

# 床面衝突噴流換気システムを対象とした室内鉛直温度分布の簡易予測手法 SIMPLIFIED PREDICTION METHOD OF VERTICAL TEMPERATURE PROFILE FOR IMPINGING JET VENTILATION SYSTEM

建築環境工学分野 杉田 雄希

Division of Architectural Environmental Engineering Kazuki SUGITA

本研究では、床面衝突噴流換気システムを対象とした鉛直温度分布の簡易予測手法の提案を最終目的とする。CFD解析に用いる境界条件及び真値の取得を目的として実験室実験を実施するとともに、実験に基づき適切なCFD解析手法を選定した。その後CFD解析を用いて給気条件を変更した数値実験を行い、その結果を真値と仮定してブロックモデルにより予測される鉛直温度分布の予測精度を示すとともに、温度分布に大きな影響を及ぼす乱流熱拡散係数を適切に予測する方法を示した。

The Impinging Jet Ventilation (IJV) System is an air-conditioning method to form thermal stratification. The final objective of this work is to establish a simplified prediction method of vertical temperature profile. The experiments is first conducted to get boundary conditions and true values for CFD. Based on experiments, appropriate analytical methods of CFD are selected. As a numerical experiment, a parametric study on supply air conditions is conducted. Assumed those results as true values, the simplified prediction method of vertical temperature profiles using Block Model is verified, and appropriate turbulent thermal diffusivity is determined, because it is of great importance on vertical temperature profiles.

## 1. はじめに

室内の居住域のみを対象とした空調方式は非居住域の空調負荷削減が可能であるため、省エネルギーの観点から有効であると考えられる。そのような空調方式として置換換気方式が提案されているが、床面付近から低温・低速で給気を行うため、大きな熱負荷がある場合にはその周辺で気流が上昇して水平方向に温度分布を生じるといった問題点を有する。また、室下部の温度勾配が大きく、足下付近が過剰に冷却される問題もある。一方で、置換換気方式と同様に温度成層を形成し、水平方向に温度分布を生じ難い方式として、床面衝突噴流換気システム<sup>1)</sup> (Impinging Jet Ventilation System, 以降 IJV 方式) が近年提案されている。IJV 方式は床面付近に設置したダクトから鉛直下向きに給気する方式で、置換換気方式に比べて室下部の居住域空気が適度に混合するため<sup>2)</sup>、足下付近の過剰冷却の問題を解消できる可能性を有する。また、置換換気方式から IJV 方式に変更したことにより実際に室内環境が改善したという報告も見られる<sup>1)</sup>。本研究では IJV 方式を対象とした鉛直温度分布の簡易予測手法の提案を最終目的としており、その実現には CFD 解析を用いた数値実験の結果を蓄積することが必要である。その前段階として IJV 方式に適した CFD 解析手法を選定することが重要であるため、CFD 解析に用いる境界条件や真値の取得を目的として実験室実験を実施し、実験に基づく CFD 解析を行い、実験結果と比較することにより

CFD 解析の精度を検証する。その後、CFD 解析を用いて給気条件を変更した数値実験を行い、その結果を真値と仮定してブロックモデル<sup>3)</sup>による鉛直温度分布の予測精度を検証する。また、既往の温度分布予測<sup>3-5)</sup>において乱流熱拡散係数は温度分布に大きな影響を及ぼすことが明らかとなったものの、その詳細な検討には至っていないため、本研究では乱流熱拡散係数を設計条件から適切に予測する方法も示す。

## 2. 境界条件及び真値取得のための実験室実験

本研究では IJV 方式が特に有効と考えられる大型高熱工場等の大きな熱負荷を有する建物を想定して、強い熱プルームを生じる発熱体を用いた実験を実施し、CFD 解析に用いる境界条件ならびに真値を取得する。実験は 2014 年 7 月 20 日に実施し、寸法 9.0×5.0×2.7m の室に下端が床上 600mm の高さになるように直径 300mm の半円筒型吹出口を設置するとともに、夏期冷房時を想定して寸法 800×800×800mm の発熱体を室中央に設置した (図 1)。実験条件は給気風量 600m<sup>3</sup>/h、給気温度 20℃、発熱量 2.0kW とし、空調開始後概ね定常状態となったところで図 2 に示す位置の鉛直温度分布を測定した。測定点は図中の黒プロットで示す中心断面上 (Y=0mm) において鉛直方向に 250mm 間隔で 12 点 (最上部のみ 200mm)、白プロットの位置では 500mm 間隔を基本として床上高さ 250mm も追加して 6 点とした。

