混合チャンバーの空気力学的特性の研究

STUDY ON AERODYNAMIC CHARACTERISTICS OF A MIXING CHAMBER

橋本幸博*¹, 柳原 茂*², 吉野 一*³, 登坂宣好*⁴
Yukihiro HASHIMOTO, Shigeru YANAGIHARA, Hajime YOSHINO
and Nobuyoshi TOSAKA

This paper investigates aerodynamic characteristics of a mixing chamber for an air-handling unit by experimental and numerical methods. A mixing chamber is employed to mix return air (RA) and outside air (OA). A RA duct and an OA duct are connected to surfaces of a mixing chamber in different ways. Insufficient mixing of RA and OA may occur if the connecting way is inappropriate. It can produce uneven flow to coils of an air-handling unit and decrease heat exchange efficiency between airflow and water flow. This study discusses how mixing effectiveness of RA and OA depends on connecting ways of both ducts to a mixing chamber.

Keywords: *Mixing Chamber, Air-handling Unit, Flow Visualization, CFD*
混合チャンバー、エアハンドリング・ユニット、気流可視化、CFD

1. はじめに

空調設備に用いるエアハンドリング・ユニットには混合チャンバーという箱状の部分があり、外気ダクトと還気ダクトが接続されて、その中で外気と還気が混合するようになっている¹⁾。外気ダクトと還気ダクトは、機械室の納まりなどから混合チャンバーの上面または側面に接続される。この接続の組み合わせによっては、混合チャンバー内部で外気と還気がうまく混合せずに偏流を起こして冷却コイルや加熱コイルに流入するため、コイルの熱交換効率が低下する可能性がある。また、特にクリーンルーム系統に用いるときには、混合チャンバー出口に設置するプレフィルターのフィルター効率が、偏流により低下したり、フィルターの劣化が不均一になる危険性もある。そして、寒冷地で冬期空調運転を行うとき、低温外気と還気がうまく混合しないと、コイルの凍結を起こしたり、凍結防止サーモスタットが誤動作をする危険性がある²⁾。そのため、混合チャンバー内部で気流が十分に攪拌されているかを確認することは重要なことである。ところが、エアハンドリング・ユニットへのダクト接続方法は主として施工上の利便性により決定されることが多く、接続方法の指針を示す文献は極めて少ない。また、2方向からチャンバーへ流入する気流の混合状態を調べた文献も少ない。Robinson(1998)³⁾は、外気ダクトの平行翼ダンパーの角度を変えることにより、定風量エアハンドリング・ユニットにおけるフィルター付き混合チャンバーの混合効率を実験的に調べている。

Robinson(1999)⁴⁾はフィルターの有無及び外気ダクト・還気ダクトのダンパー角度をパラメーターとして、同様に混合チャンバーの混合効率を実験的に調査している。しかしながら、ダクト接続方法に関する研究は行っていない。

本報では、外気ダクトと還気ダクトの混合チャンバーへの接続の組み合わせによる混合状態の比較を模型実験とCFD(数値流体力学)により検証する。模型実験では、主として流動パラフィン煙をトレーサーに用いた気流可視化実験による定性的な把握と空気温度分布計測による定量的な把握により、気流の混合状態を確認する。また、混合チャンバーへのダクト接続方法による局部抵抗係数の相違を比較して、送風機静圧に対してダクト接続方法がどのような影響を与えるかを考察する。また、CFDにより模型実験の結果と比較を行い、結果の妥当性を考察する。以上から、混合チャンバーにダクトを接続するための最適な方法を検討する。

本研究は、日本建築学会大会学術講演会で発表した内容⁵⁾⁶⁾⁷⁾に検討を加えたものである。

2. 実験の概要

透明アクリル板を用いて混合チャンバーの縮小模型を作成し、これに外気ダクトと還気ダクトを模擬したダクトを接続する。混合チャンバーの寸法は、400W×200H×200Dとし、それに接続するダクト寸法を100×100の断面、長さ450mmとする。すべての寸法

*¹ 職業能力開発総合大学校建築工学科 助教授・博士(工学)

*² 東洋熱工業㈱技術統轄本部技術研究所

*³ 東洋熱工業㈱技術統轄本部技術研究所 博士(工学)

*⁴ 日本大学生産工学部数理工学科 教授・工博

Assoc. Prof., Dept. of Architecture, Polytechnic Univ., Dr. Eng.
Technical Research Institute, Tonets Corporation
Technical Research Institute, Tonets Corporation, Dr. Eng.
Prof., College of Industrial Tech., Nihon Univ., Dr. Eng.

