

超音波加湿器周辺の室内温湿度分布を推定するためのCFDモデルの風洞実験による検証

Validation of a CFD Model for the Estimation of Indoor Temperature and Humidity Distribution around an Ultrasonic Humidifier using Wind Tunnel Experiments

学生会員 ○石原 裕貴 (大阪大学) 学生会員 大屋 那央 (大阪大学)
 正会員 松尾 智仁 (大阪大学) 正会員 嶋寺 光 (大阪大学)
 正会員 近藤 明 (大阪大学)

Yuki ISHIHARA*¹ Naoto OOYA*¹ Tomohito MATSUO*¹ Hikari SHIMADERA*¹ Akira KONDO*¹
 *¹ Osaka University

In order to control the indoor thermal environment when using a humidifier, it is important to accurately estimate the impacts of the humidifier on the ambient temperature and humidity. In this study, a phase change model originally developed for a meteorological model was modified and incorporated into a CFD model. The CFD model was validated by comparing it with wind tunnel experiments, in which the thermal environment with an ultrasonic humidifier was measured. The CFD model reproduced the tendency of temperature change associated with humidification though the temperature decrease was overestimated in some cases.

はじめに

冬季にヒートポンプ暖房を使用すると室内の相対湿度が低下する。低湿度環境では COVID-19 などのウイルスの不活化率が低下するほか、呼吸器官の防御機構に悪影響が及ぶため、感染症の拡大リスクが高まる¹⁾。そこで室内湿度を調節するために超音波加湿器が用いられることがある。超音波加湿器から放出される微小な液滴の蒸発に伴い、湿度は上昇、温度は低下する。従って温熱環境を制御するためには、加湿器が温湿度分布に与える影響を考慮する必要がある。本研究では、気象分野で用いられる相変化モデルを室内用に修正して CFD モデルに導入し、検証のためモデルの計算値を風洞実験結果と比較した。

1.8 m である。加湿器は風洞入口から 1.0 m の位置に設置した。加湿器の風下に熱電対を設置し、温度変化を測定した。測定点について、流れ方向は加湿器吹出口との距離が 0.10 m から 1.00 m までは 0.10 m 間隔、1.00 m から 7.00 m までは 0.50 m 間隔で、流れに垂直な面は 図-2 の通りに設定した。加えて、風洞入口に風速計と温湿度計を設置し、流入空気の状態を測定した。実験は風洞風速と加湿量を変更して 4 ケース行った。実験時の条件を 表-2 に、実験風景を 図-3 に示す。

表-1 超音波加湿器の仕様

運転モード	1	2	3	4
加湿量 [mL/h]	380	550	740	850

1. 風洞実験

風洞実験は大阪大学工学研究科研究用風洞で行った。実験に使用した超音波加湿器の仕様は 表-1 に示す通りであり、加湿量は家庭用のものと比較して 2 倍から 3 倍程度となっている。音波加湿器の寸法を 図-1 に示す。吹出口は直径 60 mm の円である。風洞実験のレイアウトを 図-2 に示す。風洞寸法は x, y, z 方向に 9.5 m, 1.8 m,

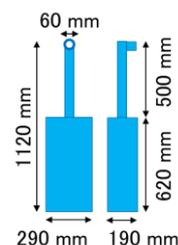


図-1 超音波加湿器の寸法

表-2 実験条件 (測定値)

ケース名	風洞入口			超音波加湿器		
	風速 [m/s]	気温 [°C]	水蒸気混合比 [g/kg]	吹出風速 [m/s]	水温 [°C]	加湿量 [g/h]
w0.5h1	0.49	24.9	13.5	0.74	23.2	389.3
w0.5h3	0.49	25.8	13.4	0.74	24.5	897.7
w2.0h1	1.98	26.7	13.6	0.74	24.1	443.4
w2.0h3	2.01	27.3	14.6	0.74	24.3	888.1

