

CFD 解析を目的とした 4 方向天井カセット形エアコンの吹出し気流モデルに関する研究
 (その 5) P.V. 法における仮想境界での諸量通過量率を用いた気流モデル評価手法に関する検討
**Airflow Model of 4-way Ceiling Cassette Air-conditioner for CFD Analysis , Part5 Airflow Model
 Evaluation Method using Various Passage Rate at Imaginary Boundary in P.V. Method**

学生会員 ○田 中 佑 亮 (大阪大学) 技術フェロー 山 中 俊 夫 (大阪大学)
 正 会 員 小 林 知 広 (大阪大学) 正 会 員 崔 ナレ (大阪大学)
 Yusuke TANAKA*1 Toshio YAMANAKA*1 Tomohiro KOBAYASHI*1 Narae CHOI*1

*1 Osaka University

The purpose of this study is to suggest a CFD method for the airflow blown from Packaged air-conditioner (referred to as PAC) using the P.V. method which makes the analysis results more accurate and the analysis time shorter. In this paper, we formulate the indexes which evaluate the performance of P.V. method and calculate them based on the results of CFD analysis in preceding study⁽²⁾.

1. はじめに

快適な室内環境の実現には空調機器の吹出し気流性状の予測が不可欠である。現在日本の建物にパッケージエアコン(以下 PAC と略す)が導入されている。PAC 吹出し気流を正確に再現できるモデルは様々提案されているが確立されていない。よって本研究では、P.V. 法を用いた解析時間の短縮、解析結果の精度向上を両立する簡易的な気流モデルの提案を目的とする。先行研究⁽¹⁾では PAC を対象とした諸パラメータ測定実験を行い本研究における最適な P.V. 面の位置を検討した。また先行研究⁽²⁾では先行研究⁽¹⁾で明らかにした最適な P.V. 面と獲得した諸パラメータの実験値を用いてパッケージエアコン吹出し気流の簡易モデルを作成し、解析及び精度の検証を行っている。本報では第 2 章で P.V. 法を用いて CFD 解析を行う際、解析精度に影響を与える指標を新しく検討する。第 3 章では提案した P.V. 法の性能指標を、先行研究⁽²⁾の解析結果を元に算出可能なものを試験的に算出し、結果の考察及び今後の課題を検討する。

2. P.V. 法の性能評価指標の提案

2.1. P.V. 法の性能評価指標

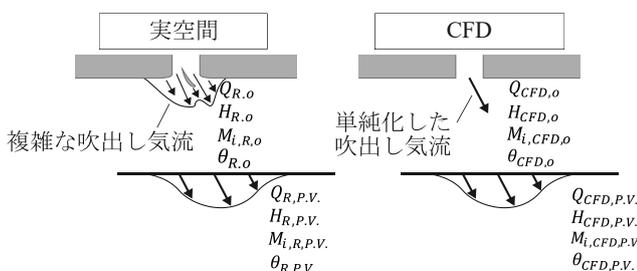


図 1 吹出し口及び P.V. 面近傍の諸量

P.V. 法適用時、図 1 の様に吹出し口と P.V. 面位置の気流には風量 Q 、運動量 M 、温度 θ 、熱量 H が存在し、それぞれには実空間の値と解析空間の値がある。ここで次の比率を定義する。

①風量比 η_{Air} ... 吹出し流量に対する P.V. 面位置での流量の比。

$$\eta_{Air} = \frac{Q_{P.V.}}{Q_o} \quad (2.1)$$

ここで流量 Q_o 、 $Q_{P.V.}$ はそれぞれ以下の式で定義する。

$$Q_o = \int v dA_o \quad (2.2)$$

$$Q_{P.V.} = \int v dA_{P.V.} \quad (2.3)$$

(u : 風速の x 成分, v : 風速の y 成分)

②運動量比 η_{M_i} ... 吹出し気流の運動量と P.V. 面位置の気流の運動量の比。(i は成分を示す。)

$$\eta_{M_i} = \frac{M_{i,P.V.}}{M_{i,o}} \quad (2.4)$$

($i=1$: x 成分, $i=2$: y 成分)