が簡単な整数比になるようにする。混合チャンバー出口には、プレフィルター（重量法 90%程度）を設ける。

気流可視化には煙発生器を用い、一方のダクト（INLET1）から流動パラフィンを加熱して得られる煙を混合チャンバーへ流入させる。もう一方のダクト（INLET2）には煙を流入しない。混合チャンバーの中央水平断面を Ar レーザーライトシートで照射して、チャンバー下方からデジタル・ビデオカメラで撮影する。図 1 に気流可視化実験装置の概要を示す。

気流の混合状態を定量的に比較するために、一方のダクト（INLET2）から流入する空気を電気ヒーターで加熱して 40℃程度とし、もう一方のダクト（INLET1）から流入する空気は常温（25℃程度）とする。混合チャンバー出口平面に熱電対を 21 点配置して、データロガーで空気温度分布を計測する。計測のサンプリング周期は 1 分とし、60 個のデータを採取する。図 2 に実験装置の概要を示し、図 3 に混合チャンバー出口空気温度分布計測ポイントを示す。図 4 にダクト接続方法をケース分けして示す。

ダクト内中心風速を熱線式風速計で計測して、ダクト寸法（一辺 $D=0.1\text{m}$ ）を代表長さとした Reynolds 数が $Re=5000, 10000, 15000, 20000$ となるようにダクト内中心風速を調整する。ダクト中心風速を計測しながら、ファンに印加される電圧をスライド式変圧器で調整することにより、風速を目標値に合わせる。2 個のダクト（INLET1 及び INLET2）内部風速は、温度による動粘性係数の変化を考慮して決定する。基本的には、いずれの Reynolds 数のときも、2 個のダクトの風量比は約 1:1 である。

ダクト接続方法による圧力損失の大小を比較するために、図 2 に示すようにダクト断面中央部にピトー管を設置して、室内圧との静圧差を微差圧計により測定する。局部抵抗係数 ζ_1, ζ_2 は、次式にて算出する⁹⁾。

$$\zeta_1 = \frac{\Delta p_{s1}}{\frac{1}{2} \rho v_1^2} \quad (1)$$

$$\zeta_2 = \frac{\Delta p_{s2}}{\frac{1}{2} \rho v_2^2} \quad (2)$$

また、混合チャンバーの総抵抗係数 ζ_T を次式で定義する。

$$\Delta p_T = \Delta p_{s1} + \Delta p_{s2} + \frac{1}{2} \rho \left\{ (v_1^2 + v_2^2) - 2v_o^2 \right\} \quad (3)$$

$$\zeta_T = \frac{\Delta p_T}{\frac{1}{2} v_m^2} \quad (4)$$

ここで、

ρ : 空気の密度 [kg/m³]

v_1 : INLET1 のダクト内風速 [m/s]

v_2 : INLET2 のダクト内風速 [m/s]

v_m : v_1, v_2 の平均値 [m/s]

v_o : 混合チャンバー出口空気の空間平均風速 [m/s]

Δp_{s1} : INLET1 内部と室内圧の静圧差 [Pa]

Δp_{s2} : INLET2 内部と室内圧の静圧差 [Pa]

である。

図 1 気流可視化実験装置

図 2 実験装置の概要 (CASE3 立面図)

図 3 混合チャンバー出口温度分布計測ポイント

図 4 ダクト接続方法

総合抵抗係数は、混合チャンバーによる動圧と静圧の損失の総和を入口側平均動圧と比較した値であり、混合チャンバーによるエネルギー損失を動圧で正規化した値である。これは、流体のエネルギー保存則であるベルヌーイの式をもとにして、定義した係数であり、混合チャンバーに接続する外気ダクト及び還気ダクト系両方の圧力損失を評価するためにのみ用いる（Appendix 参照）。

