

水の相変化を考慮した CFD モデルの構築および定性的検証

Building and Qualitative Verification of CFD Model Considering Water Phase Change

学生会員 ○河田 憲 (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)

Ken KAWADA*¹ Tomohito MATSUO*¹ Hikari SHIMADERA*¹ Akira KONDO*¹

*¹ Osaka University

In order to improve indoor thermal environment, it is important to estimate and control the humidity distribution. However, existing CFD models generally do not evaluate the phase change of water in indoor environment. In this study, a CFD model with the phase change was developed, and qualitatively validated by a set of numerical experiments. The model was used to evaluate indoor thermal environment of virtual office with 3 kinds of humidifiers which have different humidifying method. The results indicated that the vaporization caused by humidifier decrease the indoor air temperature, and different humidifying method caused different temperature and humidity distribution.

はじめに

衛生的かつ快適な室内温熱環境の構築のために湿度分布の把握は重要である。低湿度環境では風邪やインフルエンザなどの感染リスクが高まり、高湿度環境ではダニやカビ起因のハウスダストが発生し、ぜんそくなどのリスクが高まる。したがって室内湿度を適切に制御する必要がある。しかし、既往の CFD モデルは水の相変化を考慮していないため、水の相変化による室内の温湿度の変化を考慮することができない。本研究では、CFD モデルに水の相変化を考慮した水分輸送モデルを導入することにより新たな室内温湿度の推定手法を提案する。モデルによる室内環境の推定を通して、定性的評価によるモデル検証を行う。

1. 計算モデル

1.1 水分輸送モデル

CFD シミュレーションには OpenFOAM-4.0 を使用した。OpenFOAM-4.0 に組み込む水分輸送モデルには数値気象予測に用いるために Kessler¹⁾ によって開発されたモデルを用いた。このモデルは、液体の水を空気中に滞留し続ける雲水と降水となって空気中から落下する雨水の 2 種類に分類し、これに水蒸気を加えた三相による相変化を考慮している。モデル式を式(1)~(4)に示す。

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

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

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

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

t は時間、 M は雨水量、 m は雲水量、 q は水蒸気量である。 \mathbf{v} は風速ベクトル、 V は雨水の落下速度、 K_{eff} は実効拡散係数、 w は鉛直方向の風速、 G は生成関数、 AC は雲水から雨水へのオートコンバージョン、 CC は雨水が雲水を捕集する効果、 EP_M と EP_m は雨水と雲水の蒸発である。また、 ρ は空気の密度、 T は温度、 α_{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である。

1.2 加湿器モデル

本研究では、気化式加湿器、加熱式加湿器、超音波式加湿器の 3 種類を考慮した。気化式加湿器は水を含んだフィルターに吸い込み空気を通させて加湿する。モデルでは吸込み空気を断熱的に加湿し飽和させる。加熱式加湿器は水を加熱して蒸発させ、吸い込み空気と混合させて吹き出すことで加湿する。

モデルでは吸込み空気を加熱した上で加湿し飽和させる。加熱式加湿器における空気温度の上昇量 ΔT は式(5)式(6)を満足するように収束計算により求める。

$$q + \Delta q = qs_{(T-\Delta T)} \quad (5)$$

$$\Delta T = \frac{h}{C_p} \Delta q \quad (6)$$

q は吸込み空気の水蒸気混合比, Δq は蒸発量, T は温度, ΔT は温度変化, $qs_{(T)}$ は温度 T における飽和混合比, h は蒸発潜熱である。

温度 T [K] における飽和混合比を算出するために, 飽和状態での水蒸気密度を式(7)によって求める²⁾。

$$e_s = 6.122 \times \exp\left(17.67 \times \frac{T - 273.15}{T - 29.65}\right) \quad (7)$$