### 3. CFD 解析の精度検証

本章では数値実験の前段階として IJV 方式における鉛直温度分布を適切に再現し得る CFD 解析手法を選定する。解析空間は実験室を模した寸法 9.0×5.0×2.7m の室とするが、計算負荷を軽減するため、Free Slip 境界を用いて実験室の半分のみを再現した (図 3)。解析条件を表 1 に示す。解析は非等温場を対象として、透過や空間内の吸収・散乱のない室内表面間のみの放射連成解析とし、乱流モデルには SST  $k-\omega$  モデル、放射モデルには Surface-to-Surface モデルを使用した。流入境界面の位置は吹出口下端とし、吹出風量 600m<sup>3</sup>/h を給気面積で除した風速ならびに実験から取得した給気温度を与えた。また、発熱体表面の熱的境界条件は熱流束で規定し、発熱量 2.0kW を床面を除く 5 面の表面積で除した 625W/m<sup>2</sup> とした。なお、壁面の熱的境界条件には外部温度ならびに壁面の熱抵抗を与え、壁面外部温度 27.0℃、床下温度 25.5℃、天井裏温度 30.0℃とした。

中心断面上 (Y=0mm) における実験室実験ならびに CFD 解析の鉛直温度分布を図 4 に示す。概して CFD

解析結果は実験結果と概ね一致する傾向が見られ、居住域 (Z=0~1.8m) における温度差は 1.0℃未満であった。また、発熱体上部の熱プルームの影響も比較的良く再現できていると言える。従って、IJV 方式を対象とした CFD 解析の温度分布の再現精度は十分と判断し、次章では本解析手法を用いて数値実験を実施する。

### 4. CFD 解析を用いた数値実験

本章ではブロックモデルを用いた温度分布予測のための真値の取得を目的として、給気条件を変更した数値実験を実施する。前章と同様に、室中央に発熱体 (2.0kW) を有する寸法 9.0×5.0×2.7m の室を対象とし、吹出口数を 1, 2, 4, 6 個の 4 条件 (Case 1~4) とする。また、計算負荷を軽減するため室の半分のみを再現し、解析空間 (Case 1) ならびに各条件の平面図をそれぞれ図 5, 図 6 に示す。給気温度を 20℃に固定し、各条件で総給気風量を 400, 600, 900, 1,200m<sup>3</sup>/h の 4 段階変更した (表 2)。解析条件は原則として前章同様とし、詳細を表 3 に示す。

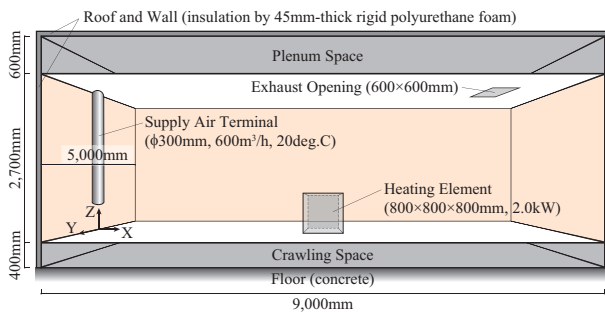


図 1 実験室概要

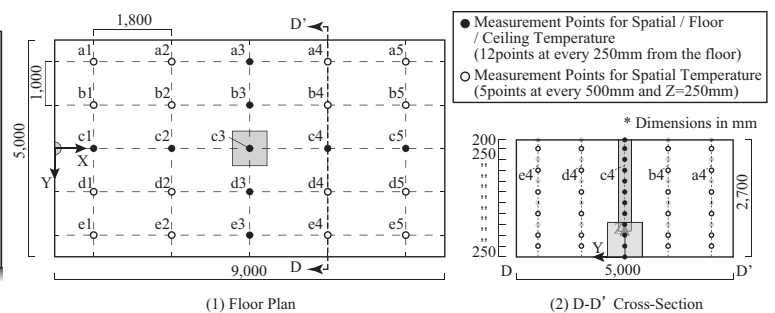


図 2 室内温度測定位置

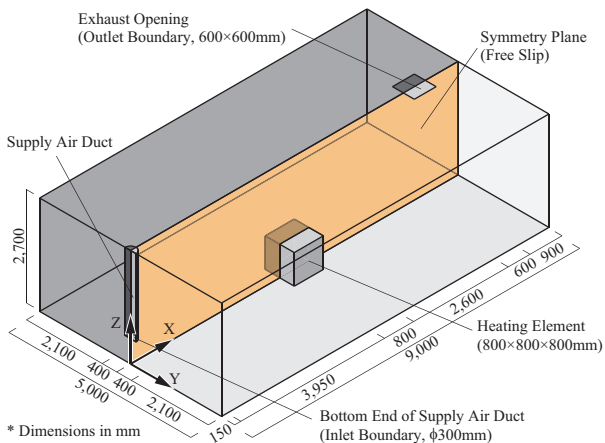


図 3 解析空間 (精度検証)

表 1 CFD 解析条件 (精度検証)