3. 実験結果

3.1 気流可視化実験

気流可視化実験の結果を CASE（ダクト接続方法）ごとに図 5 に示す。気流を矢印で、概略のチャンバー出口風速分布を曲線で示す。混合チャンバー内部の流れ場の構造は、基本的に 2 方向からの噴流の衝突または剪断流である。単独の噴流では、バックステップ乱流であるが、混合チャンバー流入後直ちにもう一つの噴流と遭遇するため、バックステップによる剥離の影響や乱流境界層の影響は無視できるものと考えられる。ここでは、二つの角型噴流による乱流混合に焦点を当てて、混合チャンバー内部の流れ場を観察する⁹⁾¹⁰⁾。

【CASE1】

角型噴流が 2 方向から正面衝突する流れ場であり、中央の渦によって、二つの噴流は互いに相手の方へ引き込むような形をとる。流速が大きくなるにつれて、中央部の非定常な脈動による濃度変化が激しくなる傾向がある。小さな渦が目立たなくなる一方、全体的に大きな渦が観察される。低周波の乱流による混合が促進され、運動量の輸送方向が 90° 変化するので、混合状態が比較的よい。

【CASE2】

基本的には、直角に衝突する二つの角型噴流が両側に交互に渦をつくり、非定常な脈動を起こすという流れ場である。左側にできる渦は、チャンバーの上下部分を通して右側に現れる。Re=10000 程度では、その効果は薄く、混合の程度は十分ではない。Re=20000 になると、速度分布の最大値が中央寄りに移動して、乱流混合に若干の改善が見られる。

【CASE3】

CASE2 と同様に二つの角型噴流が直角に衝突する流れ場である。当初から最も混合効率が良くと予測された。実際の流れにおいては、低速では煙が両側に偏り、高速では脈動による混合濃度の変化がチャンバー内で目立った。しかし、フィルター通過後の流れの濃度は一定で、タイムラインもあまり見えないほど均等な混合が行われる。流れ場の時間変化が激しくなり、模様が左右対称でなくなることが多くなる。噴流の衝突周りに起こった負圧部分に引き込まれた流れが、広いスペースを使って混合するパターンである。

【CASE4】

二つの角型噴流が直角に衝突して、更に運動量方向を 90° 変える流れ場である。微妙に左右で濃淡が確認できるが、速度が上がると左右の差は小さくなり、比較的安定した流れを形成する。混合効率は CASE3 に及ばないが、チャンバー内での流れの安定度ではこちらの方が優れている。これも CASE3 と同じように、二つの噴流の衝突周りの負圧部分による引き込みで混合するというパターンである。しかし、このケースでは脈動による濃度変化と偏りは少ない。

【CASE5】

平行な二つの角型噴流が運動量の方向を 90° 変えて、そのまま平

行に流れる流れ場である。全くといっていいほど混合しない。そのため、内表面右側部分にはトレーサー煙の汚れがほとんど付着しない。写真では、フィルター通過後には混合しているように見えるが、これはチャンバー出口からの上昇気流がダクト周りの負圧部分によって吸引されたものである。底面近くではほとんど混合しない。二つの平行な流れが底面に衝突して、淀み点周辺で正圧部分生まれ、その周りに渦ができる。一点鎖線は正圧部分を表しており、脈動の中心線でもある。

【CASE6】

平行な二つの噴流が運動量の方向を変えずに直進する流れ場である。二つの噴流の運動量方向に流出口があるので、混合状態は最低である。境界層剪断乱流より、自由剪断乱流が平行して存在している状態に近い。但し、平均流速が等しいため、平行する噴流間の剪断力は小さい。流出口において噴流のポテンシャル・コアが残り、噴流の運動量が保存された状態であると考えられる⁹⁾。噴流の一部はダクト周りのバックステップの負圧部分に吸引されるが、

図 5 気流可視化実験結果

ほとんどは流入と同時に流出してしまい、負圧部分の混合効果はない。中心線周りに生じる負圧に一部引き込まれながら流れる。このケースも CASE5 と同様、混合状態が悪い。流入流速が速くなるにつれて流れ場は複雑になるが、それは中心線前周りだけであり、最後までほとんど混合しない。