ここで運動量 M_1 、 M_2 は以下の式で定義する。

$$M_1 = \rho A v u \quad (2.5)$$

$$M_2 = \rho A v^2 \quad (2.6)$$

③熱量比 η_H ... 吹出し気流と室内の温度差を基にした熱量を、室内の温度と P.V. 面通過気流の温度差を基にした熱量で基準化した指標。

$$\eta_H = \frac{H_{P.V.}}{H_o} \quad (2.7)$$

ここで熱量 H_o 、 $H_{P.V.}$ はそれぞれ以下の式で定義する。

$$H_o = c_p \rho \int (\theta_o - \theta_r) v dA_o \quad (2.8)$$

$$H_{P.V.} = c_p \rho \int (\theta_{P.V.} - \theta_r) v dA_{P.V.} \quad (2.9)$$

(θ_o : 吹出し気流温度, θ_r : 室温, $\theta_{P.V.}$: P.V. 面気流温度)

④空気通過率 η'_{Air} ... 吹出し口から吹き出された空気のうち P.V. 面を通過する空気の比率。

$$\eta'_{Air} = \frac{Q'_{P.V.}}{Q_o} \quad (2.10)$$

($Q'_{P.V.}$: 吹出し口から吹き出された空気のうち P.V. 面を通過する空気の流量)

なお η_{Air} 、 η_{M_i} 、 η_H 、 η'_{Air} は真値より求まるものと解析値より求まるものが考えられる。 M_i が非常に小さい場合 P.V. 面位置まで吹出し気流が到達せず η_{Air} 、 η_H 、 η'_{Air} が小さくなるが、 M_i が大きくなると到達量が増加し η_{Air} 、 η_H 、 η'_{Air} が大きくなると考えられる。その為、 η_{M_i} は η_{Air} 、 η_H 、 η'_{Air} の中間指標であり、P.V. 法の性能評価において重要な指標であると考えられる。

2.2. 境界条件の与え方による長所・短所

場合分けに際し設定吹出し風量比 α_{Air} ・設定吹出し運動量比 α_{M_i} ・設定吹出し熱量比 α_H を定義する。

$$\text{設定吹出し風量比} \quad \alpha_{Air} = \frac{Q_{CFD,o}}{Q_{R,o}} \quad (2.11)$$

$$\text{設定吹出し運動量比} \quad \alpha_{M_i} = \frac{M_{i,CFD,o}}{M_{i,R,o}} \quad (2.12)$$

$$\text{設定吹出し熱量比} \quad \alpha_H = \frac{H_{CFD,o}}{H_{R,o}} \quad (2.13)$$

通常は $\alpha_H = 1$ が前提条件であるので α_{Air} 、 α_{M_i} の大小関係による 9 つの境界条の組み合わせで各々の長所・短所を整理する。本報では $\alpha_{Air} = 1$ かつ $\alpha_{M_i} < 1$ の場合を抜粋し表 1 に示す。尚、吹出し風向 φ と風速 (u, v)、運動量 M_1 、 M_2 の関係は (2.14) となる。

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{\rho A v_2^2}{\rho A v_1 v_2}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{M_2}{M_1}\right) \quad (2.14)$$

表 1 境界条件の与え方による長所・短所

α_{Air}	$\alpha_{Air} = 1$
α_{M_i}	$\alpha_{M_i} < 1$
長所	<ul style="list-style-type: none"> ・ 計算負荷を低減でき、解析時間が短縮される。 ・ Q_o、H_o、θ_o、$M_{i,P.V.}$ は実験と解析での値をそれぞれ一致させる為、高い精度で解析できる。 ・ $M_{i,R,o}$ の詳細な分布が不明でも解析できる。
短所	<ul style="list-style-type: none"> ・ 吹出し口での運動量 $M_{i,CFD,o}$ が小さいか P.V. 面が吹出し口から遠い場合、吹出し気流が P.V. 面に到達しない可能性が生じる。(特に暖房条件) ・ $\alpha_{M_i} < 1$ より、運動量比は実験値より解析値の方が大きく設定される。($\eta_{R,M_i} < \eta_{CFD,M_i}$) ・ 空気通過率や熱量比は実験値よりも解析値の方が小さくなると考えられる。($\eta_{R,Air} \geq \eta_{CFD,Air}$, $\eta_{R,H} \geq \eta_{CFD,H}$) 精度を高めるには実験値と解析値で空気通過率や熱量比をそれぞれ如何に一致させるかが重要となる。
風向	<ul style="list-style-type: none"> ・ (2.15) または (2.16) を満たすように値を与えれば (2.14) より吹出し風向を一致させる事ができる。 $\frac{v_{2,R,o}}{v_{1,R,o}} = \frac{v_{2,CFD,o}}{v_{1,CFD,o}} \quad (2.15)$ $\frac{M_{2,R,o}}{M_{1,R,o}} = \frac{M_{2,CFD,o}}{M_{1,CFD,o}} \quad (2.16)$

