大面積の窓を有する空間における冬期暖房時の 熱環境予測手法に関する研究

第2報 熱環境改善を目的とした窓対策設備近傍の温度・気流分布測定 および噴流・プルームモデルによる再現性の検討

 加藤正宏*1
 山中俊夫*2

 小林知広*3
 渡部朱生*4

大面積の窓を有する空間においては,暖房時に冷放射やコールドドラフト,上下温 度差により温熱環境が悪化しやすい。エントランス・吹抜空間や,窓性能が弱く窓近 傍の温熱環境悪化が懸念される場合には,ペリメータファンや自然対流型ペリメータ ヒータなどの窓対策設備の使用が検討されることが多い。本報では,窓対策設備近傍 の温度分布を測定するとともに,上昇流の性状を PIV により把握する。上下温度分布 予測モデルでの再現性を確認するために,空調気流を取り扱う非等温噴流モデルおよ びプルームモデルを用いて実験結果の再現を行った結果を報告する。

キーワード:シミュレーション・暖房・上下温度分布・噴流・プルーム・PIV

はじめに

暖房時の窓近傍では冷放射やコールドドラフト,上下温 度差により温熱環境が悪化しやすく,設計時の建築・設備 仕様の事前検討の重要性が高い。そのため,温熱環境の改 善を目的として設置される,窓回りの吹出・吸込やヒータ・ ファンなどの機器の効果をシミュレーションにより予測し, 比較を行うことが求められる。計算手法としては,比較的 計算時間が短いことから多数のケースが検討でき,暖房立 ち上がりの非定常状態を含めた計算が可能な上下温度分布 予測モデル^{1)~3)}や,長期間の検討は難しいものの詳細な温 度・風速分布が算出できる CFD が設計のフェーズや目的に 応じて用いられている。しかしながら,設備機器により発 生する気流の特性や,窓面近傍での熱伝達現象について十 分に把握されているとは言えず,実験によるデータ収集と シミュレーション入力条件の検討や計算モデル構築,予測 精度の検証が必要であると考えられる。

これまで暖房時の窓対策設備を取り扱った研究として、

*1 鹿島建設(株)技術研究所 正会員

- *2 大阪大学大学院工学研究科 SHASE 技術フェロー
- *3 大阪大学大学院工学研究科 正会員
- *4 鹿島建設(株)建築設計本部 正会員

内海ら 4 による面状のパネルヒータを窓下部のペリカウ ンタ内に組み込んだ方式に関する実験・CFD による検討, 立野岡ら 5による窓上部に設置されたブリーズライン吹 出に関する実験が行われている。本報では、エントランス・ 吹抜空間や,窓性能が低く窓近傍の温熱環境悪化が懸念さ れる場合に使用が検討される、ペリメータファンおよび自 然対流型ペリメータヒータを対象として、近傍における温 度分布を測定するとともに、上昇流の性状を PIV により把 握する。通常は窓面直下に設置され、外気温度・窓表面温 度が低い場合は窓面による冷却の影響が大きくなると考え られるが、本報では基本的な流れ性状を把握するとともに、 シミュレーション入力条件の作成に用いるデータを取得す るため、窓面の影響のない室内で機器単体での測定を行っ た。また、設計検討に多く用いられる上下温度分布予測モ デルにおいて上記の設備機器を取り扱うことを目的として, ペリメータファンについては空調吹出気流の影響を評価す るための非等温噴流モデルを適用した再現計算を行う。フ アンを有しない自然対流型ペリメータヒータについては発 熱源からのプルーム特性式の適用性について検討した。

1. 窓対策設備からの上昇流の計算モデル

1.1 非等温噴流モデル

ペリメータファンからの上昇流については、上下温度分 布予測モデルにおいて空調気流を取り扱うための非等温噴 流モデルを用いる。詳細は文献¹⁾²⁾に示されており、ここ では二次元吹出気流(スロット)の基礎式を式(1)~(7) に記述する^{注1)}。噴流中心風速・温度に対する噴流内の分布 形状は式(1)(2)に従うものとし、保存量にかかわる式(3) ~(7)を連立させ解を算出する。このモデルでは Koestel ⁶⁾, 窪田⁷⁾の報告と同様に以下の仮定を用いている。

