

428 連続的データ同化法を用いた室内湿度分布と必要加湿量の推定

介護老人保健施設を対象としたケーススタディ

Estimation of indoor humidity distribution and demand of humidification using
Variational Continuous Assimilation method
A case study for generic health services facility

○学 松尾智仁 (阪大院) 正 近藤 明 (阪大院) 正 嶋寺 光 (阪大院)
正 塩地純夫 (ダイキン工業) 正 小松 彰 (ダイキン工業)

Tomohito MATSUO, Osaka University, 2-1 Yamadaoka, Suita-shi, Osaka

Akira KONDO, Osaka University, 2-1 Yamadaoka, Suita-shi, Osaka

Hikari SHIMADERA, Osaka University, 2-1 Yamadaoka, Suita-shi, Osaka

Sumio SHIOCHI, Daikin Industries, Ltd., 2-4-12 Nakasakinishi, kita-ku, Osaka-shi, Osaka

Akira KOMATSU, Daikin Industries, Ltd., 2-4-12 Nakasakinishi, kita-ku, Osaka-shi, Osaka

In this study, CFD simulations incorporating Variational Continuous Assimilation (VCA) method were performed in order to understand indoor environment of a generic health services facility and to estimate demand of humidification. Before performing the simulations, an observation of temperature, humidity and velocity was performed at the facility. The observed data indicate that the relative humidity was low although some humidifiers were working. In order to determine the cause and countermeasure of this, the CFD simulations were performed. According to the result of CFD simulations, the low relative humidity is caused by large amount of ventilation, inappropriate location of humidifiers and shortage of humidification. Based on this result, the demand of humidification was estimated by the CFD simulations incorporating the VCA method.

はじめに

居住者の健康と快適性を確保するためには、室内の温湿度場を適切に制御することが重要である。特に冬期は、気温の低下に伴い外気の絶対湿度が低下し、またインフルエンザ等の感染症が流行するため、加湿器などを用いた室内の加湿が衛生上重要な意味を持つ。インフルエンザは室温においては相対湿度 50%以上で 6 時間後生存率が 5%を下回るといわれている¹⁾ため、室内の相対湿度を 50%以上に保つことが重要である。

本研究では、実在の介護老人福祉施設を対象に、施設内の温度場、湿度場、速度場の測定を行った。また、測定では室内の離散的な点についてのデータしか得られないため、室内の詳細な温度場、湿度場、速度場を推定するため、CFD シミュレーションを行った。測定とシミュレーションの結果、施設内の加湿が不十分であることが分かったため、室内を十分に加湿するために必要な加湿量を推定するため、連続的データ同化法 (Variational Continuous Assimilation method: VCA 法) を用いた逆推定を行った。

以下では、対象施設に関する測定と CFD シミュレーション結果を概説したあと、VCA 法を用いた必要加湿量の推定について述べる

1. 対象施設の概要

対象とした施設は、兵庫県にある介護老人保健施設である。施設は 3 階建てであるが、測定、シミュレーションは施設の 2 階を対象として行ったため、以下では 2 階について述べる。

施設の 2 階平面図を Fig.1 に示す。施設は東西に伸びた廊下の両側に入居者の居室とトイレ (WC) が並ぶ構造となっており、中央部にサービスステーション (SS)、中央北に食堂 (E)、中央西に洗濯室 (L) と倉庫 (S)、中央東に浴室 (B)、エレベータと階段室 (EV) がある。居室の南北に面する壁面と食堂の北側の壁面には窓があり、東西の廊下の突き当りは締切の非常口となっている。居室、サービスステーション、廊下には空調機、全熱交換器があり、トイレ、洗濯室には換気装置がある。また、図に四角で示した位置 (5 か所) に加湿器が置かれている。空調機、全熱交換器、換気装置は 24 時間運転しており、加湿器も原則 24 時間運転している。ただし、加湿器は中央東にある 1 つを除き、定期的にポンプに水を補給する必要があるため、給水忘れなどにより停止することがある。