2.3. 等温・非等温吹出し気流のずれ率

等温吹出し気流に対する非等温吹出し気流の風速のずれを評価するスカラー風速ずれ率 $\xi_v [m^2/s^2]$ と風向のずれ率 $\xi_\theta [m \cdot \%]$ を次式で定義する。

$$\xi_v = \sqrt{\frac{1}{n} \sum ((v_{iso} - v_{non}) v_{iso})^2} \quad (2.17)$$

$$\xi_\theta = \sqrt{\frac{1}{n} \sum ((\theta_{iso} - \theta_{non}) v_{iso})^2} \quad (2.18)$$

ξ_v は等温吹き出し気流と非等温吹き出し気流のスカラー風速の差と等温吹き出し風速の積の二乗平均の平方根であり、 ξ_θ は等温吹き出し気流と非等温吹き出し気流の風向の差と等温吹き出し風速の積の二乗平均の平方根である。等温と非等温吹き出し気流の風速分布がずれるほどずれ率は大きくなり一致するほど小さくなる。また等温吹き出し風速が大きい程ずれ率に大きく影響する。従ってずれ率 ξ_v 、 ξ_θ が最も小さい P.V. 面が汎用性の高い PAC モデリングに最適な P.V. 面位置と評価できる。

2.4 噴流の解像度 ψ と噴流再現必要メッシュ幅 M_N

気流の解像度 ψ とは気流性状の再現度を示し、図 2 に示す様に噴流の座標ごとの真値と離散値の差の積分を考える事で定量的な評価ができると考えられ、(2.19) で定義する。

$$\psi = \frac{1}{S} \quad (2.19)$$

S は噴流の真値と離散値の差の積分値である。図 3 の様に ψ とメッシュの粗さは 1 対 1 対応でメッシュが細かなれば解像度 ψ は高くなり再現度も上がる。

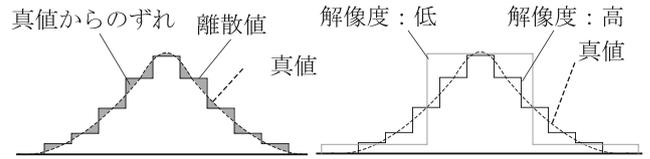


図 2 真値からのずれ (模式図)

図 3 解像度 ψ とメッシュサイズ (模式図)

次に噴流をある特定の解像度 ψ で表現する場合に必要なメッシュ幅を M_N と定義する。吹出し口と P.V. 面の距離 y が大きくなる程気流の幅が大きくなり、P.V. 面における M_N も大きくなることで図 4、図 5 の様な関係となると推測される。

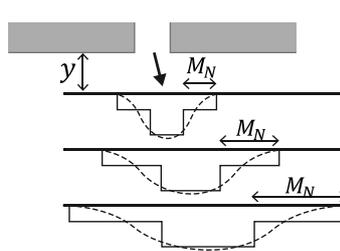


図 4 M_N と y の関係 (模式図)

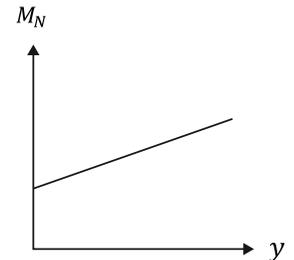


図 5 M_N と y の関係 (グラフ)