- 軸に垂直な断面の風速および周囲空気との温度差分 布は誤差関数で近似され、2つの分布は相似形となる
- 2) 噴流の展開角は軌道に沿って一定とする
- 3) 空気の密度は浮力を考慮する場合を除き一定とする
- 4) 浮力は軸に垂直な断面に対して作用する
- 5) 噴流が持つ熱量は誘因空気によってのみ変化する



図-1 非等温噴流モデル

噴流内分布

$$\mathbb{A} : \frac{u}{u_m} = \exp\left\{-\frac{\pi}{2} \cdot K_p^2 \cdot \left(\frac{r}{s}\right)^2\right\} = \exp\left(-\frac{r^2}{2\sigma^2}\right) \dots \dots (1)$$
$$\mathbb{A} : \frac{\Delta t}{\Delta t} = \exp\left\{-b \cdot \frac{\pi}{2}K_p^2 \cdot \left(\frac{r}{s}\right)^2\right\} \dots \dots (2)$$

保存量

$$z$$
方向運動量: $\frac{d}{ds}(u_m^2 \cdot s \cdot \sin \theta) = \sqrt{\frac{2}{b}} \cdot g \cdot \beta(t_m - t_e)s$
.....(3)
 x 方向運動量: $\frac{d}{ds}(u_m^2 \cdot s \cdot \cos \theta) = 0$ (4)

熱量:
$$\frac{d}{ds} \{u_m \cdot s \cdot (t_m - t_e)\} = -\sqrt{1 + b} \cdot u_m \cdot s \sin \theta \frac{dt_e}{dz}$$
 (5)

$$x \underline{x} \underline{x} \underline{x} = \cos \theta \qquad \dots \dots (6)$$

<u>吹出口形状</u>

<i>H</i> ₀ : 吹出有効幅 [m]	<i>K_p</i> :スロー定数 [-]
噴流中心軸	
x:中心 x 座標 [m]	z:中心z座標 [m]
s:軌道距離 [m]	$\theta: u_m \ge x$ がなす角度 [rad]
<i>u_m</i> :中心速度 [m/s]	t_m :中心温度 [°C]
∆t _m :中心温度と周囲温度の温度	差 $(t_m - t_e)$ [°C]
噴流内断面	
r:噴流中心軸からの距離 [m]	σ:標準偏差 [m]
u:噴流風速 [m/s]	t:噴流温度 [℃]
∆t: 噴流温度と周囲温度の温度差	善 $(t - t_e)$ [°C]
空間内温度	
t_e : 噴流周囲空気温度 [\mathbb{C}]	
dt_e/dz :空間内温度勾配 [°C/m]	
<u>その他</u>	
b: 噴流の温度差分布と風速分布	の相似比(=0.65)[-]
β:体積膨張率 [1/K]	g:重力加速度 [m²/s]
ρ:密度 [kg/m³]	c:定圧比熱 [J/(kg・K)]

1.2 プルームモデル

ペリメータヒータからの上昇流については、Skistad⁸に よる線状の発熱源からのプルームの特性式を用いる。式(8) ~(10)では、発熱量の対流成分より上昇流風量・プルー ム中心風速・温度を算出する。

風量: $Q = 0.14 P^{1/3} z$	(8)
中心軸風速: $u_m = 0.67 P^{1/3}$	(9)
中心軸温度差: $\Delta t_m = 7.2 P^{2/3} z^{-1}$	(10)

Q:風量 [m³/(s·m)]	
P:発熱量の対流成分 [kW/m]	
um:プルーム中心における鉛直方向風速 [m/s]	
Δt _m :プルーム中心温度と周囲空気の温度差 [℃]	
z:発熱源からの高さ [m]	

この特性式においては上下温度分布がプルームに与える 影響は考慮されていない。また,発熱源サイズが非常に小 さく,実際の発熱源の大きさを考慮しないという仮定で導 出されており,式中の係数は適用する誘引係数により異な る。非等温噴流モデルと同様に,軸に垂直な断面の風速分 布が式(1)に従うとすると,風量*Q*は