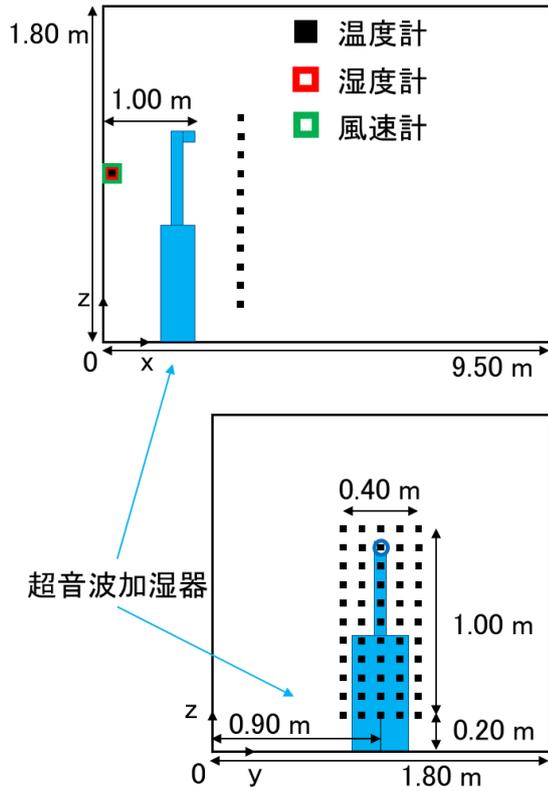


図-2 風洞実験のレイアウト

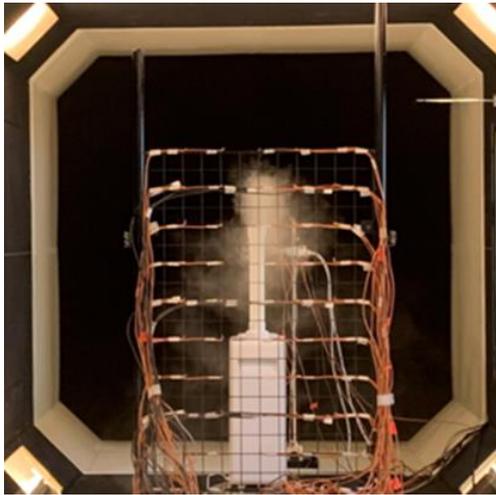


図-3 実験風景

2. CFD モデル

2.1 相変化モデル

本研究では、Kessler²⁾によって気象モデル用として開発された相変化モデルを CFD モデルに組み込んだ。この相変化モデルは空気中の水分を水蒸気、重力沈降しない微小液滴、重力沈降する粗大液滴の3相に分類し、3相間の相変化を扱う。気象モデル用の相変化モデルを室内温熱環境のモデルに移植するにあたり、元のモデルにおける微小液滴の瞬時蒸発仮定を破棄し、微小液滴の存在量によって蒸発速度が変化するように変更した。モデル式を式(1)~(5)に示す。

$$\frac{\partial M}{\partial t} = -v \cdot \nabla M - U_{rf} \cdot \nabla M + \left(\frac{v}{S_c} + \frac{v_t}{S_{ct}} \right) \nabla^2 M + AC + CC - EP_M \quad (1)$$

$$\frac{\partial m}{\partial t} = -v \cdot \nabla m + \left(\frac{v}{S_c} + \frac{v_t}{S_{ct}} \right) \nabla^2 m - AC - CC - EP_m \quad (2)$$

$$\frac{\partial q}{\partial t} = -v \cdot \nabla q + \left(\frac{v}{S_c} + \frac{v_t}{S_{ct}} \right) \nabla^2 q + EP_M + EP_m \quad (3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = -v \cdot \nabla T + \left(\frac{v}{P_r} + \frac{v_t}{P_{rt}} \right) \nabla^2 T + \frac{1}{C_p \rho} (Q_p + Q_o) \quad (4)$$

$$EP_m = (q_{vs} - q) * \left(\frac{m}{m_0} \right)^{\frac{1}{3}} * f(T) * k \quad (5)$$

t は時間、 M は粗大液滴混合比、 m は微小液滴混合比、 q は水蒸気混合比である。 v は風速、 U_{rf} は粗大液滴の終端落下速度、 ν は動粘性係数、 ν_t は渦動粘性係数、 S_c はシュミット数 (=0.9)、 S_{ct} は乱流シュミット数 (=0.5)、 AC は微小液滴から粗大液滴へのオートコンバージョンを表現する項、 CC は粗大液滴が微小液滴を捕集する効果、 EP_M は粗大液滴の蒸発項、 EP_m は微小液滴の蒸発項である。また、 P_r はプラントル数 (=0.9)、 P_{rt} は乱流プラントル数 (=0.5)、 C_p は定圧比熱、 ρ は空気の密度、 Q_p は相変化による潜熱発生量、 Q_o は外部からの加熱量、 q_{vs} は飽和水蒸気混合比、 m_0 は微小液滴混合比の参照値、 $f(T)$ は温度に関する補正項、 k は蒸発時間に関する係数である。