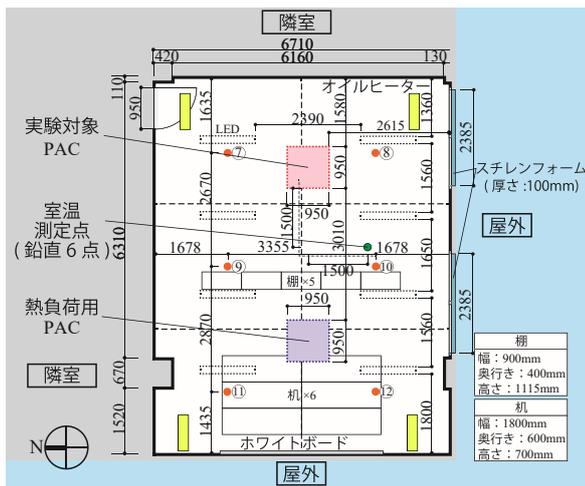


図6 実験室平面図兼天井伏図⁽¹⁾

表2 実験条件⁽¹⁾

送風	吹出し風量	強
	設定温度	—
冷房	室内負荷	—
	吹出し風量	強
	設定温度	24°C
暖房	室内負荷	熱負荷 PAC (暖房・28°C・弱) オイルヒーター (500W)×4
	吹出し風量	強
暖房	設定温度	24°C
	室内負荷	熱負荷 PAC (冷房・19°C・弱)

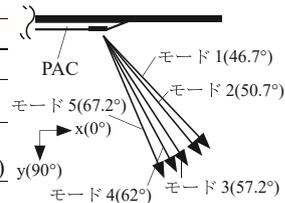


図7 PACの風向⁽³⁾

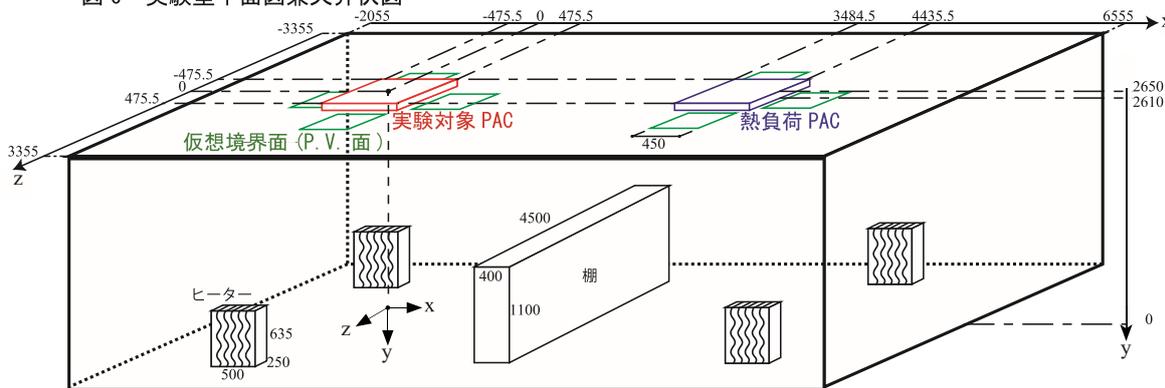


図8 CFD解析対象室⁽²⁾

表3 CFD解析条件⁽²⁾

CFDコード	Cradle Stream V14
計算アルゴリズム	SIMPLEC法
離散スキーム	QUICK
乱流モデル	標準k-εモデル
壁面境界	壁面対数則
メッシュ数	約200万
乱流プラントル数 Prt	0.9

表4 吹き出し面設定条件⁽²⁾

運転条件		実験対象 PAC	熱負荷 PAC
風量 [m ³ /h]	送風	417.6	-
	冷房	417.6	307.1
	暖房	417.6	307.1
温度 [°C]	冷房	約14	約47
	暖房	約40	約8
風向 [°]	送風	46.7, 50.7, 57.2, 62, 67.2	-
	冷房	46.7, 50.7, 57.2, 62, 67.2	67.2
	暖房	46.7, 50.7, 57.2, 62, 67.2	46.7
乱流統計量	乱流エネルギー k [m ² /s ²]	0	0
	エネルギー散逸率 [m ² /s]	0	0

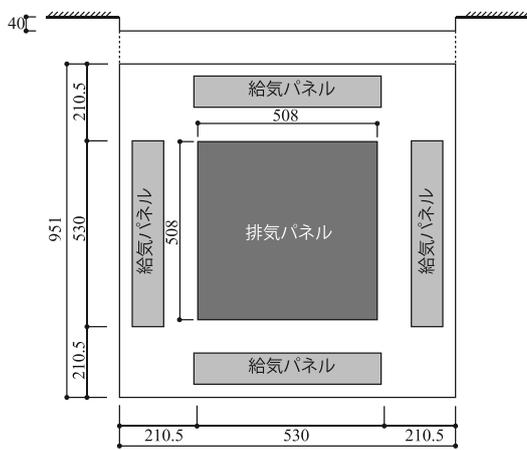


図9 PAC給気・排気口⁽²⁾

3. 先行研究に対する P.V. 法の性能評価指標の適用

3.1. 本章の目的

本章では実際に行われた PAC 吹出し気流測定実験⁽¹⁾ 及び P.V. 法を用いた PAC 吹出し気流の CFD 解析⁽²⁾ に対し、第2章で提案した指標を適用し、その結果の提示及び考察を行う。