と表されるため、式(8)・(9)を代入すると、上式において想定されているスロー定数は $K_p = 6.8$ に相当する。

2. 測定方法

2.1 実験室・機器の設定

隣室・上下階温度を制御可能な実験室(幅 5.27m×奥行 き 7.62m×高さ 2.76m)の中央付近にペリメータファン(消 費電力 6.5W,幅 1,507mm×奥行き 164mm×高さ 142mm, 以降ファンと表記),自然対流型ヒータ(消費電力 750W, 幅 1,020mm×奥行き 80mm×高さ 130mm,以降ヒータと表 記)を写真-1に示すように設置する。これらの機器を窓下 の床面に設ける溝やペリカウンタ内に埋め込むことを想定 し,鉄製の収納箱(ファン用:幅 1,566mm×220mm×高さ 180mm,ヒータ用:幅 1,256mm×204mm×高さ 184mm)内 に機器を設置する。対象機器の詳細図と測定断面位置を図 -2に示す。ファンについては収納箱上部に設けた吹出口

(長辺 1,450mm×短辺 15mm)の長辺方向中央を基準とし て 11 断面,吹出より外側にも等間隔で 4 断面の合計 15 断 面を設定した。ヒータについては発熱体(長辺 624mm×短 辺 35mm)の長辺方向中央を基準として 5 断面,発熱体外 側を 2 断面の合計 7 断面を設定した。断面上の測定位置を 図-3 に示す。ファン吹出・ヒータ発熱体の短辺方向を x 方 向,鉛直方向を z 方向とし,吹出および発熱体上面を z=0とする。機器からの上昇流を阻害しないように,実験室内 の吹出等による室温制御は行わず,隣室及び上下空間の温 度を 17~19℃に制御することで,室内床上 1.1m の空気温 度を 22℃程度に維持した。ファンは定格で連続運転とし, ヒータは本体のサーモスタット(発熱体近傍に設置)の制 御温度を最高値(40℃)に設定した。

2.2 連続測定項目

室内の上下温度分布を,機器から約 2m 離れた位置に設 置したポールの床上高さ 0.1~2.7m に T 型熱電対(0.2 mm ↓1 芯)を固定し測定した。床・天井表面温度は熱電対シー トを表面に貼り付けて測定した。記録間隔は 1 分とした。 ヒータの発熱体表面温度は,図-2 に示す断面 2~6 の位置 にあるフィンに,熱電対シートを熱伝導性両面テープで貼 り付け表面温度を測定した。また,ヒータの電流値をクラ ンプロガーにより測定し消費電力を算出した。記録間隔は

1秒とした。

2.3 移動測定項目

(1) ファン吹出風速分布

ファンの吹出風速の分布および吹出風量を推定するため, 吹出面を長辺方向に11分割×短辺方向に3分割し(図-2), 熱線風速計により180秒間の風速を10Hzで測定した。

(2) ヒータ上部空気温度分布

T型熱電対をポールの上下方向に固定し,発熱体上の断面 3~5 上で図-3(b) に示すヒータ上部の各測定点において,300 秒間の空気温度を1秒間隔で測定した。

(3) PIV による風速分布

表-1 に示す機器にて風速分布を測定した。撮影は(2) の温度分布測定とは同時に実施できないため、別期間に測 定を行っている。トレーサ粒子はオイルミスト発生器によ り室下部から供給した。PIV測定パラメータを表-2に示す。 PIV による風速測定の領域は、自由噴流の主流域が吹出幅 の40~60倍程度,帯状開口では遷移域が50倍程度となり, 以降は消滅域となることから⁹⁾,ファンの吹出幅 15mm, ヒータの発熱体フィン幅 35mm のそれぞれ 50 倍以上の範 囲のデータを取得することとし、ファンについては z = 750mm 以上, ヒータについては z=1,750mm 以上までの範 囲を撮影することとした。ファン測定時の撮影領域は幅 1,093mm×高さ 882mm であり, ファンを設置した箱上面か ら上方(高さ855mm)を解析対象とした。またヒータ測定 時の撮影領域は幅1,050mm×高さ844mmであり、図-3(b) に示すように撮影領域をL・M・Hの3位置とし、上下に 重ねて測定を行った。断面1・7についてはヒータからの上 昇流の影響が小さく風速が低かったため、領域Hは対象外



※測定時には箱上面に幅 15mm の 吹出スリットを有する蓋を設置

※測定時の箱上面は 開放状態とする



図-2 対象機器の詳細と測定位置





とした。また領域Lについてはヒータを設置した箱上面から上方(高さ426mm)を解析対象とした。2 画像間の時間間隔は予備測定での粒子画像の移動距離より断面ごとに設定しファン:1,000~2,100 µs, ヒータ:3,000~20,000 µsとした。ダブルパルスレーザ・カメラの周波数は3Hzであり,300秒間で900×2 枚のペア画像を撮影した。解析には直接相互相関法を使用し,表-2 に示す判定条件から誤ベクトルを除去し平均風速を算出した。