ここで e_s [Pa] は飽和状態での水蒸気密度である。

超音波式加湿器は水を微細な水滴である雲水として空气中に放出することで加湿する。

2. モデル検証

2.1 計算領域

モデル検証用の領域として Fig 1 に示す計算領域を用いた。

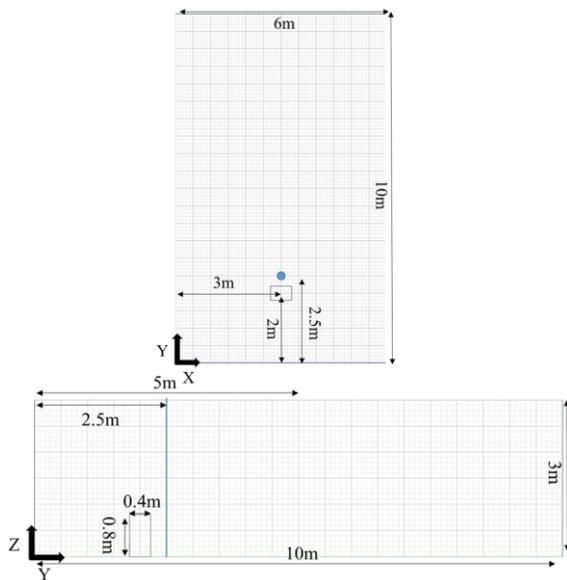


Fig 1 Calculation area and point and line

計算領域は, x , y , z , 方向に 6 m, 10 m, 3 m で, 総要素数は約 18 万である。本研究では $x=3$ m の断面での温度, 水蒸気混合比, 微小液滴混合比, 粗大液滴混合比分布図による結果を, Fig 1 の点及び線で示す $x=3$ m, $y=2.5$ m の点での温度, 水蒸

気混合比, 微小液滴混合比, 粗大液滴混合比の鉛直プロファイルによる比較を行う。また, Fig 2 にそれぞれ領域の $x=0$ m の面にある吹出口及び $x=10$ m の面にある吸入口の概要, Fig 3 に $x=3$ m, $y=2$ m に配置した $x=0.6$ m, $y=0.4$ m, $z=0.8$ m の大きさの加湿器モデルの概要を示す。



Fig 2 Humidifier model

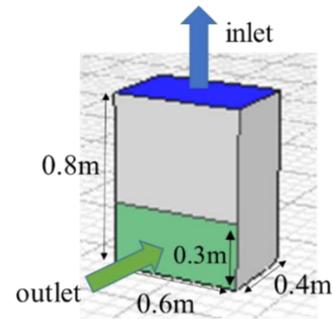


Fig 3 Humidifier model

2.2 境界条件

流入空気の温度を 30 °C とする。空調, 加湿器の吹出口の境界条件を Table 1 に示す。それぞれの吸入口では, 温度勾配なし, 圧力はゲージ圧なしとした。

Table 1 Boundary conditions

	Temperature	30 °C
Air supply from air conditioning	Wind velocity	1.0 m/s
	Flow rate	18 m ³ /s
	Wind velocity	0.1 m/s
Air supply from Humidifier	Flow rate	0.024 m ³ /s

本研究で採用した加湿器の詳細を Table 2 に記す。

Table 2 Overview of humidifier type

Humidifier type	ultrasonic	Vaporing	Steam
Water condition	fine water droplet	Vapor	
Amount of heating	—	—	1800 W
Amount of humidification	1.0 × 10 ⁻⁴ kg/s	Humidify up to RH 100% of the inlet air	

それぞれの計算 Case での加湿器モデル, 領域流入口の相対湿度を Table 3 に示す。

Table 3 Overview of calculation case

CaseName	Humidifier type	RH
Case_u_30	Ultrasonic	30 %
Case_u_50		50 %
Case_u_70		70 %
Case_v_30	Vaporing	30 %
Case_v_50		50 %
Case_v_70		70 %
Case_s_30	Steam	30 %
Case_s_50		50 %
Case_s_70		70 %

2.3 モデル検証結果

Fig 4 に室内気温の $x = 3 \text{ m}$ での断面図を示す。超音波式加湿器では放出された微小液滴の一部は粗大液滴へと相変化するが, 多くは蒸発するため潜熱が発生し気温が下がる。どの場合でも加湿器が気流を遮ることで空気が下方に広がっているが, 超音波式加湿器では冷やされた空気が下降気流を生じるため, ほかの場合よりも特に温度の低い空気が下方に広がっていると考えられる。室内の流入空気の相対湿度が低く加湿器からの加湿量が多くなればなるほど, 蒸発潜熱により, 加湿器吹出口の気温がより低くなる。気化式加湿器を用いた場合では加湿器内で水が蒸発し潜熱が奪われ室内空気より低温の空気が放出される。その低温空気の飽和混合比が放出されるため, ほかの加湿器を使用した場合よりも空気への加湿量が少ない。加熱式加湿器では加湿器内で水を加熱するため, 放出される空気は高温で飽和混合比も大きい。相対湿度が小さいほど吹き出し空気温度が低くなっているが, これは, どの相対湿度の場合でも加湿器の加熱量は等しいため, 相対湿度が低い場合は投入熱量の多くが蒸発潜熱になり流入空気自体の温度変化に寄与する熱量が少なくなるためである。逆に相対湿度が高い場合, 必要加湿量が少ないために流入空気の温度上昇に用いられる熱量が多くなり, 加湿器吹出口の温度が高くなる。