3.2 出口空気温度分布計測

混合チャンバー出口で空気温度分布を計測した結果を表1と2に示す。ここでは60分データの時間平均値を取り、上流側の外気と還気の混合率 k を次式により評価する²⁾。

$$k = 1 - \frac{\max(\bar{t}_{MIX}) - \min(\bar{t}_{MIX})}{\bar{t}_{OA} - \bar{t}_{RA}} \quad (5)$$

ここで、

$\bar{t}_{MIX}$: 混合チャンバー出口空気温度の時間平均値 [°C]

$\bar{t}_{OA}$: 外気温度 (高温側空気温度) の時間平均値 [°C]

$\bar{t}_{RA}$: 還気温度 (低温側空気温度) の時間平均値 [°C]

である。式(5)において、記号 $\max$ 及び $\min$ は $\bar{t}_{MIX}$ の21点の空間温度分布の最大値と最小値を示す。すなわち、混合の度合いが良好であれば混合率 k は1に近い値を示し、混合の度合いが不十分であれば0に近い値を示すことになる。Robinson²⁾は、空気混合装置の混合効率を定義するときに、式(5)を "modified effectiveness rating" として評価基準に採用している。

表1から、CASE2と6では、 $Re=5000$ と比較して、 $Re=10000$ 以上では混合率が小さくなるのがわかる。これは、レイノルズ数が高くなるに伴って慣性力の影響が卓越することから、二つの噴流が混合せずに流出する度合いが高くなるためである。いずれのケースにおいても $Re=10000$ 以上では混合率のレイノルズ数依存性はほとんどない。いずれのレイノルズ数においても、混合率はCASE3が最大で、CASE6が最小である。CASE5と6は他のケースと比較して混合率が低い。

表2から、同一のレイノルズ数では混合チャンバー出口空気温度の標準偏差はCASE3が最小で、CASE6が最大であることがわかる。出口空気温度の標準偏差は、出口空気温度分布の一様性を示すことから、混合チャンバー出口空気温度分布はCASE3が最小で、CASE6が最大であると評価される。この結果は、各ケースにおける混合率の評価と一致する。また、CASE2と6では、 $Re=5000$ と比較して、 $Re=10000$ 以上では標準偏差が大きくなり、混合が悪くなることがわかる。この傾向も混合率において認められる傾向と同様であり、両者の評価の相関が高いことが裏付けられる。

以上のように、混合チャンバーの出口空気温度分布から得られた結果は、CASE3の混合状態が最もよく、CASE6が最も悪いというものであり、気流可視化実験による観察結果と合致している。

3.3 局部抵抗係数の実測

実験ケースごとに INLET1 及び INLET2 内部の静圧と室内圧との静圧差をピトー管により計測して求めた局部抵抗係数を表3に示す。ダクト内風速が小さいとき、差圧が正確に計測できないため、ここでは $Re=20000$ における実験結果のみを示すものとする。表3のデータは3回の繰り返し実験によって得られたデータの平均値で

表1 各ケースにおける混合率

	$Re=5000$	$Re=10000$	$Re=15000$	$Re=20000$
CASE1	0.57	0.51	0.53	0.51
CASE2	0.50	0.35	0.37	0.40
CASE3	0.65	0.66	0.62	0.57
CASE4	0.47	0.43	0.43	0.42
CASE5	0.23	0.22	0.21	0.19
CASE6	0.16	0.10	0.08	0.07

表2 各ケースにおける混合チャンバー出口空気温度の標準偏差
単位[°C]

	$Re=5000$	$Re=10000$	$Re=15000$	$Re=20000$
CASE1	2.54	2.53	2.82	3.06
CASE2	2.56	3.72	3.66	3.15
CASE3	1.75	1.85	1.94	2.08
CASE4	3.26	3.25	3.06	3.26
CASE5	5.07	5.14	5.09	5.20
CASE6	5.22	5.96	6.79	6.83

表3 局部抵抗係数と総合抵抗係数($Re=20000$)

	局部抵抗係数1	局部抵抗係数2	総合抵抗係数
CASE1	1.04	1.09	4.01
CASE2	0.76	0.57	3.21
CASE3	0.77	0.54	3.20
CASE4	0.77	0.89	3.54
CASE5	0.79	0.73	3.39
CASE6	0.53	0.49	2.90