3. 測定結果

3.1 上下温度分布

測定時の上下温度分布(天井・床表面温度を含む)の時 間平均値を図-4に示す。ファンの PIV 測定時の上下温度分 布は小さく室温は 21.7[°]C程度であった。ヒータの温度分布 測定時および PIV 測定時の床上 1.1m の空気温度はそれぞ れ 21.9[°]C・21.2[°]Cであった。ヒータ使用時は形成される上 昇流により室最上部温度が高くなり,床上 2.7m 空気温度 は 23.0[°]C・22.4[°]C,床上 0.1m 空気温度は 21.2[°]C・20.6[°]Cで, 温度勾配は 0.7[°]C/m 程度である。

3.2 ファンの吹出風速分布

吹出風速分布を図-5 に示す。中央の断面 B が平均 3.0m/s と高めになり,内蔵されている軸流ファンから遠い断面 A では平均 2.4m/s,ファンに近い断面 C の風速は平均 2.7m/s である。断面 A~C 平均では,中央付近の断面 8・9 が高め に,軸流ファン付近の断面 6・11 が低めになっている。ま た,吹出端部の断面 3 の風速も高い。ファン本体の吹出口 には開口率 79%のルーバを有しており,多少のばらつきが あるものの,長辺方向・短辺方向ともに断面内の分布は± 10%程度である。吹出口全体の平均風速は 2.7m/s であり, 吹出面積 1.45×0.015m = 0.02175m² を乗じると吹出風量は 208 m³/h と推定され,定格風量 210 m³/h とほぼ一致した。

3.3 ヒータの動作状況

ヒータの消費電力の 300 秒間の変動を図-6 に示す。本体 のサーモスタットにより制御され 100 秒弱程度で発停を繰 り返している。各測定時の平均消費電力は,(2) ヒータ上 部の温度分布測定時は 481W(定格 750W の 64%),(3) PIV による風速分布測定時は 464W(同 62%)であった。図-6 と 同時刻の断面 2~6 位置での発熱体(フィン)表面温度を図 -7 に示す。ヒータの発停に合わせて温度が上昇/下降して おり,最も高温となる表面 5 では 126~174℃で 40℃以上 の変動が見られる。一方,場所による違いも見られており, 表面 4 では 97~134℃と相対的に低い値を示している。

3.4 ヒータからの放射熱量の推定

プルームモデルで用いる入力条件は発熱量の対流成分で あり、Nielsen¹⁰によると、パイプあるいはチャンネル形状 の発熱体では対流成分の割合が 70~90%と示されている。 ここでは自然対流型ヒータのフィンについて放射熱量を推定する。測定値よりフィン表面温度を 137℃,ヒータを設置した箱表面温度を 24℃とし,室内の天井・床・壁体表面温度を 20℃,窓表面温度を 10℃と想定する。また放射率について,発熱体はアルミ表面の値(高度研磨面:0.039~屋根:0.216)¹¹⁾より 0.1 とし,それ以外の周囲表面は 0.9 と想定する。ヒータを実験室の窓下に設置した場合の形態係数を別途算出し,Gebhartの放射吸収係数¹¹⁾を求める。式(12)より,放射熱量 Q-は 10.4W となり,測定時のヒータ 消費電力 464~481W の 2%程度と非常に小さい。発熱体がフィン形状であるため,表面積が見付面積の 3 倍程度となり対流成分が大きいことや,発熱体表面の放射率が低く放射成分が小さくなることが要因と考えられ,次章で述べるシミュレーションによる再現計算では、ヒータ発熱量の放射成分については考慮しないこととする。