2.2 計算条件

モデル検証のため、風洞実験を模擬する CFD シミュレーションを行った。シミュレーションには OpenFOAM のバージョン 4.0 を適宜修正して用いた。非圧縮性定常流れを仮定し、温度変化で生じる浮力の影響を考慮するためにブジネスク近似を導入した。乱流モデルには標準 $k-\epsilon$ モデルを用いた。計算領域は風洞を再現し、格子数は約 66 万である。風洞入口の境界条件として、風速、気温、乱流諸量、水蒸気混合比に実験時の測定値を与えた。同様に超音波加湿器の境界条件として、吹出風速、水温、加湿量に測定値を与えた。風洞入口における微小液滴混合比と粗大液滴混合比はともに 0 とした。

3. 結果

各ケースにおける温度分布の測定値と計算値を、加湿器の吹出口からの距離が 1 m、2 m、3 m、4 m の測定面について 図-4 に、また測定面内の平均温度分布を 図-5 に示す。なお、温度分布は風洞入口からの温度低下量で表現した。実験時、加湿器の吹出口位置周辺の熱電対では、熱電対の端子に液滴が付着したことで空気温度が正しく測定されていないと疑われる箇所が見られた。そのため、それらの箇所については、図-5 の平均温度低下量の算出からは除外した。

測定面での温度変化分布によると、計算値と測定値の双方において、風洞風速が小さいケースの方が、加湿器の風下方向に進むにつれ、温度低下が見られる部分の幅はより広がり、その中心位置の高さは低下した。これは、液滴の密度が上昇することで蒸発による温度低下が激しくなること、また冷やされた空気の滞留時間が長くなるため相対的に沈降及び拡散の寄与が増大することが原因だと考えられる。一方、風洞風速が大きいケースでは、冷気が沈む前に遠くまで運ばれる。風洞風速が小さいケース（図-4(a, b)）での加湿器からの距離が3m, 4mの地点に着目すると、計算値の方が拡散の影響が比較的弱い。

平均温度変化分布によると、風洞風速が大きいケースでは、平均の算出時に除外した部分に冷気がとどまっているため（図-4(c, d)）、平均温度変化は小さくなった（図-5(c, d)）。しかし、拡散により冷気が広がることで、風下ほど温度が低下する傾向が見られる。風洞風速が小さいケースでは、冷気の沈降及び拡散が大きくなるため（図-4(a, b)）、平均温度変化は大きくなった（図-5(a, b)）。なお、平均温度変化は加湿器からの距離が3.0mの地点で最大となっているが、これは液滴が3.0m輸送されるまでの間に蒸発が完了し、以降は拡散により冷気が測定範囲の外に広がるためだと考えられる。