あり、6個のケース(6水準間)についてF検定を行うと、危険率1%で有意差が認められる。

局部抵抗係数1 (ζ_1) 及び局部抵抗係数2 (ζ_2) と総合抵抗係数 (ζ_T) とはいずれも相関が高い。相互相関係数は、 ζ_1 と ζ_T が0.83、 ζ_1 と ζ_2 が0.94、 ζ_2 と ζ_T が0.97である。従って、混合チャンバーの圧力損失を後者で評価することが可能である。

ここで、総合抵抗係数が最も小さいのはCASE6であり、次に小さいのはCASE2と3である。逆に最も大きいのはCASE1である。CASE6では二つの角型噴流が直進するため、運動量の損失が少なく、局部抵抗係数及び総合抵抗係数が小さい。CASE1では噴流が正面衝突をして運動量が大きく失われることから、局部抵抗係数及び総合抵抗係数が大きくなるものと考えられる。CASE2及び3では、片方の噴流は直進することから、運動量の損失が比較的小さく、それが局部抵抗係数及び総合抵抗係数に反映されている。

4. CFDによる検討

実験結果と比較するために、CFDを用いて対象とする混合チャンバーの気流解析を行う。ここでは有限体積法により3次元非圧縮性Navier-Stokes方程式を離散化して数値計算を行う。乱流モデルとしては標準 $k-\epsilon$ モデルを用いる。また、高レイノルズ数流れを解くための上流化手法には、QUICK (3次精度) を採用する。

模型実験と同じケース分けによって、混合チャンバーに外気取入ダクトと還気ダクトを接続する。混合チャンバーの寸法は、 $400W \times 200H \times 200D$ とし、それに接続するダクト寸法を 100×100 の断面、長さ450mmとする。混合チャンバーに外気ダクトと還気ダクトが接続された領域を計算領域とする。

表4に数値シミュレーションの計算条件を示す。混合チャンバー

に流入するダクト内気流のレイノルズ数が $Re=10^4$ になるようにダクト内風速を設定する。

以上のように、CFD により、模型実験と同一の条件で二つの角型噴流の混合を再現する。

図 6 に CFD による混合チャンバー出口の温度コンターを示す。CASE3 では中心付近で温度コンターが大きく閉じており、温度分布も小さいことから、うまく気流が混合していることがわかる。これは、気流可視化実験で観察された結果と同様である。CASE5 と CASE6 では温度コンターが中央部で縦方向に近接して並んで、温度分布が左右で大きく、ほとんど混合しない。CASE5 と 6 は二つの噴流が平行して流入するため、気流可視化実験結果と同様に左右に分離した流れ場が観察できる。CASE1 では、温度コンターが水平に並んでいるが、間隔が比較的広く、温度分布は小さい。これは二つの噴流が正面衝突するためであり、気流可視化実験の観察と照合できる。CASE2 では、左側に温度コンターの閉じた部分があり、中央部に垂直に温度コンターが広い間隔で並んでいて、左右で気流が分離している。温度コンターの閉じた部分は、二つの噴流の衝突による渦であると考えられ、気流可視化実験でも同様の観察がされている。CASE4 では、右側に温度コンターがほぼ閉じた部分があり、左右で気流が分離する傾向にある。温度コンターがほぼ閉じた部分は、気流可視化実験で観察された負圧部分であると考えられる。

表 5 に CFD による混合率と実験結果を対比して示す。6 ケースの混合率は、CFD と実験結果では数値的には差が大きい、 $k(\text{CFD})$ と $k(\text{EXP.})$ の相関係数は 0.97 であり、両者の相関が高いことがわかる。従って、接続方法の良否を判断するために、混合率で評価することは妥当であると考えられる。CFD による混合率で評価すると、CASE3 が最大であり、次に大きいのは CASE1 と CASE4 である。逆に CASE5 と CASE6 では混合率が極めて小さい。この傾向は、実験で求めた混合率の傾向と同様である。また、CFD による混合率の傾向と CFD の温度コンターを観察した結果とは一致している。実験結果から、運動量の損失が小さい CASE6 は局部抵抗係数が小さいが混合しにくい一方で、運動量の損失が大きい CASE1 は局部抵抗係数が大きいと混合しやすい。CASE2 から 5 は、CASE1 と CASE6 の中間に位置する。この実験結果と、CFD による混合率の相関も認められる。

