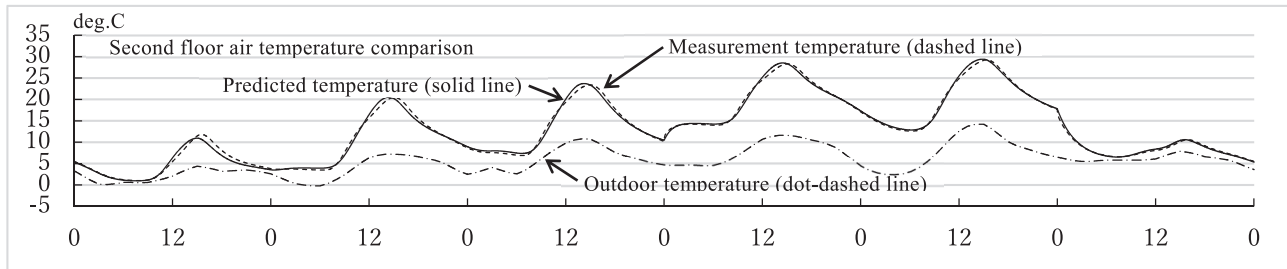


Fig-13 Single moving average used system identification model predicted the 2nd floor air temp and compared with measurements

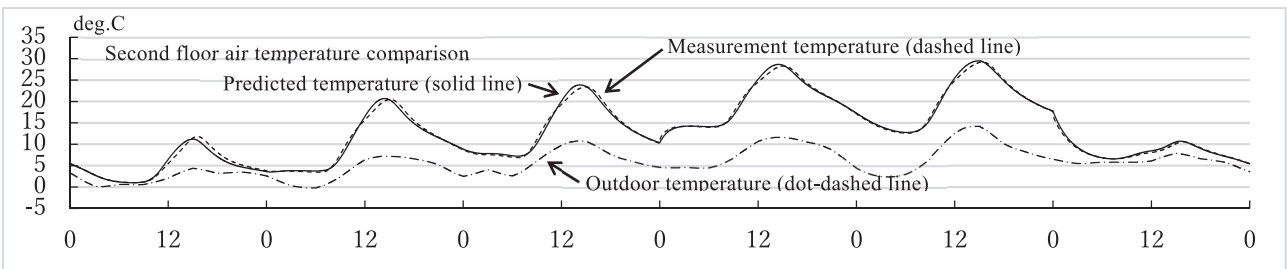


Fig-14 Double moving average used system identification model predicted the 2nd floor air temp and compared with measurements

【建築の伝熱と換気の現場測定法に関する既報の関連論文】

- [1] 奥山博康, 一般拡散システムの回路網による状態方程式とそのシステムパラメーターの同定理論, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 511-512, 1983 年 9 月
- [2] 奥山博康, 一般拡散システムの回路網による状態方程式とそのシステムパラメーターの同定理論, 日本建築学会論文報告集, 344, 103-115, 1984 年 10 月
- [3] 奥山博康, 一般拡散システムの回路網による状態方程式とそのシステムパラメーターの同定理論 (その 2: 有限要素法によるシステムパラメーターの逆探問題への適用), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 657-658, 1984 年 10 月
- [4] 奥山博康, 一般拡散システムの回路網による状態方程式とそのシステムパラメーターの同定理論 (その 3: 多数室換気測定システムへの適用), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 409-410, 1985 年 10 月
- [5] 奥山博康, 一般拡散システムの回路網による状態方程式とそのシステムパラメーターの同定理論 (その 4: 建物の熱的性能の現場測定法への適用), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 723-724, 1986 年 8 月
- [6] 奥山博康, 一般拡散システムの回路網による状態方程式とそのシステムパラメーターの同定理論, (その 5: 多数室換気測定システムの検証実験), 建築学会大会学術講演梗概集, 環境工学, 827-828, 1988 年 10 月