CFD code	ANSYS Fluent 14.5, 15.0	
Turbulence Model	SST $k-\omega$ Model	
Radiation Model	Surface-to-Surface Model	
Algorithm	SIMPLE	
Discretization Scheme for Advection Term	QUICK	
Boundary Condition	Inlet	Velocity Magnitude : 4.716m/s (600m <sup>3</sup> /h) Turbulent Intensity : I=10% Turbulent Length Scale : L=21mm Temperature : 19.27 deg.C (based on measurement)
	Outlet	Velocity Magnitude : -0.463m/s (600m <sup>3</sup> /h)
	Walls (Heat)	Heating Element Surface : Heat Flux (625W/m <sup>2</sup> ) Room Walls : External Temperature
	Walls (Velocity)	Symmetry : Free Slip Other Walls : Linear-Logarithmic Blending Law
Total Number of Cells	2,023,362	

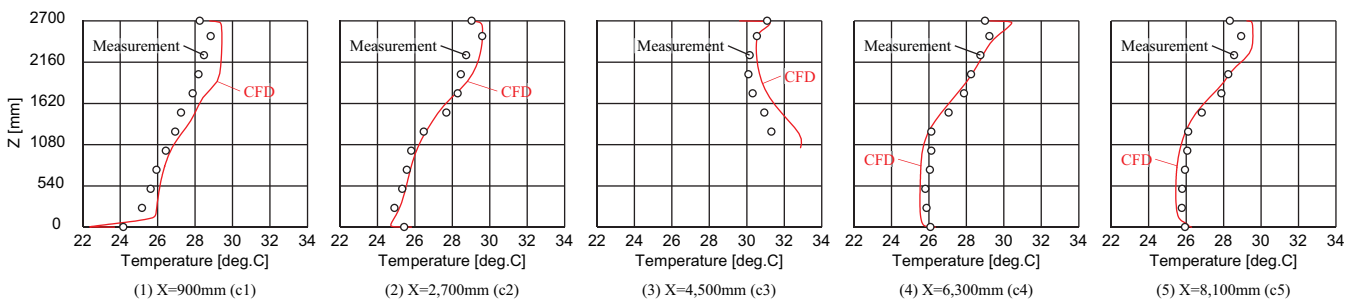


図 4 実験室実験ならびに CFD 解析における鉛直温度分布 (精度検証)

Case 1~4 における水平面平均温度の鉛直分布を総給気風量毎に図 7 に示す。室上部の温度にも差異は見られるものの、特に居住域下部において給気風速の低下とともに温度が大きく低下する傾向が見られる。このため、総給気風量ならびに給気温度が等しい条件でも吹出口数と給気風速により温度分布は制御できると考えられ、設計段階で温度分布を適切に予測することができれば、居住域を効率的に空調して省エネルギー性と快適性を同時に達成する設計を可能にすると言える。なお、本解析結果を真値と仮定して、次章ではブロックモデルによる鉛直温度分布の簡易予測を実施する。

## 5. ブロックモデルによる鉛直温度分布の簡易予測

### 5.1. ブロックモデルの概要

本章では IJV 方式を対象とした鉛直温度分布の簡易予測手法を提案するため、ブロックモデルを用いた温度分布予測を実施するとともに、温度分布に大きな影響を及ぼす乱流熱拡散係数に関する検討を行う。前章と同様の空間を対象として、室内空間を鉛直方向に等間隔に 10 分割し、最上部からブロック番号 (I) を 1~10 とする (図 8)。また、「室ブロック」に加えて、壁面に沿う下降流の影響を考慮するための「壁面近傍ブロック」<sup>3)</sup>、熱プルームの影響を考慮するための「プ

ルームブロック」<sup>4)</sup> を設ける。ブロックモデルでは、隣接する上下ブロック間あるいは室ブロック・壁面近傍ブロック・プルームブロック間における移流・乱流熱拡散・対流熱伝達による熱移動をそれぞれ評価することにより鉛直温度分布を簡易に予測する。始めに、給排気風量、給気温度、発熱量、壁面表面温度等の境界条件を入力するとともに、室ブロックにそれぞれ仮定した初期温度を与える。本研究では給気を最下部の室ブロック 10 に、排気を最上部の室ブロック 1 に投入し、壁面表面には CFD 解析から算出した温度を与える。次に、戸河里ら<sup>3)</sup> の手法を用いて壁面近傍ブロックで生じる壁面流の風量ならびに温度を計算するとともに、各ブロック境界面におけるプルーム流量を一般に用いられる予測式<sup>9)</sup>を用いて算出し、境界面の上部と下部における風量差に基づき室ブロックからの誘引風量を算出する。その後プルームブロックの熱量収支計算を行った上で、室ブロックにおける風量収支・熱量収支計算を続けて行う。最後に熱量収支計算により算出された温度を室ブロック温度として、再度壁面近傍ブロックの計算を行う。この計算を繰り返し計算を行うことにより、最終的に鉛直温度分布を得る。なお、収支計算の概要図を図 9 に示すとともに、計算方法の詳細を表 4 にまとめる。