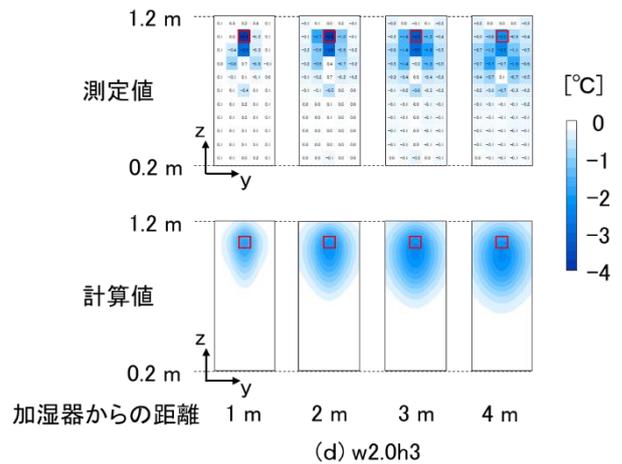
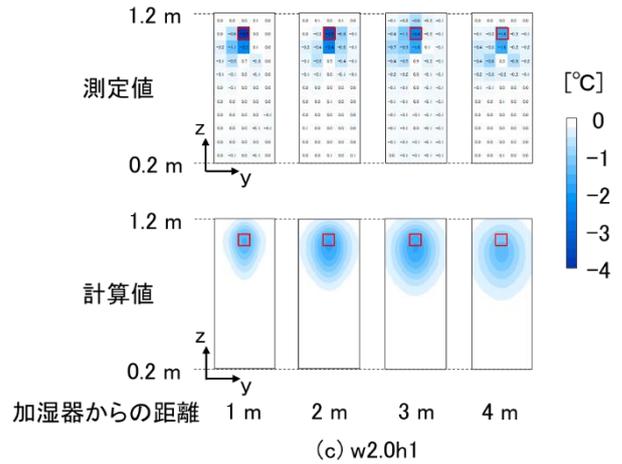
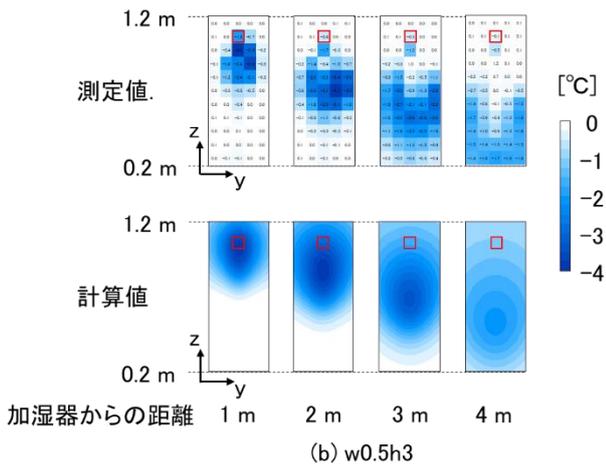
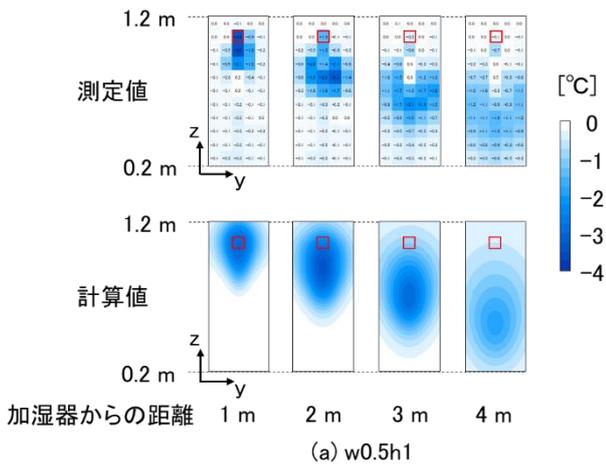


図-4 測定値（上）と計算値（下）の測定面の温度変化分布（赤色の枠線は加湿器吹出口の位置を示す。）

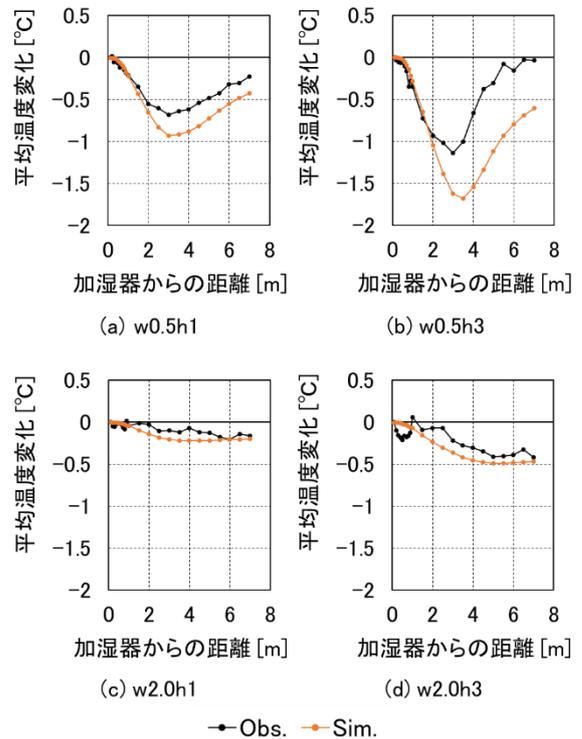


図-5 測定値と計算値の平均温度変化分布

いずれのケースにおいても、CFD モデルは平均温度変化の傾向を概ね再現した。しかし、特に風洞風速が小さいケース（図-5(c, d)）の、加湿器からの距離が 2 m 以降の部分において、温度低下の過大評価が顕著に見られる。これは、拡散の影響を過小評価したことによって、冷気が測定面にとどまったためだと考えられる。この原因としては、加湿器の吹出口の乱流エネルギーを過小評価した可能性、及びプラントル数や微小液滴のシュミット数を過大評価した可能性が考えられる。

2. CFD モデルにて述べた通り、本研究のCFD 計算においてはシュミット数、プラントル数を 0.9、乱流シュミット数、乱流プラントル数を 0.5 としたが、今後は各数値を変更して CFD 計算を行い、シミュレーション結果がどのように変化するかを確認する。また、乱流モデルには標準 k-ε モデルを用いたが、今後 Realizable k-ε モデル、RNG k-ε モデルを用いた場合の CFD 計算も行い、最も良好に温湿度分布を表現する条件の決定を予定している。