3.5 ヒータ上部の空気温度分布

発熱体上の測定点(断面 4, x=-80mm, z=130mm)にお ける空気温度の変動を、t=0秒から各時点までの時間平均 値と合わせて図-8に示す。この付近ではヒータ表面温度の 変動の影響を受け温度変動が最も大きくなると考えられ, 空気温度は 52~83℃で 30℃程度の変動が見られる。時間 平均値はヒータ発停の1周期分の100秒程度では安定して いないが,300秒後にはおおむね一定の値に近づいており 65℃程度となっている。熱電対により移動測定したヒータ 上部の温度分布(断面 3~5 の各座標について 300 秒の平 均値)を図-9に示す。断面および高さ毎に噴流中心軸の位 置は異なっているため,最大温度Δtm となる中心軸座標 xm を抽出し、各断面・高さの温度を中心軸からの距離に基づ いて平均した値を算出した。最下部のz=130mmでの空気 温度は最高 67℃となり、室温+45℃以上である。発熱体か らの距離が増加すると、上昇流が水平方向に拡がるととも に、中心軸温度が低下していく様子が見られる。z= 1,930mm では中心軸温度は 24.9℃で室温+2℃程度となり, 水平方向の分布は小さい。

3.6 PIV による風速分布

PIV による風速分布を図-10・11 に示す。図-10のファン については主要断面の $x = \pm 250$ mm の範囲のみ示してい る。吹出口上部に位置する断面 4~12 では、x = -67mm に 位置する吹出に近い位置で 1.2~1.6m/s を超える風速とな り、同様の風速分布となる。吹出端部の断面 3 でも断面 4 ~12 に近い分布であるが、他方の断面 13 では 0.6m/s 以下 で風速が小さい。一方で、吹出より外側に位置する断面 2 においても 0.6m/s を超える領域が見られることから、ファ ンを単体で設置した場合に、等温に近い噴流では吹出の長





辺方向にもやや拡がりを持つことがうかがえる。図-11の ヒータについては、発熱体上部に位置する断面 3~5 では、 x = -65mm に位置する発熱体部分から x = -100mm の箱端部 分より上昇流が形成されている。発熱体フィン端部に位置 する断面 2・6 では上昇流はフィン中央付近の断面と比較 して上昇流がやや弱くなっており、フィンより外側に位置 する断面1・7では明確な上昇流が現れていないため、浮力 を持つヒータからの上昇流は発熱体の長辺方向への拡がり が小さいと考えられる。図-12 に各高さにおける鉛直方向 風速分布を示す。温度分布と同様に、断面および高さ毎に 噴流中心軸の位置は異なっているため、最高風速 um となる 中心軸座標 xm を抽出し、各断面・高さの風速を中心軸から の距離に基づいて平均した値を算出した。(a) ファンにつ いては吹出端部を除く断面 4~12 の値を用いて平均値を算 出した。吹出からの距離 z = 60mm の最大風速が 1.6m/s 程 度となっており、上昇するにしたがって中心軸速度が減衰 し、水平方向に拡がっていく様子が表れている。(b) ヒー タについては断面 3~5 の値を用いて平均値を算出した。 発熱体からの距離 z = 140mm の最大風速が 0.35m/s 程度で あるが、z=400mm で 0.4m/s を超えており、浮力により風 速が増加しその後も維持されていると考えられる。一方で 上昇流の幅は水平方向に拡がっている。

3.7 上昇流風速の特性

図-13 に吹出口・発熱体からの距離と風速分布の標準偏



差の関係を示す。標準偏差 σ は各高さにおいて,最大風速の 60.6%の風速となる位置の中心軸からの水平距離 ⁹ を求め たものである。(a) ファン(b) ヒータともに標準偏差 σ と 距離 z の間には線形関係が成り立ち,上昇流の展開角が一 定であることがわかる。プロットから回帰直線を作成し, 回帰式を図中に示す。 $\sigma=0$ となる z 座標の原点からの距離 を,吹出・発熱体上面からの仮想線源の距離 z_0 とすると, ファンは $z_0=36.3$ mm, ヒータは $z_0=30.1$ mm であり, ファン の吹出幅 15mm, ヒータの発熱体幅 35mm に対し, 仮想線 源は 1~2 倍程度下方にあることがわかる。また,回帰直線 の傾きからスロー定数 K_p を算出するため,式(1)におい て軌道距離 s を吹出・発熱体上面からの z 座標と, 仮想線 源の距離 z_0 を用いて $s=z+z_0$ と表すと,式(13)が得られ, (a) ファンは $K_p=4.8$, (b) ヒータは $K_p=4.7$ となる。