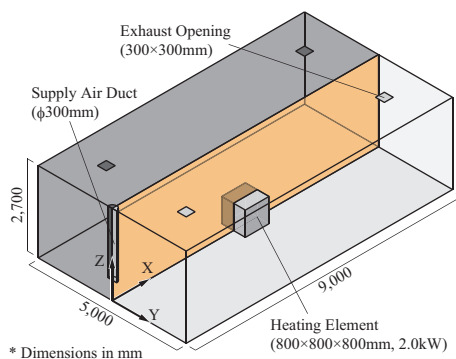


図 5 解析空間 (Case 1, 数値実験)

表 2 給気条件 (数値実験)

	Number of Diffusers	Supply Airflow Rate [m <sup>3</sup> /h]	Supply Air Velocity [m/s]
Case 1-1	1	400	3.14
Case 1-2	1	600	4.72
Case 1-3	1	900	7.07
Case 1-4	1	1,200	9.43
Case 2-1	2	400	1.57
Case 2-2	2	600	2.36
Case 2-3	2	900	3.54
Case 2-4	2	1,200	4.72
Case 3-1	4	400	0.786
Case 3-2	4	600	1.18
Case 3-3	4	900	1.77
Case 3-4	4	1,200	2.36
Case 4-1	6	400	0.524
Case 4-2	6	600	0.786
Case 4-3	6	900	1.18
Case 4-4	6	1,200	1.57

表 3 CFD 解析条件 (600m<sup>3</sup>/h, 数値実験)

CFD code		ANSYS Fluent 17.0				
Turbulence Model		SST <i>k-ω</i> Model				
Radiation Model		Surface-to-Surface Model				
Algorithm		SIMPLE				
Discretization Scheme for Advection Term		QUICK				
Boundary Condition	Inlet	Case	1-2 (1 Diffuser)	2-2 (2 Diffusers)	3-2 (4 Diffusers)	4-2 (6 Diffusers)
		V	4.72m/s	2.36m/s	1.18m/s	0.786m/s
	I	10%	10%	10%	10%	
	L	21mm	21mm	28mm	21mm	
	T	Supply Air Temperature : 20deg.C				
Outlet	Velocity Magnitude : -0.463m/s					
	Walls (Heat)	Heating Element Surface : Heat Flux (625W/m <sup>2</sup> ) Room Walls : External Temperature				
Walls (Velocity)	Symmetry : Free Slip					
	Other Walls : Linear-Logarithmic Blending Law					
Total Number of Cells		2,625,154	2,936,478	3,632,340	3,887,170	

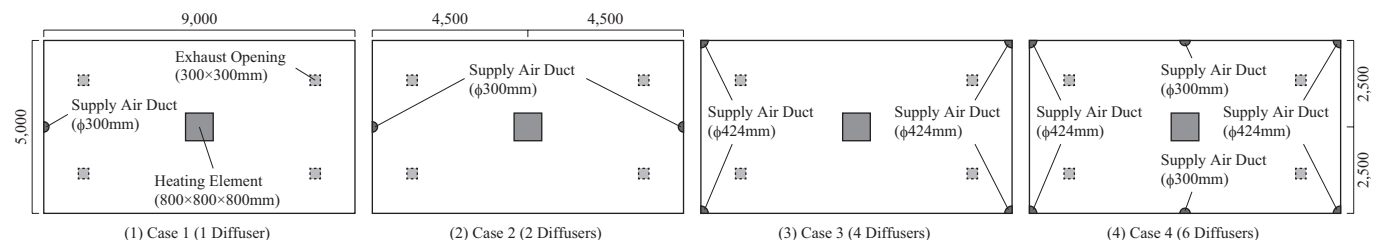


図 6 解析空間平面図 (Case 1~4, 数値実験)

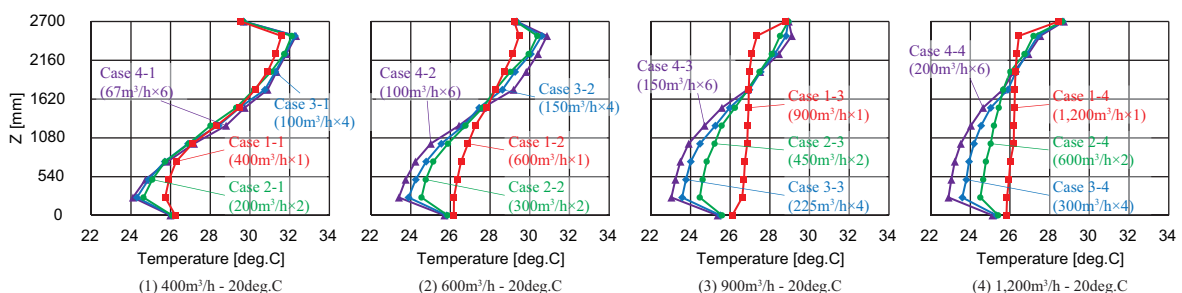


図 7 水平面平均温度の鉛直分布 (数値実験)