2. 温湿度場と速度の測定

2.1 測定の概要

温湿度の測定は 2015 年 1 月の中旬から下旬にかけて 2 度、それぞれ連続する 6 日間と 7 日間に行われた。測定点は Fig.1

の丸印で示した7か所について、それぞれ高さ0.6 mと1.1 mの2点の合計14点に加え、建物外部の1階高さについて1点である。測定機器にはおんどりを用いた。

また、施設内の気流分布をおおまかにつかむため、施設内の数か所について風向および風速の測定を行った。風速の測定は温湿度の測定を開始した日に、熱線風速計を用いて行った。

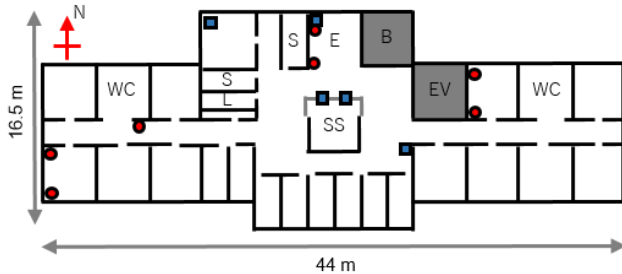


Fig.1 Objective domain

2.2 測定結果

温度の測定結果を見ると、施設内のすべての測定点で測定日による変動や日内変動はあまり見られず、変動は±1°C程度の範囲に収まっていた。また、測定点間のばらつきを見ると、水平方向では各部屋の窓に近い側の測定点で室内側よりも1~1.5°C程度温度が低く、鉛直方向では0.6 m高さで1.1 m高さよりも1°C程度温度が低かった。施設内の全期間、全測定点の平均温度と標準偏差は、20.3±0.7°Cであった。

したがって、室内は24時間稼働の空調機によっておおむね一定温度に保たれているが、窓面付近では窓面貫流熱によりやや温度が低くなっており、また温度成層が形成されていることが示唆される。

湿度の測定結果を見ると、室内のすべての測定点で、時間的な変動が見られ、雨天時、曇天時に顕著な湿度の上昇があった。一方、水平方向、鉛直方向のばらつきはあまり見られなかったが、加湿器のある食堂で1 g/m³程度、絶対湿度が高くなっていた。食堂を除き、室内の絶対湿度は建物外部の絶対湿度との差が1 g/m³以下であった。施設内の全測定点の平均湿度と標準偏差は、晴天時で5.2±0.5 g/m³、全期間で5.9±1.2 g/m³であった。

したがって、施設内の絶対湿度はほぼ外気の絶対湿度に依存しており、室内の加湿器の寄与は小さいことが示唆される。

風向と風速の測定について、東西廊下の約0.2 m高さでは、廊下の突き当たりから建物の中央に向かう流れが観測されたが、風速は位置、時刻によりばらつきがあり、0~0.6 m/sと安定しなかった。また、廊下と居室の境界では、約0.2 m高さで廊下から居室に向かう流れ、約1.8 m高さで室内から廊下に向かう風が観測されたが、風速についてはやはり安定しなかった。廊下とトイレの境界では、約0.2 m高さでトイレから廊下に向かう向き、約1.8 m高さでは廊下からトイレに向かう向きと、廊下と居室の境界とは逆の傾向が見られた。

廊下の突き当たりにある非常口の扉は締め切られていたが、気密は十分でなく、扉の隙間から外気が流入していた。隙間から0.3 m程度離れた地点で、風速は0~0.2 m/s程度であった。トイレの窓にもよろい戸状の隙間があり、同様に外気が流入していた。

風向と廊下奥扉、トイレ窓の状況を総合すると、廊下奥扉やトイレ窓の隙間から流入した冷たい外気が浮力により沈み込みながら廊下を施設中央や各居室に向かって流れ込んでいるのだと考えられる。廊下と居室の境界においては、床面近傍では外部から流入してきた廊下の空気の方が冷たい

ために廊下から室内に向かって流れ、高い位置では居室の暖気が廊下に押し出されているのだと考えられる。廊下とトイレの境界においては、空調がなく外気からの距離に近いトイレ側の空気の方がより冷たいため、低い位置でトイレ側の冷気が廊下へ向かう向き、高い位置で廊下の空気がトイレに向かう向きに流れているのだと考えられる。