σ:標準偏差(最大風速の 60.6%の風速となる位置の中心軸か	۶
の水平距離)[mm]	
z ₀ :仮想線源の吹出・発熱体上面からの距離 [mm]	

図-14 に吹出口・発熱体からの距離と K_p の関係を示す。 (a) ファンでは $K_p = 5$ 程度からわずかに減少したのち一 定値に近づいている。(b) ヒータでは $K_p = 6.7$ 程度から一 度 $K_p = 4.4$ 程度に減少した後,徐々に増加している

3.8 上昇流風量の推定

PIVによる鉛直方向風速(正値の場合)に,x方向の測定 点間隔(8.3mm)×測定断面間距離(ファン:145mm,ヒー タ:154mm)を乗じて積分することにより,上昇流の風量 を推定した結果を図-15に示す。(a)ファンでは,吹出端部 を含む断面 3~13 の合計風量に対して断面 2~14,断面 1 ~15の合計風量が増加していることがわかる。これは前節 で述べたように,ファンを単体で設置した場合に,等温に 近い噴流では吹出の長辺方向にもやや拡がりを持つためと 考えられる。一方(b)ヒータでは,発熱体上の断面 2~6 の合計風量と,発熱体外側を含む断面 1~7 の合計風量は ほぼ同じであり,発熱体からの浮力を持つ上昇流は長辺方 向への拡がりがほとんどないものと考えられる。

4. 噴流・プルームモデルによる再現計算

4.1 計算方法

設計検討に多く用いられる上下温度分布予測モデルにお ける適用性を検討するため、ファンからの上昇流の風量・ 風速を,非等温噴流モデルにより、またヒータからの上昇 流の風量・風速・温度を、プルームモデルにより再現計算 する。

4.2 ファン計算条件(非等温噴流モデル)

実験室の天井高さ 2.8m を 0.2m 間隔(14 ブロック)に分割し,測定結果の床上 2.7, 2.2, 1.7, 1.1, 0.6, 0.1m の温度を各ブロック中央高さにて線形補間しブロック温度を固定する。 実験結果での吹出風量は定格風量に近い値が得られたため, 計算では定格 210 m³/h と設定し,発熱量(ファン消費電力 6.5W)・吹出面積(0.02175m²)・吹出高さ(床上 0.18m)を



図-13 吹出口・発熱体からの距離と風速分布の標準偏差



与える。スロー定数について、文献⁹では矩形吹出口のル ーバ付や自由開口などについて $K_p = 1.7 \sim 6.0$ 程度の値が示 されており、設計検討時におけるスロー定数の設定の影響 を確認するため、 $K_p = 2 \cdot 4 \cdot 6 \varepsilon$ パラメータとする。座標・ 運動量・熱量に関する式(3)~(7)を連立させ、Runge-Kutta-Gill 法を用いて数値的に解いており、計算時の軌道距 離の刻み幅 Δs は 0.05m とした。

4.3 ヒータ計算条件 (プルームモデル)

入力条件として発熱量のみを与える。前章(3.4)での検

討より, 発熱量の放射成分は考慮せず, ヒータの稼働率を 考慮した消費電力の実測値(465W)を対流成分とする。ヒ ータ上昇流のスロー定数については, 発熱体の形状などに 影響されると考えられ, データが整備されている吹出口の 場合とは異なり想定が困難であるが, ここでは, 図-14 で 示した測定値 *K*_p = 4.7 と Skistad 式で用いている *K*_p = 6.8 の 違いについて, 次のようにプルーム特性式中の係数を修正 し比較を行う。

- ・中心軸風速 um が測定値の鉛直方向についての平均値
 0.47m/s と一致するよう風速に関する修正式(14)を得る。
 ・Kp=4.7 および式(14)を(11)式に代入し、風量に関す
- る修正式 (15) を得る。

$u_m = 0.512 \cdot P^{\frac{1}{3}}$	 (14)
$Q = \frac{\sqrt{2} \cdot u_m \cdot z}{K_n} = 0.154 \cdot p^{\frac{1}{3}} \cdot z$	 (15)