## 5.2. 乱流熱拡散係数の同定

前章で示したように、IJV方式では給気風速や総給気風量により鉛直温度分布が大きく変化し得るが、これは乱流熱拡散の性状が大きく異なることに起因し、この性状をブロックモデルにより再現するためには室ブロック間の乱流熱拡散係数  $a_t$  が最も大きな影響を及ぼすと考えられる。そこで、本研究ではCFD解析結果を真値と仮定して、ブロックモデルによる鉛直温度分布の予測結果が最も良く一致する  $a_t$  を最小二乗法により同定する。 $a_t$  は局所的な乱流統計量であるため、本来ならば室ブロック境界面の9つの  $a_t$  を個別に与えるべきであるが、設計段階で用いる温度予測モデルとしては可能な限り煩雑さを軽減することが望ましいとの考えから、室を上部領域と下部領域の2領域に分割し、

同じ領域内では共通の値を用いることとする。これは吹出気流により空気の混合が促進される室下部領域と

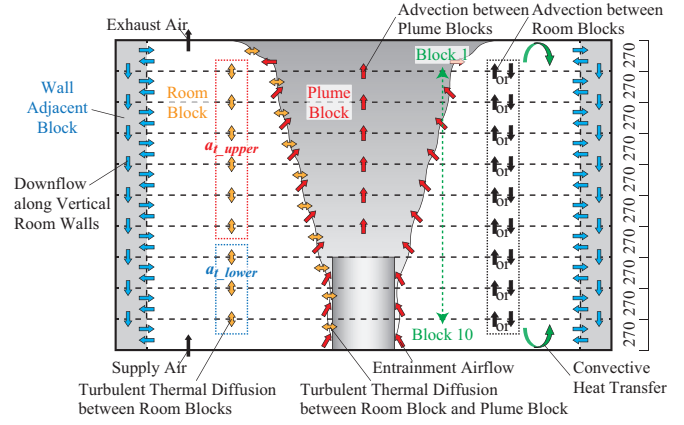


図8 ブロックモデル概要

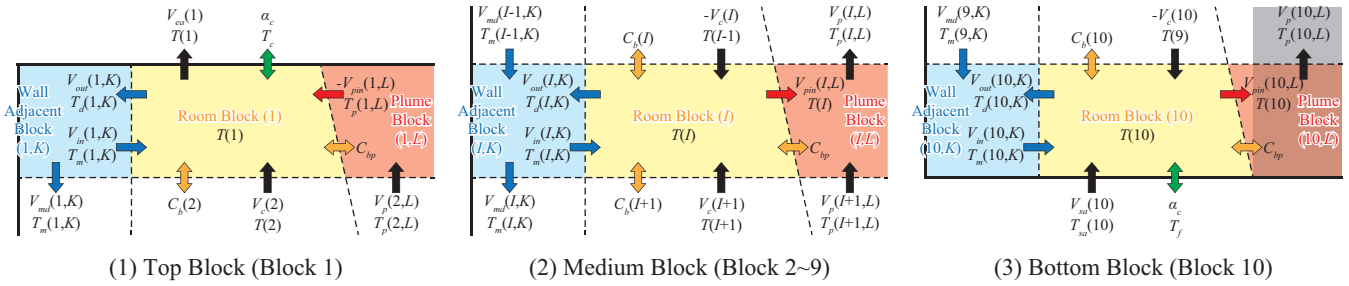


図9 風量収支・熱量収支計算の概要図

表4 ブロックモデルによる計算方法

Mass conservation within the wall adjacent block $V_{out}(I,K) - V_{in}(I,K) + V_{md}(I-1,K) - V_{md}(I,K) = 0$	Airflow rate of plume $V_p = 0.005 \times W^{\frac{1}{3}} \times (h + h_o)^{\frac{5}{3}}$
Mass conservation within the room block $\sum_{K=1}^m \{V_{in}(I,K) - V_{out}(I,K)\} + V_{sa}(I) - V_{ea}(I) - \sum_{L=1}^n V_{pin}(I,L) + V_c(I+1) - V_c(I) = 0$	Mass conservation within the plume block $V_p(I+1,L) - V_p(I,L) + V_{pin}(I,L) = 0$
Heat balance within the room block (Top block) $\sum_{K=1}^m C_p \rho V_{in}(I,K) \{T_m(I,K) - T(I)\} + \sum_{L=1}^n C_p \rho V_{pin}(I,L) \{T(I) - T_p(I,L)\} + C_p \rho V_c(I+1) \{T(I+1) - T(I)\} + C_b(I+1) A_b \{T(I+1) - T(I)\} + \alpha_c A_b \{T_c - T(I)\} + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I,L) \{T_p(I,L) - T(I)\} = 0$	Heat balance within the plume block (Top block) $\sum_{L=1}^n C_p \rho V_p(I+1,L) \{T_p(I+1,L) - T_p(I,L)\} + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I,L) \{T(I) - T_p(I,L)\} = 0$
Heat balance within the room block (Medium block) $\sum_{K=1}^m C_p \rho V_{in}(I,K) \{T_m(I,K) - T(I)\} + C_p \rho V_c(I+1) \{T(I+1) - T(I)\} - C_p \rho V_c(I) \{T(I-1) - T(I)\} + C_b(I) A_b \{T(I-1) - T(I)\} + C_b(I+1) A_b \{T(I+1) - T(I)\} + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I,L) \{T_p(I,L) - T(I)\} = 0$	Heat balance within the plume block (Medium block) $\sum_{L=1}^n C_p \rho V_p(I+1,L) \{T_p(I+1,L) - T_p(I,L)\} + \sum_{L=1}^n C_p \rho V_{pin}(I,L) \{T(I) - T_p(I,L)\} + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I,L) \{T(I) - T_p(I,L)\} = 0$
