

# 超音波加湿器の室内温熱環境への影響を表現する CFD モデルの風洞実験による検証 Validation of a CFD model simulating evaporation effects of droplets generated from an ultrasonic humidifier on indoor thermal environment using wind tunnel experiments

○大屋 那央 (大阪大学)

松尾 智仁 (大阪大学)

嶋寺 光 (大阪大学)

近藤 明 (大阪大学)

Naoto OOYA\*<sup>1</sup> Tomohito MATSUO\*<sup>1</sup> Hikari SHIMADERA\*<sup>1</sup> Akira KONDO\*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup> Osaka University

Accurate estimates of air temperature and humidity are essential for controlling indoor thermal environment. However, conventional CFD models cannot evaluate the phase change of water in a room. This study used a CFD model incorporating a phase change model originally developed for meteorological models. The CFD simulations were compared to wind tunnel experiments with an ultrasonic humidifier for calibration and validation of the phase change model. The model parameters on the evaporation rate of fine droplets were optimized for better estimates of air temperature and humidity. It was found that the mixing ratio of fine droplets related to the accuracy of the model.

はじめに

冬場は暖房使用により室内の空気が乾燥する傾向がある。低湿度下ではウイルスの不活性率が低くなるほか、咳などの飛沫が速やかに蒸発しウイルスが長時間空气中に滞留することで COVID-19 などの感染症の拡大リスクが増加する。そこで室内の調湿のために超音波加湿器が用いられることがある。超音波加湿器を使用すると気化熱が発生し気温が低下する。加湿器使用時の室内温熱環境の制御には温湿度分布の推定が重要であるが、従来の数値流体力学 (CFD) モデルでは水の相変化を考慮した室内の温湿度推定が難しい。本研究では CFD モデルに気象分野で用いられる水蒸気、微小/粗大液滴の相変化モデルを導入し、CFD モデルの検証を行った。検証には風洞実験の結果との比較を用い、精度向上のため微小液滴の蒸発速度式のパラメトリック解析を行った。

の幅とし、y, z 方向は 5 cm 格子で測定した。

**Table 1** Experiment case

	Wind velocity(m/s)	Amount of humidification(g/h)
w0.5h1	0.5	380
w0.5h2	0.5	550
w0.5h3	0.5	740
w1h1	1.0	380
w1h2	1.0	550
w1h3	1.0	740
w2h1	2.0	380
w2h2	2.0	550
w2h3	2.0	740



**Fig.1** Ultrasonic humidifier

## 1. 風洞実験

CFD モデルの再現性の検証を行うことを目的として、風洞風速と加湿量を変更しつつ **Table 1** に示す 9 ケースについて超音波加湿器の加湿量の計測、超音波加湿器の風上の温度及び相対湿度、風下の温度の測定を行った。実験に用いた超音波加湿器を **Fig.1** に、超音波加湿器の仕様を **Table 2** に示す。本実験で用いた加湿器は家庭用のもの比べて 2 倍から 3 倍程度の加湿量となっている。**Fig.2** に測定実験のレイアウト図を示す。風洞の大きさは x, y, z 方向に 950 cm, 180 cm, 180 cm である。温度の測定点は x 方向に 50 cm から 700 cm まで 18 点、y 方向は加湿器を中心に 40 cm 幅で、z 方向に 50 cm から 130 cm まで

**Table 2** Ultrasonic humidifier manual

Size	width:290, length:190, heith:510 mm			
Mode	1	2	3	4
Amount of humidification (ml/h)	380	550	740	850