3. CFD シミュレーション

測定により施設内の大まかな状況を把握することができたため、より詳細な速度、温湿度の分布を推定するため、CFDシミュレーションを行った。

3.1 CFD シミュレーションの計算条件

CFDシミュレーションにおいては非圧縮性流れを仮定し、浮力はブシネスク近似を用いて考慮した。また、絶対湿度について、結露や再蒸発は無視した。

CFDシミュレーションの支配方程式として、運動方程式、連続の式、熱、物質の保存式を用いた。支配方程式を以下に示す。

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \nabla \cdot (UU) + \nabla \cdot (v_{eff} \nabla U) = -\nabla \cdot (g\rho_{eff}) - \nabla \left(\frac{p}{\rho} \right) \quad (1)$$

$$\nabla \cdot U = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (UT) + \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) = q \quad (3)$$

$$\frac{\partial c}{\partial t} + \nabla \cdot (Uc) + \nabla \cdot (D_{eff} \nabla c) = S \quad (4)$$

ここで、 t は時刻、 U は速度、 v_{eff} は実行粘性係数、 g は重力ベクトル、 ρ_{eff} は浮力を求めるための実効密度、 p は圧力、 ρ は空気密度、 T は温度、 k_{eff} は実行熱拡散係数、 q は発熱量、 c は絶対湿度、 D_{eff} は絶対湿度の実行拡散係数、 S は絶対湿度の生成消滅項である。

数値計算の境界条件として、空調、全熱交換器による流入と流出、廊下奥扉やトイレ窓からの外気の流入、換気装置からの流出、居室や食堂やトイレの窓からの貫流熱を考慮し、壁面はすべて表面温度を一定とした。

空調、全熱交換器、換気装置からの空気の流入量は、機器のカタログにある値を参考に、運転状況等を加味して適当な係数を掛けて用いた。特に空調に関しては、室温がほぼ定常となっていたため、小風量での運転を仮定した。空調からの吹き出し温度は空調機の設定温度から推定して用いた。廊下奥扉やトイレ窓からの外気の流入は、施設全体での流入出風量がバランスするように定めた。全熱交換器の熱、湿度の交換効率率は、機器のカタログ値を用いた。窓面、壁面の温度は、外気温と室温から推定して用いた。

居住者や職員、施設内の照明やその他の機器等の影響は無視した。また、浴室、エレベータ、階段室は締め切られているため、計算対象から除外した。外気の温湿度は建物外部のおんどりの測定値の平均値をもとに設定し、一定であると仮定した。

3.2 CFD シミュレーションの結果

CFDシミュレーションによって得られた速度分布、温度分布、および湿度分布をFig.2-4にそれぞれ示す。

Fig.2を見ると、低い位置では廊下奥やトイレから施設中央に向かう向き、高い位置では施設中央からトイレに向かう向きに強い流れが生じている。これは、廊下奥やトイレ窓から流れ込む冷たい外気が、室内空気との温度差による自然対流により施設内に流れ込むためであると考えられる。高い位置での流れが廊下奥でなくトイレに向かっているのは、換気

扇がトイレにあるためであると考えられる。廊下と各部屋との間での空気のやり取りは少なく、また各部屋の内部では空調や全熱交換器の吹出し、吸込みによる流れが見られる。

Fig.3 を見ると、高さ 0.55m では、廊下奥やトイレから流れ込む外気のために気温が低くなっている。高さ 1.05m では空調の影響により局所的に温度の高い場所が見られる。高さ 0.55m では、平均空気温度は 20.4°Cであり、高さ 1.05m では 21.2°Cの範囲に収まっている。

Fig.4 を見ると、湿度は施設内のほとんどの領域で約 5 g/m³ の範囲に入っており、加湿器の近傍でのみそれよりも高い湿度が見られる。施設の中央右下の加湿器は加湿能力が高く、また比較的对流の強い位置に置かれているため、他の加湿器に比べ広い範囲を加湿できている。