Heat balance within the room block (Bottom block) $\sum_{K=1}^m C_p \rho V_{in}(I,K) \{T_m(I,K) - T(I)\} + C_p \rho V_{sa}(I) \{T_{sa}(I) - T(I)\} - C_p \rho V_c(I) \{T(I-1) - T(I)\} + C_b(I) A_b \{T(I-1) - T(I)\} + \alpha_c A_b \{T_j - T(I)\} + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I,L) \{T_p(I,L) - T(I)\} = 0$	Heat balance within the plume block (Bottom block) $\sum_{L=1}^n C_p \rho V_{pin}(I,L) \{T(I) - T_p(I,L)\} + W + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I,L) \{T(I) - T_p(I,L)\} = 0$
Heat transfer coefficient by turbulent diffusion $C_b = a_t \times C_p \rho / H_b$ $C_{bp} = 1.0$	※The term with underbar is 0 if Vc indicates the outflow from the block.

### Nomenclature

$V_{in}$ : Inlet airflow rate from wall adjacent block [m <sup>3</sup> /s]	$T$ : Room block temperature [°C]	$H_b$ : Height of one block [m]
$V_{out}$ : Outlet airflow rate to wall adjacent block [m <sup>3</sup> /s]	$T_p$ : Plume block temperature [°C]	$B_p$ : Circumferential length of plume [m]
$V_{md}$ : Airflow rate of downflow to the lower block [m <sup>3</sup> /s]	$T_m$ : Temperature of downflow [°C]	$C_p \rho$ : Volumetric specific heat of air [J/(m <sup>3</sup> ·K)]
$V_p$ : Airflow rate of plume [m <sup>3</sup> /s]	$T_{sa}$ : Supply air temperature [°C]	$C_b$ : Heat transfer coefficient between room blocks [W/(m <sup>2</sup> ·K)]
$V_{pin}$ : Entrainment airflow rate from room block [m <sup>3</sup> /s]	$W$ : Heat generation rate of heating element [W]	$C_{bp}$ : Heat transfer coefficient between room block and plume block [W/(m <sup>2</sup> ·K)]
$V_{sa}$ : Supply airflow rate [m <sup>3</sup> /s]	$h$ : Height above the floor [m]	$a_t$ : Turbulent thermal diffusivity [m <sup>2</sup> /s]
$V_{ea}$ : Exhaust airflow rate [m <sup>3</sup> /s]	$h_o$ : Distance between virtual heat point and the floor [m]	
$V_c$ : Vertical flow rate between room blocks [m <sup>3</sup> /s]	$A_b$ : Area of the boundary section between room blocks [m <sup>2</sup> ]	

浮力の影響が支配的な室上部領域という性状の異なる2領域に大別することを意図し、図8に示すように室上部領域の6つの $a_t$ を $a_{t,upper}$ 、室下部領域の3つの $a_t$ を $a_{t,lower}$ とする。本研究では、前章と同様に吹出口数を4条件、総給気風量を4条件とした合計16条件を想定して、2領域の $a_t$ をそれぞれ $10^{-6} \sim 10^2$ の範囲において有効数字2桁で同定する。

16条件において同定された2領域の $a_t$ とそれらの $a_t$ を用いたブロックモデルによる鉛直温度分布の予測結果をCFD解析結果とともに図10に示す。なお、図中には解析結果と予測結果の平均二乗誤差 (Root Mean Squared Error, RMSE) を示し、この値が小さいほど解析結果に近いと言える。総給気風量 $400\text{m}^3/\text{h}$ の条件では若干精度が低下するものの、全条件において解析結果と非常に良く一致することが示された。これより、IJV方式を対象とした場合には室上部領域と室下部領域の2領域に分割して各領域内の $a_t$ を共通の値で与えることの妥当性を示されたと言える。