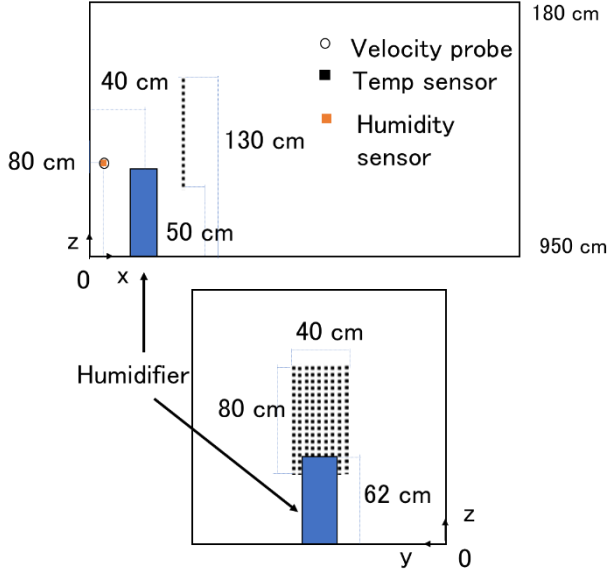


Fig.2 Wind tunnel layout

## 2. CFD モデル

### 2.1 相変化モデル

CFD 計算には OpenFOAM-4.0 を使用した。非圧縮性流体を仮定し、温度変化による浮力を考慮するため Boussinesq 近似を導入し、乱流モデルに標準  $k-\epsilon$  モデルを用いた。水の相変化モデルとして、数値気象予測に用いられる Kessler<sup>2)</sup> のモデルを OpenFOAM-4.0 に導入した。このモデルでは、水を水蒸気、重力沈降せず空气中に滞留する微小液滴、重力沈降する粗大液滴の 3 相に分類して扱う。モデル式を式(1)~(5)に示す。

$$\frac{\partial M}{\partial t} = -v \cdot \nabla M - U_r \cdot \nabla M + D_{eff} \nabla^2 M + AC + CC - EP_M \quad (1)$$

$$\frac{\partial m}{\partial t} = -v \cdot \nabla m + D_{eff} \nabla^2 m - AC - CC - EP_m \quad (2)$$

$$\frac{\partial q}{\partial t} = -v \cdot \nabla q + D_{eff} \nabla^2 q + EP_M + EP_m \quad (3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = -v \cdot \nabla T + \alpha_{eff} \nabla^2 T + \frac{1}{C_p \rho} (Q_p + Q_o) \quad (4)$$

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

$t$  は時間、 $M$  は粗大液滴量、 $m$  は微小液滴量、 $q$  は水蒸気量である。 $v$  は風速ベクトル、 $U_r$  は粗大液滴の終端速度、 $D_{eff}$  は実効拡散係数、 $AC$  は微小液滴から粗大液滴へのオートコンバージョン、 $CC$  は粗大液滴が微小液滴を捕集する効果、 $EP_M$  と  $EP_m$  は粗大液滴と微小液滴の蒸発である。また、 $\rho$  は空気密度、 $T$  は温度、 $\alpha_{eff}$  は実効温度拡散率、 $C_p$  は定圧比熱、 $Q_p$  は相変化による潜熱、 $Q_o$  は外部からの

加熱量、 $q_{vs}$  は飽和水蒸気量、 $m_0$  は初期微小液滴量、 $\alpha$  は係数、 $f(T)$  は温度に関する補正である。また、 $\beta$  は微小液滴の蒸発時間に関する係数である。Kessler のモデルでは微小液滴の瞬時蒸発を仮定しており、室内環境推定への直接の適応は不適切であるため、蒸発時間に関する係数を加えた。

### 2.2 計算条件

モデル検証のため、計算領域は実験を行った風洞を再現した。格子数は約 61 万である。風洞実験の 9 ケースのうち Table 3 に示す 4 ケースを計算対象とした。入口空気温度、相対湿度、風速と加湿器の加湿量、水温、風速の境界条件は実験時に測定した値を用いた。

Table 3 Calculation case

	Wind velocity(m/s)	Amount of humidification(g/h)
w0.5h1	0.62	337.1
w0.5h3	0.50	937.2
w2h1	2.00	369.9
w2h3	1.99	753.1

パラメトリック解析は式(5)の  $\alpha$  の値を 1 をベースとして 0.67, 0.33 の 3 ケースに変更し、温度低下について実験値と比較した。 $\alpha=1$  の時は微小液滴の粒径が変化せず粒子数が減少し、 $\alpha=0.67$  の時は粒径が減少し粒子数は変化しないことを、 $\alpha=0.33$  の時は粒径、粒子数ともに減少することを仮定している。

## 3. 計算結果

Fig.3, Fig.4 に  $y=90$  cm での温度低下分布と微小液滴混合比分布を示す。風速が大きいくほど加湿器近傍での温度低下が小さくなり、微小液滴は加湿器近傍で減少し、遠くまで流されていることが分かる。また加湿量が多いほど加湿器近傍の温度低下が大きいくことが分かる。これは、風速が大きいくと供給空気量当たりの蒸発量が減少するため温度低下が小さくなり、加湿量が多いと空气中的液滴が増え、単位時間当たりの蒸発量が増えたためと考えられる。