シミュレーションの結果と観測値を比較すると、速度について、風向はおおむね再現できたが、風速は位置によるばらつきが大きいので、再現性の評価が難しい。温度について、測定データのある 0.55, 1.05 m 高さについては水平、鉛直分布ともにおおむね再現できたが、窓際でやや温度が低くなるという測定結果は再現できておらず、窓面貫流熱が過小評価されている可能性が示唆された。湿度については、観測データがほぼ外気湿度であったため、測定点においてはほぼ加湿器の影響が見られないという点は再現できている。食堂の加湿器に関しては、加湿器の近くでも湿度の上昇があまり見られないということは再現できているが、他の加湿器については近傍の観測データがないために再現性の評価が難しい。

全体として、施設内の環境を定性的にはおおむね再現できていると考えられる。

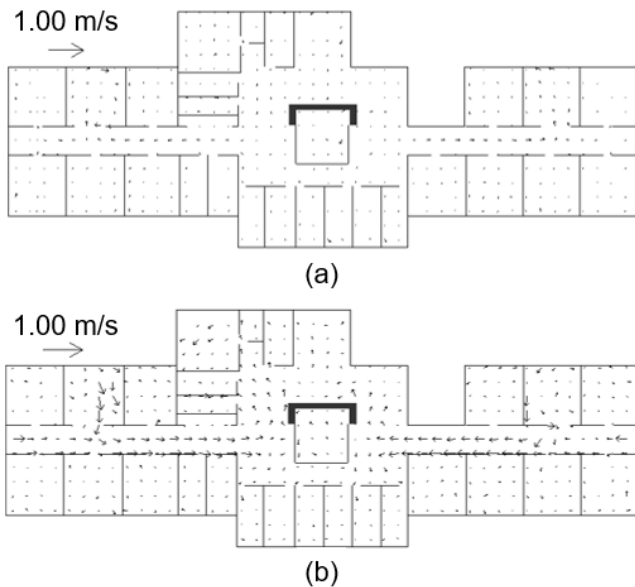


Fig.2 Velocity distribution
(a)z=1.85 m, (b)z=0.25 m

4. 連続的データ同化法 (VCA 法)

4.1 VCA 法の概要

VCA 法はデータ同化法の一つであり、Derber²⁾により気象分野において開発された。筆者らは VCA 法を室内環境における放出源推定に適用するために、Derber の VCA 法を修正して用いている。

VCA 法は、式(5)に示すように CFD シミュレーションの支配方程式を離散化したものに修正項を付加することにより、CFD による計算値と観測データのあいだの誤差を最小