- [7] Hiroyasu Okuyama, System Identification Theory of the Thermal Network Model and an Application for Multi-chamber Airflow Measurement, Building and Environment, 25, (4),349-363,1990 年
- [8] 奥山博康, 多数室換気測定システムの新たな進展, 空気調和衛生工学会学術講演会講演論文集, 1089-1092,1991 年
- [9] Hiroyasu Okuyama, Recent Progress on the Multi-Chamber Airflow Measurement System, 1992 International Symposium on Room Air Convection and Ventilation Effectiveness ISRACVE, 351-356, 22-24 July 1992, Tokyo
- [10] Hiroyasu Okuyama, Thermal and Airflow Network Models for Computer Simulation and Measurement in Building Multi-zone Systems, Proceedings of the 4th international symposium on Ventilation for Contaminant Control, 121-126, held in Stockholm, September 5-9, 1994
- [11] 奥山博康, 大西由哲, 竹林芳久, 鈴木道哉, 長島由明, 辻賢二, 多数室換気測定法の理論的改良と誤差検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, A-21, 525-528, 1996 年 9 月
- [12] 奥山博康, 梶間智明, 鈴木道哉, 竹林芳久, 多数室換気測定法の現場測定における誤差検討, 建築学会大会学術講演梗概集 (環境工学 2) ,613-614, 1996 年 9 月
- [13] Hiroyasu Okuyama, Yoshiaki Nagashima, Kenji Tsuji, Akira Hatanaka, Error Analysis and verification of Multi-chamber Airflow Measurement, Proceedings of the 5th International Conference on Air Distribution in Rooms, ROOMVENT'96, 39-46, July 17-19,1996