Table 4 に w0.5h1 の領域全体の水の物質収支を示す。流入は風洞吹出口からの水蒸気と加湿器からの微小液滴を、流出は風洞吸込口の水蒸気と微小液滴、粗大液滴、領域全体の床面に落ちた水を計算した。流入する微小液滴のうち 96.7% が蒸発して水蒸気となり、微小液滴として残ったのが 0.13%、粗大液滴となったのが 0.1% 未満、地表の水となったのが 0.1% 未満であり、ほとんどが水蒸気になったことが分かる。なお、収支が一致していないのは計算上の丸め誤差によるものである。このことから、加湿器から放出された微小液滴は液滴同士の併合や地表に落ちることがほとんど無く蒸発していることが分かる。

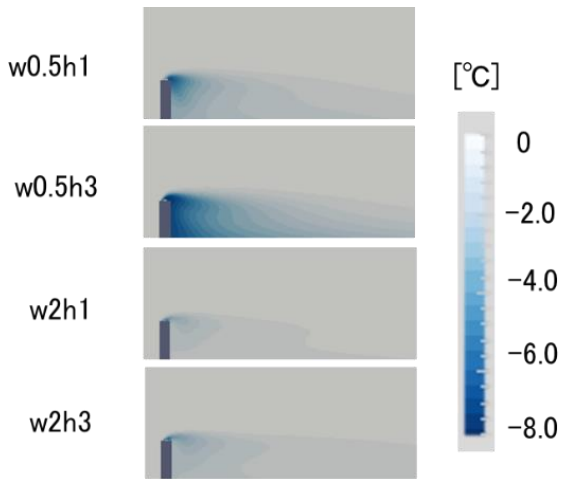


Fig.3 Temperature decrease (y=90 cm)

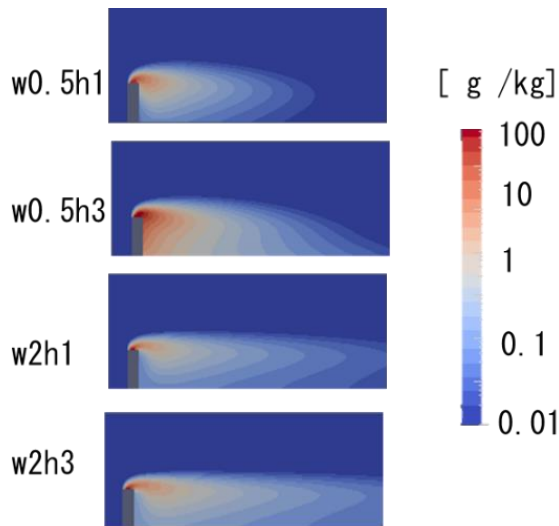


Fig.4 Fine droplets mixing ratio (y=90 cm)

Table.4 Water mass balance (w0.5h1)

	Inlet (kg/s)	Outlet (kg/s)	Conversion (%)
Vapor	0.0198	0.0199	96.7%
Fine droplets	9.4E-05	1.99E-08	-99.8%
Coarse droplets	0	1.07E-15	0.0%
Surface water	0	5.00E-13	0.0%
Total	0.0199	0.0199	-3.1%

Fig.5 に各ケースの計算値と測定値の比較を示す。温度低下は実験時の測定面でそれぞれ平均した値である。w0.5h1, w0.5h3 では温度低下を過大評価しており、特に加湿器近傍で温度低下が大きかずれている。逆に w2h3 では温度低下を過小評価した。また、風速が大きいほど計算値と測定値の差が小さくなっていることが分かる。Fig.6, Fig.7 に w2h3 について  $\alpha$  の値を変更した場合の y=90 cm での温度低下分布と微小液滴混合比分布を示す。 $\alpha$  を小さくすると加湿器近傍での温度低下が小さくなり、より遠くまで温度低下が見られた。微小液滴は  $\alpha$  を小さくする

ことで遠くまで流れる量が減少した。

Fig.8 に各ケースで  $\alpha$  の値を変更した場合の計算値と測定値の温度低下の比較を、Table 5 に RMSE の値を示す。示す。 $\alpha=1$  の時に加湿器近傍で温度低下を過大評価していた w0.5h1 と w0.5h3 では  $\alpha$  を小さくすると温度低下が小さくなり、温度低下を過小評価していた w2h3 では温度低下が大きくなりそれぞれ測定値に近づいた。また、 $\alpha$  の値を小さくすると温度低下が緩やかになる傾向がみられた。そのため w0.5h1, w0.5h3 では加湿器近傍以外では実験値との差が大きくなった。加えて加湿器近傍では温度低下に変化がみられたがそれ以外の地点では変化が見られなかったため全体としての RMSE 変化は小さかった。