### 5.3. 乱流熱拡散係数の関数化

鉛直温度分布の簡易予測手法の確立のため、前節に示した2領域の乱流熱拡散係数 $a_t$ を設計条件から予測可能とすることを目的として、各領域の $a_t$ を慣性力と浮力の関係を表すアルキメデス数 ( $Ar$ ) の関数としてそれぞれ整備する。以下のように、室上部領域ではプルームの浮力が支配的と仮定してプルーム風速とプルーム内外温度差に基づく $Ar_{plume}$ を定義し、室下部領域では吹出気流が支配的と仮定して給気風速に基づく $Ar_{sa}$ を定義する<sup>注1)</sup>。

$$Ar_{plume} = \frac{g \cdot \beta \cdot \sqrt{A_h} \cdot (T_p - T_{middle})}{U_p^2} \quad (1)$$

$$Ar_{sa} = \frac{g \cdot \beta \cdot \sqrt{A_{in}} \cdot (T_{bottom} - T_{sa})}{U_{sa}^2} \quad (2)$$

なお、プルーム風速が小さいあるいはプルーム内外温度差が大きいならば室上部での乱流熱拡散が大きくなるため、 $Ar_{plume}$ が大きいほど混合しやすいと言える。

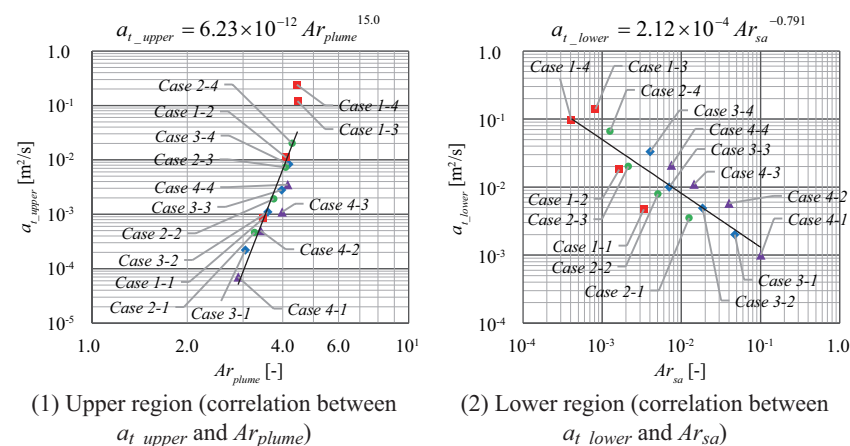


図11 乱流熱拡散係数とアルキメデス数の関係

一方、給気風速が小さいあるいは給気と室下部の温度差が大きいならば慣性力に対して浮力の影響が大きくなるため、 $Ar_{sa}$ が大きいほど混合し難いと言える。

各領域の $a_t$ と $Ar$ 数の関係を図11に示し、図中に指数近似式を示す。前述のように $a_{t,upper}$ と $Ar_{plume}$ には正の相関があり、 $a_{t,lower}$ と $Ar_{sa}$ には負の相関があることが示され、2種の $Ar$ 数を用いた関数化は妥当であると言える。次に、これらの関数式をブロックモデルに適用して鉛直温度分布を予測した結果を図10に併せて示す。 $a_{t,upper}$ と比較して $a_{t,lower}$ が温度分布に及ぼす影響が大きく、 $a_{t,lower}$ のオーダーが同定結果と異なる場合に精度が低下する傾向が見られるが、概ね $a_t$ が適切に予測され、鉛直温度分布の予測結果が解析結果と良く一致することが示された。

### 6. まとめ

本研究では、IJV方式を対象として設計条件から乱流熱拡散係数が予測可能な鉛直温度分布の簡易予測手法を提案し、設計段階での適用において十分な精度を有することを示した。乱流熱拡散係数の関数化に用いた無次元数もまた温度分布に影響を及ぼすため、乱流熱拡散係数の関数化ならびにその関数式を用いたブロックモデルの予測精度には向上の余地がある。また、換気効率評価や汚染物濃度分布の性状解明ならびにその予測手法の確立等も今後の課題である。

#### 注釈

注1)  $g$ : 重力加速度 [ $\text{m/s}^2$ ],  $\beta$ : 体積膨張率 [ $1/\text{K}$ ],  $U_p$ : プルーム風速 [ $\text{m/s}$ ],  $A_h$ : 発熱体の面積 [ $\text{m}^2$ ],  $T_p, T_{middle}$ : 室中央高さのプルームブロック温度, 室ブロック温度 ( $I=6$ ) [ $^{\circ}\text{C}$ ],  $U_{sa}$ : 給気風速 [ $\text{m/s}$ ],  $A_{in}$ : 給気面積 [ $\text{m}^2$ ],  $T_{sa}, T_{bottom}$ : 給気温度, 室ブロック温度 ( $I=10$ ) [ $^{\circ}\text{C}$ ] を表す。なお、 $U_p$  は式 (1) を用いて室中央高さにおけるプルーム流量を算出して床面積で除した風速を適用した。