4.4 ファン計算結果

非等温噴流モデルによる計算結果を図-16 に示す。(a) 風量は、計算値について $K_p = 2$ が大きく、 $K_p = 6$ が小さく なる。測定値について、吹出端部を含む断面 3~13 の合計 風量は、 $K_p = 6$ の計算値よりも小さくなっており、吹出長 辺方向へ拡がった風量が合計されていないためであると考 えられる。断面 1~15 の合計風量は、Kp=4~6 の中間に位 置しており、測定値のK_p = 4.8 で計算結果とよく一致する ものと考えられる。(b) 中心軸風速については、計算値は K_p=2 が小さく, K_p=6 が大きくなる。吹出端部を除く断面 4~12 および吹出中央付近の断面 7~9 の平均中心軸風速 は、測定値のKp=4~6には一致せず、Kp=2の計算結果と 対応している。(c) 各高さにおける風速分布の測定値は, 中心軸風速は Kp=2 におおむね一致しているものの,水平 方向への拡がりが小さくなっている。測定値の吹出気流は 吹出の長辺方向にも拡がりを持つことに対し,計算値は二 次元気流をモデル化しているため,風速については低めに 算出されていると推察される。本実験ではファンは1台で の測定としているが、実際の窓近傍での使用状態ではファ ンは窓幅にわたって吹出長辺方向に並べて設置されること が多くなるため、この影響は小さくなると考えられる。

4.5 ヒータ計算結果

プルームモデルによる計算結果を図-17 に示す。(a) 風 量について,修正式は Skistad 式よりやや大きくなり,測定 値と良く一致している。(b) 中心軸風速について,修正式 では測定値 0.47m/s と一致させており,Skistad 式では 0.6m/s と大きくなっている。(c) 中心軸温度差については,Skistad 式でおおむね測定値と一致している。(d) 断面 3~5 につい て平均した,各高さにおける風速分布の測定値に対して, Skistad 式は中心軸風速が大きく,想定している $K_p = 6.8$ が 大きいため、水平方向への拡がりが小さいことがわかる。 修正式では風速分布が計算値と良く一致している。(e) 断面 3~5 について平均した、各高さにおける温度分布の測定値に対して、Skistad 式での中心軸温度差に $K_p = 6.8$ または 4.7 を用いた水平温度分布計算値を示す。発熱体位置がx = -80mm付近、ヒータを設置している箱端部がx = -100mmにある影響により、箱の外側に位置する測定値のr = -30mm以下の領域における温度差が小さくなっているが、r > 0の領域では測定値は $K_p = 4.7$ とした計算値によく対応している。





まとめ

- 暖房時の窓対策設備として用いられるペリメータフ アンおよび自然対流型ペリメータヒータについて、設 備機器回りの温度測定や PIV による風速分布測定によ り、機器の動作状況や上昇流の気流性状を把握した。
- 実験結果より、ファンの吹出風量・スロー定数やヒ ータの対流熱量などシミュレーションへの入力条件を 作成した。
- 3) ファンについて非等温噴流モデルによる再現計算を 実施し、風量の再現性が確認されたが、中心軸風速に ついては二次元気流モデルでは低めに予測された。
- ヒータについてプルームモデルによる再現計算を実施するとともに、スロー定数の測定値に基づく修正式を作成し、風量・風速・温度分布の再現性を確認した。
- 5) 今後は、設備機器を冷却された窓下に設置した場合の実験データ取得とシミュレーションでの再現性を検討する予定である。

注 記

注1)式(3)~(5)の導出過程を示す。流れの軸に沿う微小区間 dsにおいて、浮力によって生じる z 方向運動量の変化は次のように表される。

$$\frac{d}{ds}\left(\int_{-\infty}^{\infty}\rho u^2dr\cdot\sin\theta\right)=g\int_{-\infty}^{\infty}(\rho_e-\rho)dr$$

この式に $\rho_e - \rho = \rho\beta(t - t_e)$ の関係と、仮定③を適用すると、次のようになる。

$$\frac{d}{ds} \left(\int_{-\infty}^{\infty} \rho u^2 dr \cdot \sin \theta \right) = g \rho \beta \int_{-\infty}^{\infty} (t - t_e) dr$$

この式に式(1)(2)を代入し整理すると、式(3)が得られる。

x方向運動量の変化についても同様に,

$$\frac{d}{ds} \left(\int_{-\infty}^{\infty} \rho u^2 dr \cdot \cos \theta \right) = 0$$