蒸発過程について検討するために、シミュレーションの結果について、風洞の中央断面における温度変化分布、水蒸気混合比分布、微小液滴混合比分布を 図-6、図-7、図-8 に示す。なお、粗大液滴混合比分布については計算領域全域でほぼ 0 だったため割愛する。加湿量が多いケースの方が、単位体積空気あたりに供給される液滴量が増加するため、温度低下量は大きくなる。風洞風速が大きいケースでは、液滴の蒸発によって冷やされた空気の沈降があまり見られず、流れに沿って帯状の温度変化が見られた。水蒸気混合比は温度変化と同様に分布している。また微小液滴が蒸発する前に運ばれる距離は、風洞風速が大きい方が長くなるが、風速の違いによる微小液滴の到達距離の差は加湿量が多い方が大きくなった。これは、加湿量が多いほど加湿器から放出される微小液滴が多くなるためだと考えられる。

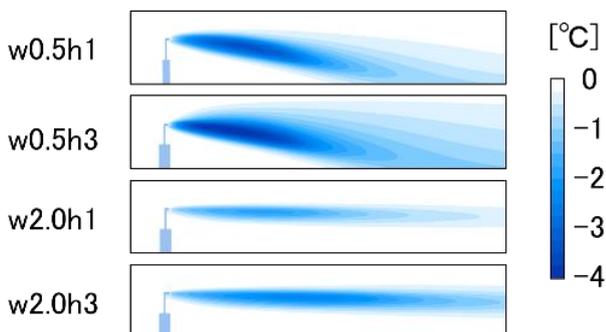


図-6 風洞中央断面の温度変化分布

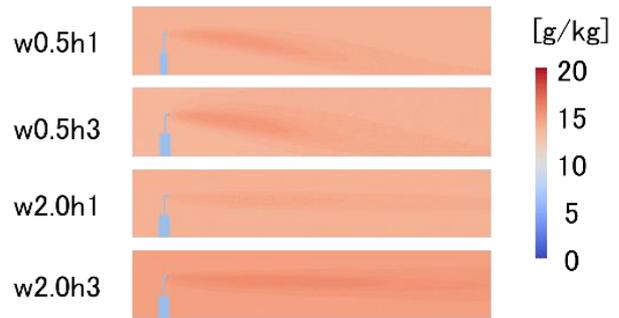


図-7 風洞中央断面の水蒸気混合比分布

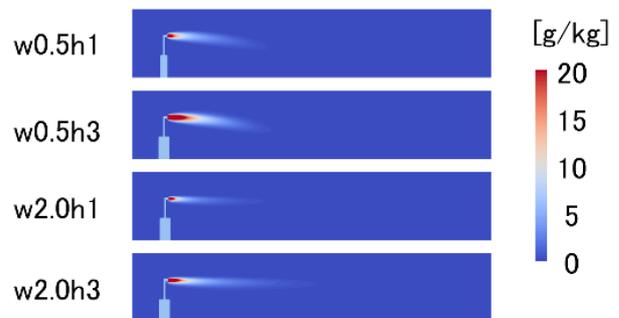


図-8 風洞中央断面の微小液滴混合比分布

4. 結論

本研究では、風洞実験にて液滴の蒸発によって生じる温度変化を測定し、加湿量や風洞風速が与える影響を分析した。結論を以下にまとめる。

- 1) 水の相変化モデルを導入した CFD モデルは、風洞実験で測定した温度変化の傾向を概ね再現したが、特に風洞風速が小さいケースで、測定面の平均温度低下量が過大評価した。
- 2) CFD シミュレーションの精度を向上させるためには、拡散過程の改善が必要になると考えられる。

謝辞：本研究は JSPS 科研費 21K14303 の助成を受けたものです。

参考文献

- 1) Takashi Kurabuchi, U. Yanagi, Masayuki Ogata, Masayuki Otsuka, Naoki Kagi, Yoshihide Yamamoto, Motoya Hayashi, Shinichi Tanabe, Operation of air-conditioning and sanitary equipment for SARS-CoV-2 infectious disease control, Japan Architectural Review, vol.4, pp.608-620, 2021.
- 2) Edwin Kessler, On the Distribution and Continuity of Water Substance in Atmospheric Circulations, Meteorological Monographs, Vol.10, pp.1-84, 1969.