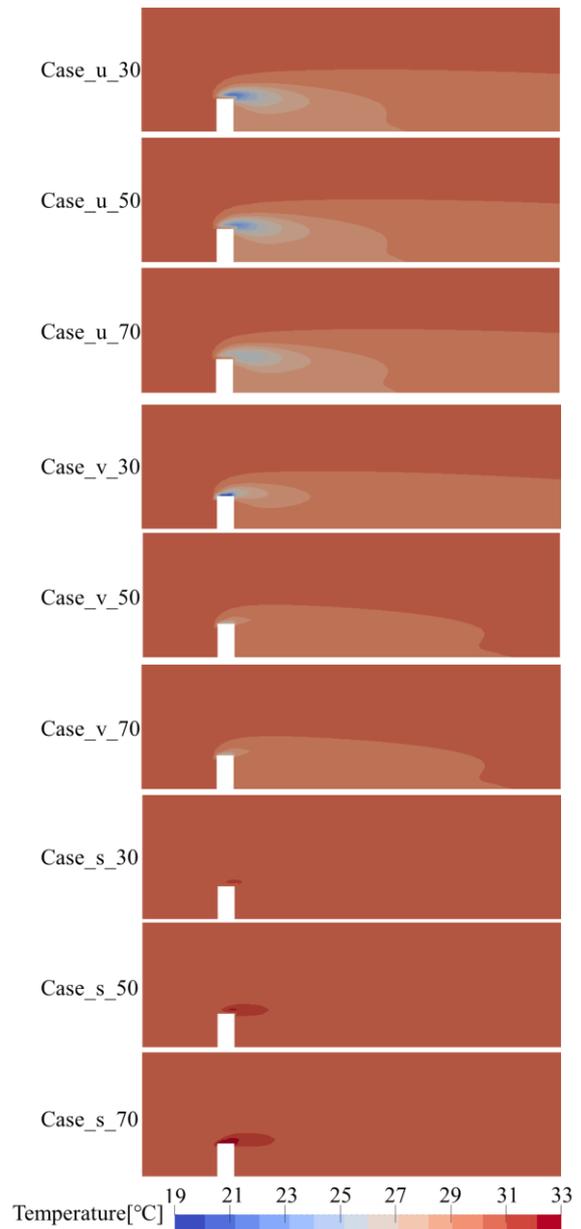


Fig 4 Indoor temperature ($x = 3 \text{ m}$)

次に, Fig 5~Fig 7 に $x = 3 \text{ m}$, $y = 2.5 \text{ m}$ の点における, 相対湿度 30%, 50%, 70% の場合の水蒸気混合比, 微小液滴混合比, 粗大液滴混合比の鉛直分布を示す。Fig 5~Fig 7 より, 加熱式, 超音波式, 気化式の順で加湿器吹出口付近の高さで水蒸気が増えていることがわかる。加熱式での水蒸気量が多い理由として, 周りの気温よりも加湿器吹出空気の気温が高いため, より多量の水蒸気を保持することができるためである。Fig 7 の微小液滴, 粗大液滴に着目すると微小液滴が観測された点では粗大液滴量も多くなっている。これらの結果より, 放出される微小液滴の蒸発による水蒸気の増加, そして微小液滴から粗大液滴への変換作用が考慮できていることがわか

る。以上より 1.1 節で述べた水分輸送モデルを十分に表現できていることが確認された。

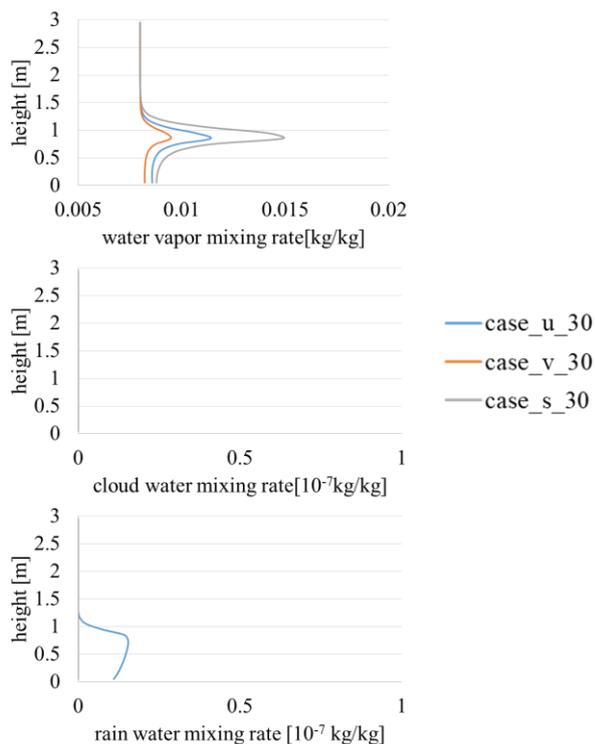


Fig 5 Water vapor, fine water droplet, coarse water droplet mixing ratio in RH 30%