- と表され,式(1)を代入して整理すると,式(4)が得られる。 $\frac{d}{ds}(u_m^2 \cdot s \cdot \cos \theta) = 0$ (4)
- また、熱量保存に関する式は次のように表される。

$$\frac{d}{ds}\left(\int_{-\infty}^{\infty} c\rho t u dr\right) = c_e t_e \frac{d}{ds}\left(\int_{-\infty}^{\infty} \rho u dr\right)$$

両辺から $\frac{d}{ds}(\int_{-\infty}^{\infty} c_e \rho_e t_e u dr)$ を差し引き整理すると、次式を得る。

 $\frac{d}{ds}\left\{\int_{-\infty}^{\infty}(t-t_e)udr\right\} = -\frac{dt_e}{ds}\int_{-\infty}^{\infty}udr$

(ただし, $c_e = c$, $\rho_e = \rho$) この式に式 (1) (2) を代入し整理すると,式 (5) が得られる。 $\frac{d}{ds}\{u_m \cdot s \cdot (t_m - t_e)\} = -\sqrt{1 + b} \cdot u_m \cdot s \sin \theta \frac{dt_e}{dz} \qquad \dots \dots (5)$

参考文献

- 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 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,1991.9, pp.9-19.
- 2) 戸河里敏, 荒井良延, 三浦克弘:大空間の上下温度分布予測の ための非定常計算モデル 大空間の空調熱環境計画手法の研 究 その2,日本建築学会計画系論文報告集,第435号,1992.5, pp.11-21.
- 3) 戸河里敏,荒井良延,武政祐一:上下温度分布予測を含む非定常計算モデルのアトリウム空間への適用 大空間の空調・熱環境計画手法の研究 その3,日本建築学会計画系論文報告集,第455号,1994.1, pp.23-30.

- Yasuo Utsumi, Hiroshi Kobayashi and Ryushi Kimura : Numerical Simulation on the Prevention Effect of the Cold Draft Along the Window in Wintertime, Eighth International IBPSA Conference, 2003.8, pp.1451-1458.
- 5) 立野岡誠、山本雅之、鈴木正美、横山真太郎:空間シミュレーションルームを用いた冬期のブリーズライン方式の検討 第2報-冬期の室内温熱環境の改善の検討、空気調和衛生工学会論文集, No.144, 2009.3, pp.11-22.
- Alfred Koestel : Computing Temperatures and Velocities in Vertical Jets of Hot or Cold Air, ASHVE Transactions, 1954.6, pp.385-410.
- 7) 窪田英樹:大空間へ水平に吹き出す非等温気流の解析,空気調 和衛生工学会論文集,第47巻第6号,1973.6,pp.11-26.
- Hacon Skistad : Displacement Ventilation, 1994, pp.10-13, Research Studies Press, Ltd.
- 9) 石原正雄:建築換気設計, 1969, pp.195-200, 朝倉書店
- Peter V. Nielsen : Displacement Ventilation theory and design, 1993, pp.6-9, Aalborg University
- 空気調和・衛生工学会:空気調和衛生工学便覧第14版1基礎 編,2010.2, pp.86-89.

(令和 2.4.10 原稿受付)

Prediction Method of Thermal Environment During Heating in Winter for Spaces with Large-Area Window

Part2—Temperature and Airflow Distribution Around Perimeter Fan and Heater to Improve Thermal Environment Near Windows and Calculation by Jet Flow and Thermal Plume Models

by Masahiro KATOH *1, Toshio YAMANAKA *2, Tomohiro KOBAYASHI *3 and Shu WATANABE*4

Key Words: Simulation, Heating, Vertical Temperature Distribution, Jet Flow, Thermal Plume, PIV

Synopsis: In rooms with large windows, the thermal environment tends to deteriorate owing to thermal radiation, cold draft, and vertical temperature difference during air-conditioned heating in winter. To improve the thermal environment near windows with low insulation performance, equipment such as perimeter fans and natural convection type heaters are used.

^{*4} Kajima Corporation, Member

In this study, the characteristics of airflow from a fan outlet and heating element by means of PIV (Particle Image Velocimetry) and the temperature distribution around the equipment were measured. A non-isothermal jet model and a plume model, which evaluate the airflow in the vertical temperature distribution prediction model, were used to reproduce the experimental results.

(Received April 10, 2020)

^{*1} Kajima Technical Research Institute, Member

^{*2} Graduate School of Engineering, Osaka University, Fellow Engineer

^{*3} Graduate School of Engineering, Osaka University, Member