- [14] David Etheridge, Mats Sandberg, (Partially contribution by Hiroyasu Okuyama), Building Ventilation: Theory and Measurement, 1996, 12.5 OVERVIEW OF METHODS FOR MEASURING INTER-ZONAL AIR FLOW RATES, 607-610, John Wiley & Sons Ltd
- [15] 奥山博康, 澤地孝男, 瀬戸裕直, 大西由哲, トレーサーガスを
用いた換気性状把握手法の検証と改良(その2)検証実験の結果,
空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, A-27, 437-440, 1997
年8月
- [16] 奥山博康, 澤地孝男, 瀬戸裕直, 大西由哲, トレーサーガスを
用いた換気性状把握手法の検証と改良(その1)予備実験の結果,
建築学会大会学術講演梗概集(環境工学2), 641-642, 1997年9月
- [17] 奥山博康, 澤地孝男, 瀬戸裕直, 高橋泰雄, 成田健一, 岡部実, 田島
昌樹, 尾本英晴, 根本孝明, 多数室換気測定法の現場測定による事
例研究, 建築学会大会学術講演梗概集, D-2, 645-646, 2002年8月
- [18] 奥山博康, 澤地孝男, 瀬戸裕直, 高橋泰雄, 成田健一, 岡部実, 田島
昌樹, 尾本英晴, 根本孝明, 換気測定法に関する考察と事例研究, 空
気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, D-38, 821-824, 2002
年9月
- [19] 奥山博康, 換気を含めた熱性能指標の推定, 日本建築学会・熱
環境小委員会・伝熱ワーキンググループシンポジウム「建物の
熱性能とその評価-品確法・コミッショニングを視野に入れて-」,
33-38, 2003年03月
- [20] 奥山博康, システム理論に基づく建築の伝熱・換気モデル, 応用
数理, 日本応用数理学会編集, 岩波書店, 13(1), 61-71, March 2003
- [21] 奥山博康, 付録C断続供給法 最小二乗によるシステム同定法
で換気風量 Q と有効混合容積 V_{eff} を同時に求める方法と残差分
析に基づく同定誤差評価方法, 空気調和・衛生工学会規格,
SHASE-S116-2003 トレーサーガスをを用いた単一空間の換気量測定
法, 26-28, 2004年4月
- [22] 奥山博康, 熱回路網モデルのシステム同定理論の展開 低次化
高階微分システムの観測から元の高次状態方程式をパラメータ同
定する理論への拡張, 建築学会大会学術講演梗概集, D-2, 863-864,
2004年8月
- [23] 奥山博康, 熱回路網の原高次状態方程式モデルのシステムパ
ラメータ同定を状態変数の高階微分による低次化方程式システム
の観測から行う理論への展開, 空気調和・衛生工学会学術講演会
講演論文集, F-9, 437-440, 2004年9月
- [24] 奥山博康, 吉野 博, 加藤信介, 倉淵 隆, 早川 眞, 内海康雄,
濃度減衰換気測定法の統計的データ分析法, 建築学会大会学術講
演梗概集, D-2, 669-670, 2007年9月
- [25] 奥山博康, 田辺 新一, 柏原 誠一, 大西 由哲, 多種 PFT によ
る多数室換気測定の統計的データ分析法, 空気調和・衛生工学会
学術講演会講演論文集, D-4, 257-260, 2007年9月
- [26] Hiroyasu Okuyama, Yoshinori Onishi, Shin-ichi Tanabe, Seiichi
Kashihara, Statistical Data Analysis Method for Multi-zonal Airflow
Measurement Using Multiple Kinds of Perfluorocarbon Tracer Gas,
Proceeding III, IAQVEC, 169-176, Oct. 2007, Sendai, Japan
- [27] Hiroyasu Okuyama, Yoshinori Onishi, Shin-ichi Tanabe, Seiichi
Kashihara, Statistical Data Analysis Method for Multi-zonal Airflow
Measurement Using Multiple Kinds of Perfluorocarbon Tracer Gas,
Building and Environment, Volume 44, Issue 3, 546-557, March 2009,
ISSN 0360-1323
- [28] 奥山博康, 不偏推定を考慮した拡散系システム同定理論, 日本
建築学会大会学術講演梗概集(北陸), 環境工学 II, 梗概番号 41321,
641-64, 2010年9月
- [29] 奥山博康, 大西由哲, 不偏推定を考慮した拡散システム同定理
論と事例検討, 空気調和・衛生工学会大会(山口県)学術講演論
文, I-71, 2519-2522, 2010年9月
- [30] Hiroyasu Okuyama, Yoshinori Onishi, Reconsideration of parameter
estimation and reliability evaluation methods for building airtightness
measurement using fan pressurization, Building and Environment,
Elsevier, 373-384, 7 (2012)
- [31] Hiroyasu Okuyama, Yoshinori Onishi, Uncertainty analysis and
optimum concentration decay term for air exchange rate measurements:
Estimation methods for effective volume and infiltration rate, Building
and Environment, Elsevier, 182-192, 49 (2012)
- [32] Hiroyasu Okuyama, Yoshinori Onishi, System parameter
identification theory and uncertainty analysis methods for multi-zone
building heat transfer and infiltration, Building and Environment,
Elsevier, 54, 39-52, (2012)
- [33] 奥山博康, 多数室建物の伝熱換気のシステム同定理論と不確か
さ分析法及び事例検討, 空気調和衛生工学会大会・学術講演会講
演論文集, J-65, 3037-3040, 2012年9月
- [34] 奥山博康, 住宅の熱・換気性能現場測定法の理論と可能性実験,
空気調和衛生工学会大会・学術講演会講演論文集, A-62, 49-52,
2015年9月
- [35] 奥山博康, 住宅の伝熱と換気と気密性の現場測定法の理論と実
験, 空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集, E-9, 113-116,
2016年9月
- [36] 奥山博康, 移動一括最小二乗法による換気量の時間変化の測定
法, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 875-876, 2017年8月
- [37] 吉浦温雅, 奥山博康, 井出大輝, 多数室建物の熱・換気性能現
場測定システムの動作確認実験 その1 集合住宅における熱性
能測定, D-12, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 49-52,
2019年9月
- [38] 井出大輝, 奥山博康, 吉浦温雅, 多数室建物の熱・換気性能現
場測定システムの動作確認実験 その2 集合住宅における換気
性能測定, D-13, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 53-
56, 2019年9月
- [39] 吉浦温雅, 奥山博康, 中谷剛, 多数室換気測定法と簡易換気測
定法の実験的な研究, D-26, 空気調和・衛生工学会大会学術講演
論文集, 101-104, 2020年9月
- [40] 藤崎詩織, 奥山博康, 吉浦温雅, 熱回収給排気換気設備を持つ
住宅での多数室換気測定法の実験, D-9, 空気調和・衛生工学会大
会学術講演論文集, 37-40, 2021年9月
- [41] 奥山博康, 益子智久, 吉浦温雅, 多数室住宅における伝熱・換
気性能の灯油暖房器を用いた現場測定法, D-2, 空気調和・衛生工
学会大会学術講演論文集, 9-12, 2021年9月