5. 評価

以上の実験結果及び CFD の結果から、混合チャンバーのダクト接続方法について総合的な評価を行う。

気流可視化実験から判断すると、二つの流入気流の混合状態に関しては、CASE2、3、4 が最も好ましく、CASE1 は流れが脈動していて不安定であり、CASE5 と 6 は混合が好ましくないという観察結果になる。

混合チャンバー出口空気温度分布から求めた混合率 k によって評価すると、CASE3 が最大で、CASE6 が最小となる。混合チャンバー出口空気温度の標準偏差から評価すると、CASE3 が最小で、CASE6 が最大となる。従って、CASE3 は混合状態が最もよく、CASE6 が最も悪いことになる。

総合抵抗係数で評価すると、CASE6 が最小であり、次に小さいのは CASE2 と 3 である。逆に最大は CASE1 である。

表 4 計算条件

流 入	外 気	1.51[m/s]、40.0[°C]
	還 気	1.51[m/s]、25.0[°C]
流 出	混合チャンバー出口	自然流入流出
壁 面		(速度) 一般化対数則
流入境界条件としての乱流エネルギー k_{in} 、 k の散逸率 ε_{in} は、以下の式を用いて求める。 $k_{in}=(U_{in}/10)^2[m^2/s^2] \quad \varepsilon_{in}=0.09^{3/4} \cdot k_{in}^{3/2} / \ell \quad [m^2/s^3]$ ここで、 U_{in} : 流入速度、 $\ell_m=1/2L$ 、 L : 吹出短辺		
移流項差分スキーム		QUICK (3 次精度)
乱流モデル		標準 $k-\varepsilon$ モデル
計算メッシュ	CASE1	54(x) × 40(y) × 11(z)
	CASE2	54(x) × 40(y) × 11(z)
	CASE3	25(x) × 54(y) × 29(z)
	CASE4	45(x) × 38(y) × 27(z)
	CASE5	21(x) × 40(y) × 32(z)
	CASE6	21(x) × 57(y) × 11(z)

図 6 混合チャンバー出口の温度コンター

表 5 CFD による混合率

	T_{min}	T_{max}	$k(\text{CFD})$	$k(\text{EXP.})$
CASE1	27.22	37.77	0.296	0.51
CASE2	27.22	38.70	0.235	0.35
CASE3	28.02	37.13	0.392	0.66
CASE4	26.90	37.88	0.268	0.43
CASE5	25.17	39.77	0.026	0.22
CASE6	25.02	39.98	0.003	0.1

CFD による結果から混合チャンバー出口の温度コンターと混合率で評価すると、混合チャンバーのダクト接続方法としては、CASE3 が最も好ましく、CASE5 と CASE6 は避けるべきであることがわかる。

以上の評価を表 6 にまとめて示す。表 6 に示す 4 項目の評価は、概ね高い相関がある。模型実験及び CFD の結果から、混合チャンバーのダクト接続方法としては、CASE3 が最も好ましく、CASE5 と CASE6 は避けるべきであることがわかった。

CASE5 と CASE6 は還気ダクトと外気取入ダクトを混合チャンバーの同じ面に並べて接続する方法であり、空調機械室の納まりが厳しいときにはこの接続方法で施工される可能性がある。しかし、混合チャンバーの混合特性を考慮すると、これらの接続方法を採用すべきではない。また、CASE1 のように混合チャンバーの両側面からダクトが接続される方法も好ましくないが、ダクトの納まり上から考えると、この接続方法は採用されにくいと思われる。

6. まとめ

エアハンドリング・ユニットの混合チャンバーにおける外気ダクトと還気ダクトの接続方法の良否を評価するために、模型実験及び CFD による検討を行い、次の結論を得た。

- ① 流動パラフィン煙をトレーサーに用いた気流可視化実験の結果、CASE2、3、4 が好ましく、CASE1、5、6 は好ましくない。
- ② 混合率 k 及び出口空気温度分布によって評価すると、CASE3 が最も好ましく、CASE6 が最も好ましくない。
- ③ 総合抵抗係数で評価すると、CASE6、2、3 が好ましく、CASE1 は好ましくない。
- ④ CFD により温度コンターを観察した結果と混合率を比較した結果から、CASE3 が最も好ましく、CASE6 が最も好ましくない。
- ⑤ 総合評価を行うと、混合チャンバーのダクト接続方法としては、CASE3 が最も好ましく、CASE5 と CASE6 は避けるべきである。