風速が小さいケースは空気中の液滴量が増えるため温度低下の過大評価が顕著であったため、CFD 計算の精度向上のためには蒸発モデルや物質拡散について更なる改善が必要である。

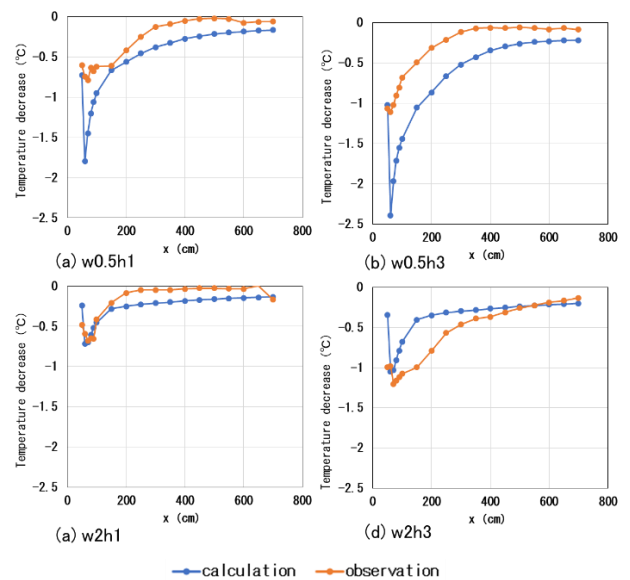


Fig.5 Comparison between calculation and observation

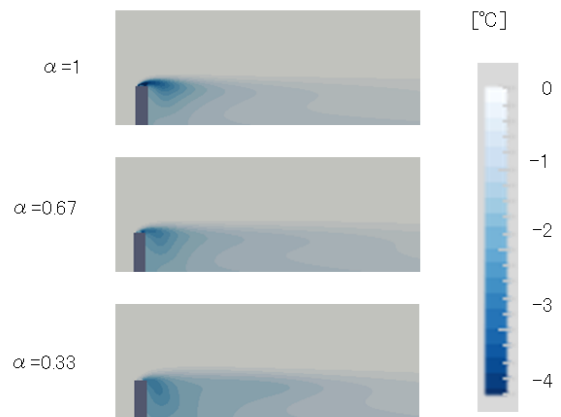


Fig.6 Temperature decrease (w2h3)(y=90 cm)