3.2. PAC 非等温吹出し気流測定実験の概要⁽¹⁾

実験室の平面図兼天井伏図を図6に示す。実験では実験対象 PAC の風量・風速・温度・湿度及び実験室の室

温・壁面温度を測定した。実験条件は表2に示す。PAC の風向は先行研究⁽³⁾により既知であり図7に示す。詳細については先行研究⁽¹⁾を参照されたい。

3.3. P.V. 法を用いた CFD 解析による PAC 空調時の室内気流予測の概要⁽²⁾

先行研究⁽²⁾で行われた CFD 解析の全条件共通の解析条件を表3に、解析に用いられた対象室モデルを図8に、PAC モデルを図9に、境界条件を表4に示す。解析の詳細に関しては先行研究⁽²⁾を参照されたい。

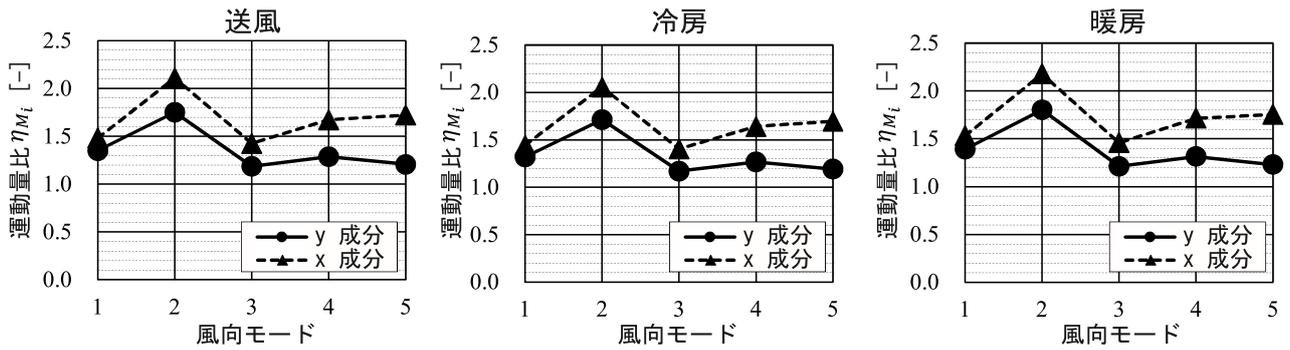


図 12 運動量比の算出結果

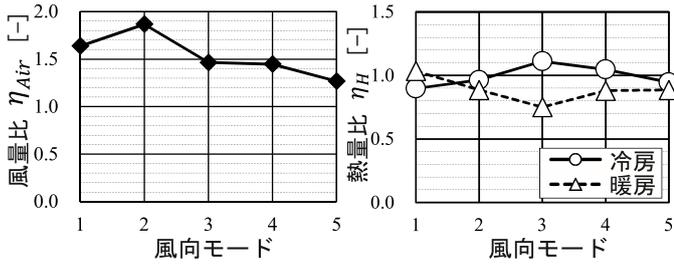


図 11 風量比の算出結果

図 13 熱量比の算出結果

3.4. 算出結果

本報では参照可能な範囲で算出できる指標である、CFD 解析結果での風量比 η_{Air} ・運動量比 η_{Mi} ・熱量比 η_H を算出した。図 11 に η_{Air} を、図 12 に η_{Mi} を、図 13 には η_H をグラフで示す。流入境界と仮想境界面 (P.V. 面) の条件は送風・冷房・暖房条件で共通であり送風条件実験値が設定されているので η_{Air} は送風・冷房・暖房条件で共通の値が算出される。 η_H は送風条件では 0 となるため省略した。

3.5. 考察

結果より考察を示す。まず図 11 より、風量比 η_{Air} は 1 を超える事が分かる。これは吹出し気流が周辺空気を巻き込んでいることを示し、噴流の基本特性を顕している。次に図 12 より運動量比 η_{Mi} は全ての条件で 1 を超える結果となってしまった。運動量保存の観点から考