今回の検討では INLET1 と 2 の流量比を 1:1 としたが、この比率が大きく変化したとき、二つの気流の混合に改善が見られる可能性がある。

本報では流量比 1:1 の条件で模型実験と CFD により混合チャンバーのダクト接続方法について検討を行ったが、将来の研究としては実大実験あるいは現場実測により本研究の妥当性を実証する予定である。

謝辞

本論文における実験に際し、東海大学工学部動力機械工学科山本高志氏（当時）及び日本大学生産工学部数理工学科桜井太郎氏（当時）には多大なる協力を頂くことができたことに深く謝意を表す。

【参考文献】

- 1) (社) 空気調和・衛生工学会編：空気調和衛生工学便覧第 1 2 版第 2 巻 (1995)
- 2) Keith D. Robinson, Rating Air-Mixing Equipment, ASHRAE Journal Vol.42 No.2, 2000
- 3) Keith D. Robinson, Damper Control Characteristics and Mixing nit on r,

表 6 混合チャンバーの評価

	気流可視化 (実験)	混合率 (実験)	総合抵抗係数 (実験)	混合率 (CFD)
CASE1	×	△	×	△
CASE2	○	△	○	△
CASE3	○	○	○	○
CASE4	○	△	△	△
CASE5	×	△	△	×
CASE6	×	×	○	×

Effectiveness of an Air-handling Unit Combination Mixing/filter, ASHRAE Trans., Vol.104 Pt.1A, pp629-637,1998

4) Keith D. Robinson, Mixing Effectiveness of AHU Combination Mixing/filter Box with and without Filters, ASHRAE Trans., Vol.105 Pt.1, pp88-95,1999

5) 橋本幸博、柳原茂、登坂宣好：混合チャンバーの空気力学的特性（その 1）混合特性の評価、日本建築学会大会学術講演梗概集 環境工学 II pp613-614, 2001

6) 柳原茂、橋本幸博、登坂宣好：混合チャンバーの空気力学的特性（その 2）抵抗係数の評価と総合評価、日本建築学会大会学術講演梗概集 環境工学 II pp615-616, 2001

7) 橋本幸博、吉野一、柳原茂、登坂宣好：混合チャンバーの空気力学的特性（その 3）CFD と実験結果の比較、日本建築学会大会学術講演梗概集 環境工学 II pp811-812, 2002

8) 日本機械学会：技術資料 管路・ダクトの流体抵抗、pp53-105 丸善、1991

9) N. ラジャラトナム原著、野村安正訳：噴流、pp272-279、森北出版、1981

10) 日野幹雄：流体力学、pp330-439、朝倉書店、1992

Appendix

図 A に示すように、混合チャンバーに流入する流れについて、代表的な流線を考える。流線 1 及び流線 2 について、以下のベルヌーイの式が成り立つ。但し、混合チャンバー出口の静圧及び流速は等しいものとする。

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 = p_0 + \frac{1}{2}\rho v_0^2 + \Delta p_1 \quad (A1)$$

$$p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 = p_0 + \frac{1}{2}\rho v_0^2 + \Delta p_2 \quad (A2)$$

$$\Delta p_T = \Delta p_1 + \Delta p_2 = (p_1 - p_0) + (p_2 - p_0) + \frac{1}{2}\rho\{v_1^2 + v_2^2 - 2v_0^2\} \quad (A3)$$

$$\Delta p_T = \Delta p_1 + \Delta p_2 = \Delta p_{s,1} + \Delta p_{s,2} + \frac{1}{2}\rho\{v_1^2 + v_2^2 - 2v_0^2\} \quad (A4)$$

ここで、 Δp_1 及び Δp_2 は流線 1 及び 2 における圧力損失であり、それ以外の記号はすでに定義した物理量である。

図 A 混合チャンバーにおける流線

(2004年2月2日原稿受理, 2004年5月11日採用決定)