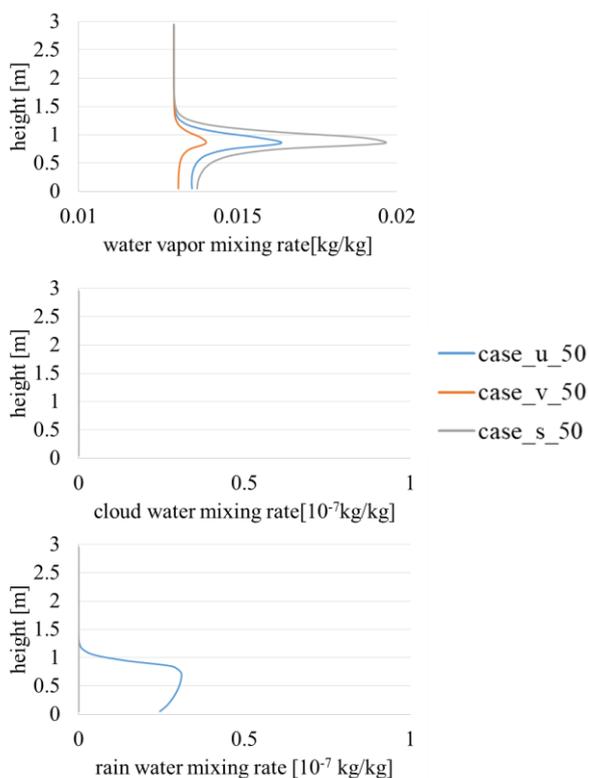


Fig 6 Water vapor, fine water droplet, coarse water droplet mixing ratio in RH 50%

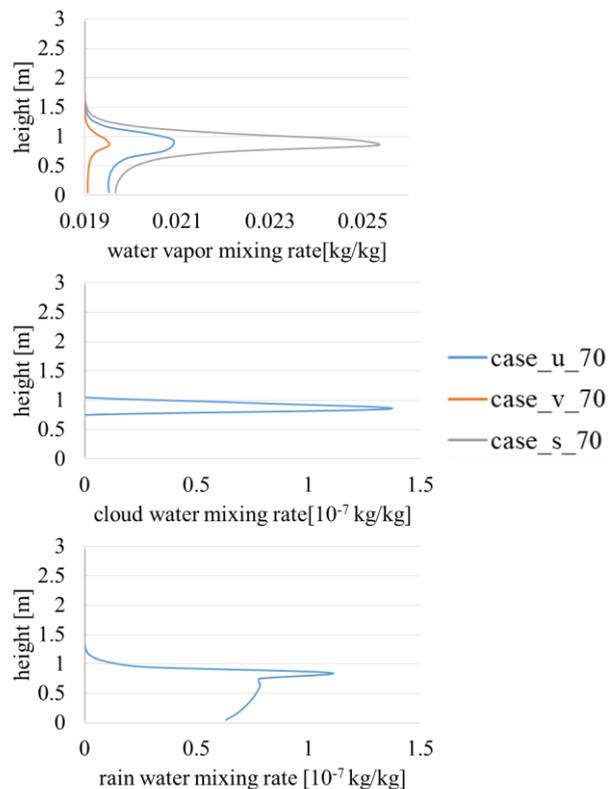


Fig 7 Water vapor, fine water droplet, coarse water droplet mixing ratio in RH 70%

4. 結論

本研究の結論を以下にまとめる。

- 水分輸送モデルを CFD モデルに導入するとともに、導入したモデルが水の相変化を表現できることを数値実験により検証した。
- 加湿器の種類の違いによる温熱環境の変化があった。超音波式加湿器では放出される微小液滴の蒸発由来の蒸発潜熱による温度低下、微小液滴の成長による粗大液滴への変化を確認した。加熱式加湿器では周りの相対湿度が高ければ高いほど加湿器吹出空気の温度が高くなった。

参考文献

- 1) E. Kessler, On the Distribution and Continuity of Water Substance in Atmospheric Circulations, Meteorological Monographs, Vol.10(32), pp.1-84,1969
- 2) D.Bolton, The Computation of Equivalent Potential Temperature, Monthly Weather Review, Vol.108(7), pp.1046-1053,1980