ると η_{Mi} は 1 に近づく程精度が高い事になるが、1 を超えてしまった要因として吹出し口の再現性が挙げられる。実際の吹出し口はベーンや断熱材等の影響で風速の分布が生じているが、CFD では再現出来ず均一に風速を与えている為であると考えられる。最後に図 13 より、熱量比 η_H は暖房モード 2 を除く条件で概ね 1 に近い値となっておりこれは吹出し気流の熱量の大部分が P.V. 面を通過している事を示すと考えられる。

4. 総括

本報では P.V. 法を用いた CFD 解析における気流モデルの性能評価を行う指標の提案と、提案した指標を実験の実験・解析を対象として試験的に算出した。以下に得られた知見、課題、展望を示す。

本報では CFD 解析での一部の指標のみを算出したが、本来は実験から得られる指標も含めて全て算出し、実験と CFD 解析で指標の一致度を精査する事で P.V. 法を用いた気流モデリングの性能評価が行えると考えられる。従って今後は全ての指標が算出できるように、本報で示した吹出し気流の諸量を実験で獲得することが必要であると考える。また第 2 章の評価指標自体についても初期の提案段階である為、更なる検討が必要であると考える。本報を足掛かりに、解析負荷削減や精度維持に用いられる P.V. 法について深い考察を行う事でより効率のよい P.V. 法の活用へ至ることが可能であると考える。

【記号】

Q : 風量 [m^3/h] H : 熱量 [$^{\circ}C \cdot m^3/h$] M : 運動量 [$kg \cdot m/s^2$] θ : 温度 [$^{\circ}C$]
 ρ : 空気密度 [kg/m^3] A : 吹出し口または P.V. 面の面積 [m^2]
 $C_{p\rho}$: 空気の容積比熱 [$J/m^3 \cdot K$]
 $Q_{R,o}$: 実空間における吹出し口を通過する空気量
 $Q_{R,P.V.}$: 実空間における吹出し口と P.V. 面を通過する空気量
 $Q_{CFD,o}$: 解析空間における吹出し口を通過する空気量
 $Q_{CFD,P.V.}$: 解析空間における吹出し口と P.V. 面を通過する空気量
 $H_{R,o}$: 実空間における吹出し口を通過する熱量
 $H_{R,P.V.}$: 実空間における吹出し口と P.V. 面を通過する熱量
 $H_{CFD,o}$: 解析空間における吹出し口を通過する熱量
 $H_{CFD,P.V.}$: 解析空間における吹出し口と P.V. 面を通過する熱量
 $M_{i,R,o}$: 実空間における吹出し口での運動量
 $M_{i,R,P.V.}$: 実空間における P.V. 面位置での運動量
 $M_{i,CFD,o}$: 解析空間における吹出し口での運動量
 $M_{i,CFD,P.V.}$: 解析空間における P.V. 面位置での運動量
 $u_{R,o}$: 実空間における吹出し口での x 方向風速
 $v_{R,o}$: 実空間における吹出し口での y 方向風速
 $u_{CFD,o}$: 解析空間における吹出し口での x 方向風速
 $v_{CFD,o}$: 実空間における吹出し口での y 方向風速

【謝辞】

本研究は三菱電機 (株) との共同研究によるものであり、ご協力頂きました関係者各位に深く感謝申し上げます。また本研究の遂行にあたり多大なご尽力を頂いた安田智一氏 ((株) 竹中工務店、当時大阪大学大学院生) に万謝します。

【参考文献】

- (1) 田中、山中、小林、袁、崔: 「パッケージエアコン設置室における室内気流場の CFD 解析手法に関する研究 (その 5) 冷暖房時の気流解析における P.V. 定義面の最適位置に関する検討」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2020.09
- (2) 山中、小林、袁、崔、田中: 「パッケージエアコン設置室における室内気流場の CFD 解析手法に関する研究 (その 6) P.V. 法を用いた室内気流場の解析例」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2020.09
- (3) 安田、山中、小林、崔: 時変動するエアコン吹出し気流の CFD 解析手法に関する研究 (その 5) X 型プローブによる 4 方向吹き出し PAC からの気流特性の把握、平成 30 年度空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、A-75、2019.03