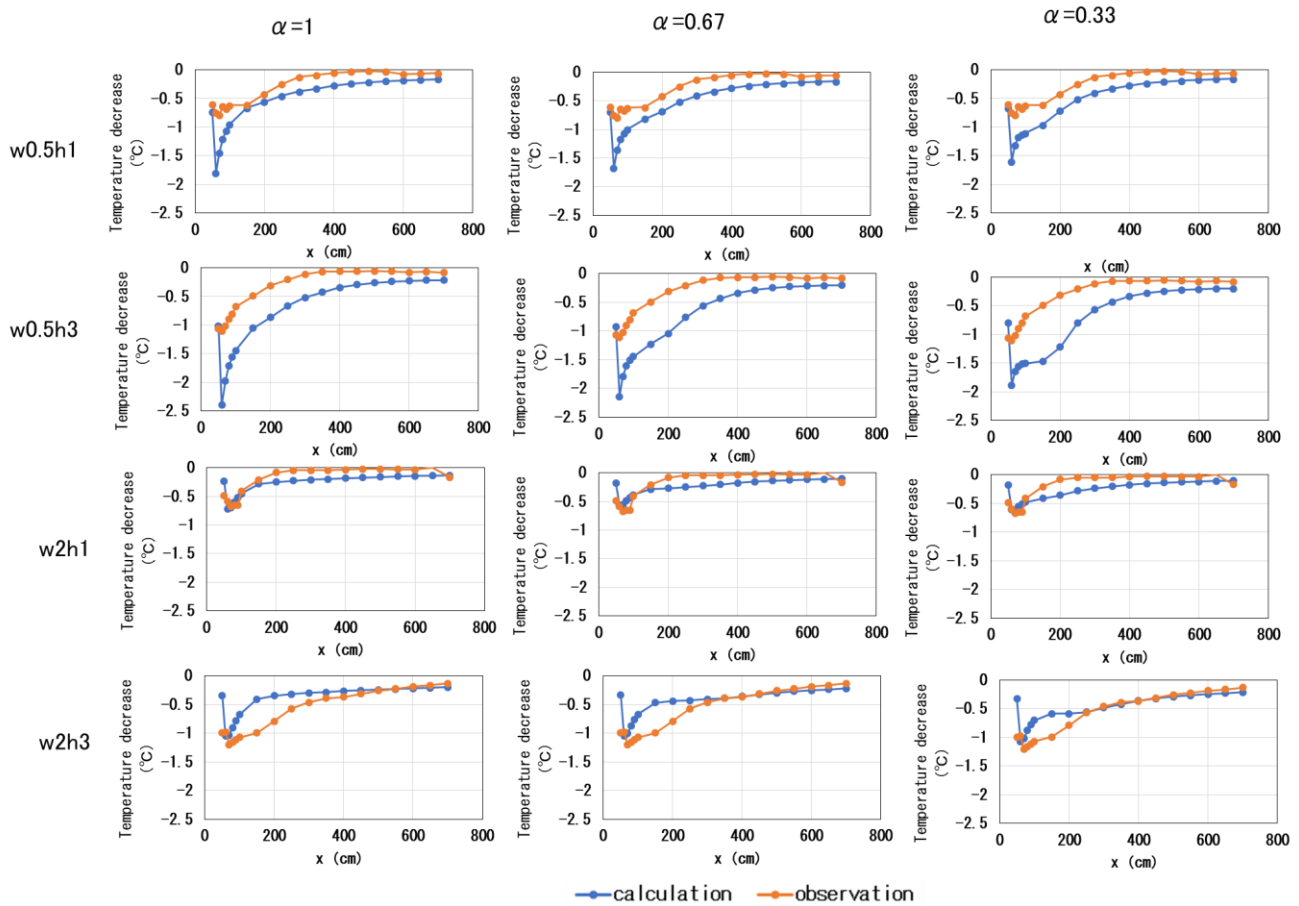


Fig.8 Comparison between calculation and observation

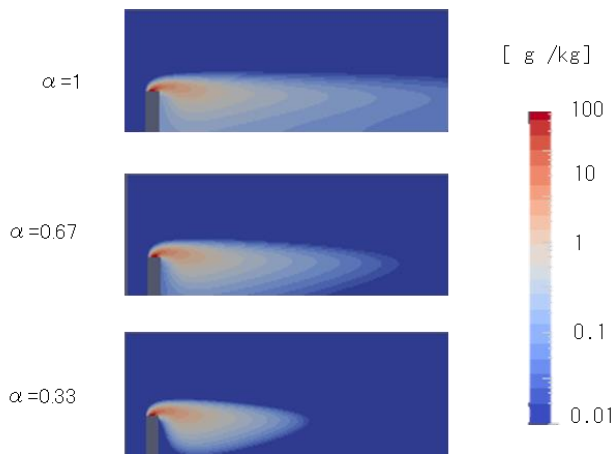


Fig.7 Fine droplets mixing ratio (w2h3)(y=90 cm)

Table 5 RMSE (°C) for each case

	$\alpha=1$	$\alpha=0.67$	$\alpha=0.33$
w0.5h1	0.37	0.36	0.36
w0.5h3	0.57	0.54	0.55
w2h1	0.13	0.15	0.15
w2h3	0.28	0.27	0.24
Average	0.34	0.33	0.32

#### 4. 結論

本研究の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 モデルを風洞実験との比較によって精度検証を行い、精度向上のためパラメトリック解析を行った。
- 2) 微小液滴の蒸発速度に関し、粒径と粒子数を加味するため微小液滴混合比の係数に着目することで温度低下が変化するという結果が得られた。
- 3) 風速が小さく空気中に微小液滴量が多い状態で特に温度低下を過大評価した。
- 4) CFD 計算精度の向上のため、蒸発モデルや物質拡散について更なる改善が必要である。

#### 参考文献

- 1) Takashi Kurabuchi, U.Yanagi, Masayuki Ogata, Masayuki Otsuka, Naoki Kagi, Yoshihide Yamamoto, Motoya Hayashi and Shinichi Tanabe, Operation of air-conditioning and sanitary equipment for SARS-CoV-2 infections disease control, Japan Architectural Review, October 2021, vol.4, no.4, 608–620
- 2) E. Kessler, On the Distribution and Continuity of Water Substance in Atmospheric Circulations, Meteorological Monographs, Vol.10(32), pp.1-84,1969