#### 参考文献

- 1) T.Karimipanah, H.B.Awbi : Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation, *Building and Environment*, Vol.37, pp.1329-1342, 2002
- 2) 小林知広, 近本智行: 放射状壁面噴流を用いた準置換換気方式に関する研究 (その2) 実験室実験による吹出気流分布と室内温度分布の基礎的性状, 空気調和衛生工学会大会学術講演論文集, 第3巻, pp.437-440, 2013.9
- 3) 戸河里敏, 荒井良延, 三浦克弘: 大空間における上下温度分布の予測モデルー大空間の空調・熱環境計画手法の研究 (その1), 日本建築学会計画系論文報告集, 第427号, pp.9-19, 1991.9
- 4) 東本丈明, 山中俊夫, 甲谷寿史, 花野弘行: 冷却面を有する置換換気室内の温度・汚染物濃度分布ー熱プルームを組み込んだブロックモデルの適用, 日本建築学会環境系論文集, 第571号, pp.47-53, 2003.9

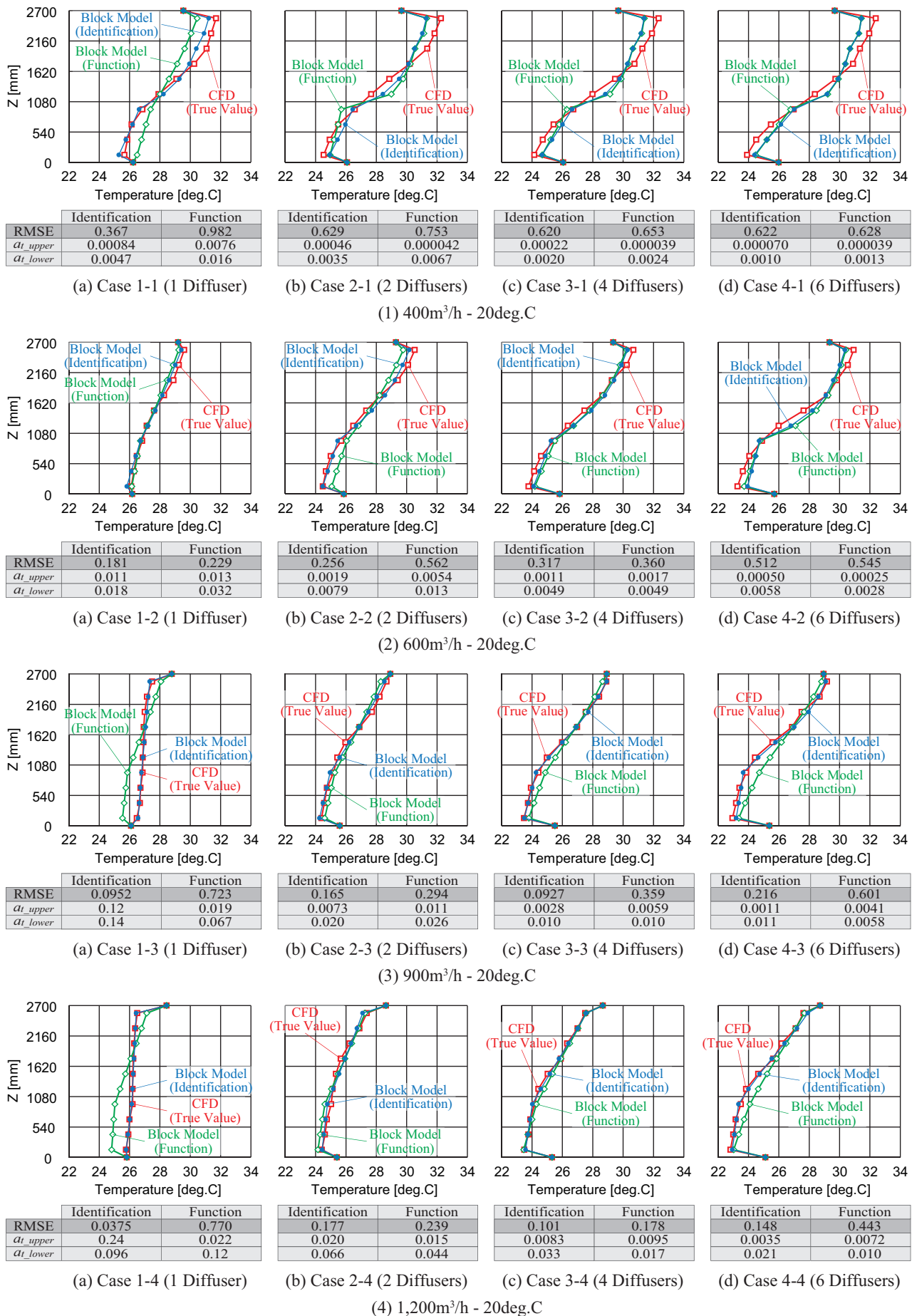


図 10 CFD 解析ならびにブロックモデルによる鉛直温度分布

5) 石黒亮, 近本智行, 小林知広, 岸本孝志: 緩衝ブロックを用いた置換空調の室内上下温度分布予測モデルに関する研究, 空気調和衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文

集, pp.151-154, 2012.3  
6) H.Skistad: DISPLACEMENT VENTILATION, Research Studies Press LTD., 1994