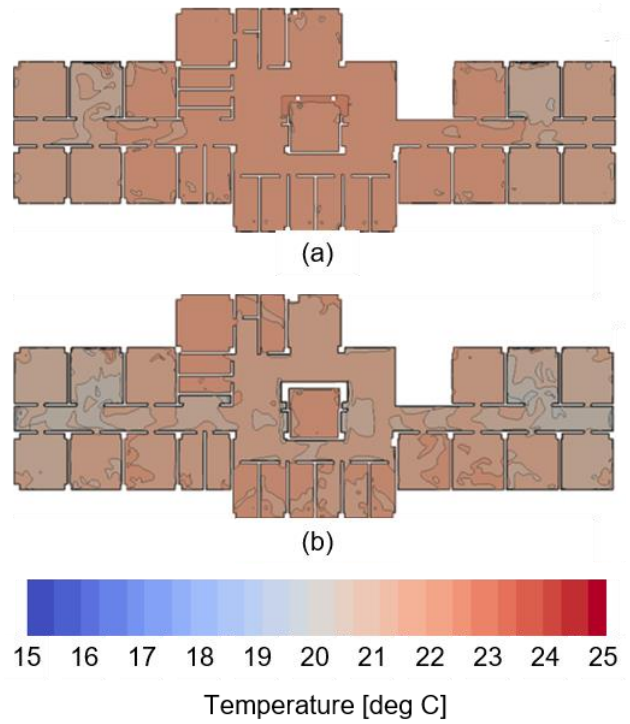


Fig.3 Temperature distribution
(a)z=1.05 m, (b)z=0.55 m

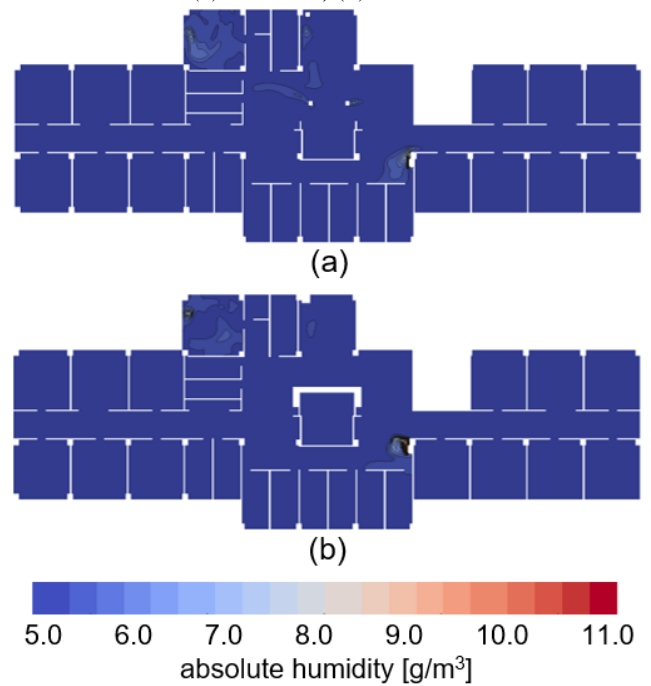


Fig.4 Absolute humidity distribution
(a)z=1.05 m, (b)z=0.55 m

化する。計算値と観測値のあいだの誤差は、各時刻、各観測点における誤差の二乗和として、式(6)により定義される。

$$\Psi^{n+1} = A^n \Psi^n + \lambda^n \phi \quad (5)$$

$$I = \frac{1}{2} \left\{ (\Psi^n - \Psi_{obs}^n)^T (\Psi^n - \Psi_{obs}^n) \right\} \quad (6)$$

ここで、 Ψ^n は計算値ベクトルである。 A^n は支配方程式を離散化することで得られる変換行列で、ある時刻の計算値ベクトルから次の時刻の計算値ベクトルを得るために用いられる。 λ^n は修正の時間分布をあらわす行列であり、 ϕ は修正の

空間分布をあらわすベクトルである。 λ は放出源の特徴により決定されるが、今回は一定強度の連続放出を仮定しているため、 λ は単に単位行列である。 I は計算値と観測値のあいだの誤差の大きさをあらわし、 Ψ^n_{obs} は計算値に対応する観測値ベクトルである。

修正の空間分布 f を求めるため、式(7)に示すように最急降下法による繰り返し計算を行う。

$$\phi^{k+1} = \phi^k + \alpha \left. \frac{\partial I}{\partial \phi} \right|_{\phi=\phi^k} \quad (7)$$

ここで、 ϕ^k は k 回目の繰り返し計算で求めた ϕ であり、 α は最急降下法の係数である。

ところで、CFD の支配方程式に生成消滅項が存在するとき、式(5)は式(8)のように書き換えられる。

$$\Psi^{n+1} = A^n \Psi^n + S + \lambda^n \phi \quad (8)$$

ここで、 S は定数ベクトルで与えられる生成消滅項である。

式(8)について、真の生成消滅項 S_{true} が既知である場合と、真の生成消滅項が未知であるため、生成消滅項を単に 0 とした場合を考える。 S_{true} を用いたとき、支配方程式は修正の必要がないため、 ϕ は 0 となる。生成消滅項に 0 を用いたとき、支配方程式は誤差を含むため、 ϕ は適当な値を取る。これを式にするとそれぞれ式(9)、式(10)のようになる。

$$\Psi^{n+1} = A^n \Psi^n + S_{true} + 0 \quad (9)$$

$$\Psi^{n+1} = A^n \Psi^n + 0 + \lambda^n \phi \quad (10)$$

式(9)、式(10)を連立することで式(11)を得る。これより、修正項と真の生成消滅項が対応することがわかる。

$$S_{true} = \lambda^n \phi \quad (11)$$

4.2 VCA 法による必要加湿量の推定

4.1 節に示したように、VCA 法は本来、観測値をよく再現するような計算値を求める手法である。本報ではこれを応用し、観測値として満たすべき状況（例えば各室の相対湿度を 50% にする、など）を入力することで、そのような状況を再現するための修正の分布を求める。さらに、修正される範囲を加湿器の近傍に限定することで、修正の大きさを必要加湿量に読み替える。このようにして、目標湿度を再現するための必要加湿量を求められる。

4.3 VCA 法の適用条件

本ケースでは、食堂 (Fig.1 中の E) を十分加湿された状態に保つために必要な加湿量を推定する。そのため、食堂の中央、1.0 m 高さの絶対湿度が 10 mg/m³ となることを目標値とし、VCA 法の観測値として与えた。

VCA 法では、目標値を満たすために加湿器の加湿量をどの程度増加させればよいかを推定した。

4.4 VCA 法の適用結果

VCA 法を適用した結果、目標値を達成するためには、327.6 kg/h の追加加湿が必要であるという計算結果が得られた。

加湿量の追加は食堂に置かれた加湿器、およびサービスステーションに置かれた加湿器のうち右側のものに多く分布しており、他の加湿器への分布は小さかった。目標である食堂の中心 1.0 m 高さの点に比較的近い加湿器で追加加湿量が多くなっているのは自然に思われるが、サービスステーション左側の加湿器では追加加湿量が小さくなっており、これは左側の加湿器からは対流により目標点へと湿度が流れ込みにくくなっているためだと考えられる。

追加加湿を与えた場合の湿度の絶対湿度の分布を Fig.5 に示す。

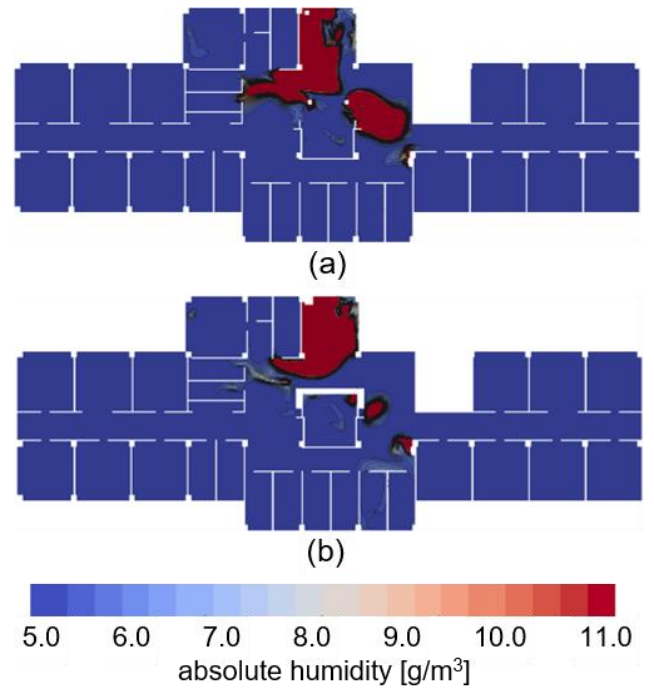


Fig.4 Absolute humidity distribution
(a)z=1.05 m, (b)z=0.55 m

5.まとめ

本研究では、実在施設を対象として必要加湿量の推定を行った。研究は実在施設を対象とした計測、数値シミュレーション、連続データ同化法を用いた必要加湿量の推定からなる。計測の結果、施設内の対流は弱く、また加湿が不十分であることがわかった。その後、施設内の温湿度分布を再現するような数値シミュレーションモデルを作成し、同モデルに対して連続的データ同化法を適用することで、必要加湿量を推定した。

連続的データ同化法では、食堂中央における絶対湿度が 10.0 g/m³ となることを目標値として与え、目標値を満たすような必要加湿量の推定を行った。

推定の結果、目標値の達成のためには現況の加湿量の 100 倍以上の加湿が必要であることが明らかとなった。

参考文献

- 1) G. J. Harper, 1961, Airborne micro-organisms: survival tests with four viruses, Journal of Hygiene (London), 59(4), pp:479-486
- 2) J. C. Derber, 1989, A Variational Continuous Assimilation Technique, Monthly Weather Review, 117, pp.2437-2446

謝辞

本研究は JSPS 科学研究費 補助金 (科研費) 16J00099、公益財団法人大林財団の助成を受けたものです。