

換気効率に対する人体周辺対流の影響の水槽実験について

第1報——天井付排気口と居住者の位置関係について

張 遼 群*1

本 間 宏*2

居住者が発生する換気対象の室内における流動には代謝熱により発生する自然対流が関わる。強制換気が行われる部屋におけるこの影響を調べるために水槽モデルによる実験を行った。1~2名で使用する小部屋の縮尺1/5の水槽と円柱形発熱モデルを使用し、グラスホフ数とレイノルズ数を相似則により合せて実験を行った。実験結果の検討のために熱直接排除率と給水バイパス率を導入した。天井付き排気口と、居住者との位置関係による換気効率の変化を実験した。自然対流が直接排気口に到達し、かつ排気口がこれを吸い込みやすい形状の場合、熱直接排除率は大きかったが、排気口と発熱モデルの平面上の位置がずれている場合や、排気口前面に拡散板がある場合にはこの率の差は10%程度であった。

キーワード：自然対流・排気口位置・排気口形状・無次元化温度差・熱直接排除率

序論

冷暖房用熱消費のうち、換気に消費される分は約30%と考えられる¹⁾。事務室、教室、住宅などの必要換気量は主に居住者が発生する体臭の除去に基づいている²⁾。このような室内で熱消費節減の目的で必要換気量の制限を考えるとときには、体臭除去効率の向上の手段を探さなければならない。

建築外壁の断熱性能や日射遮へい技術の向上に伴い、空調機によって室内を循環する空気量は減少する。また壁面に生ずる自然対流も減少する。一方、居住者が代謝熱を放散することによりその周囲に生じる自然対流はこのままの強さで残るので、室内気流中でこの影響力は増大する。このため体臭除去の換気効率に対しては人体周辺自然対流の影響力を考慮する必要が生じてくると思われる。

このような理由から本研究では、体臭除去のための必要換気量の減少の可能性を探る手段として、人体放出換気対象の流動と排除に対する人体周辺自然対流の影響を実験で検討する。特に、換気による上下方向の室内気流と居住者周辺の自然対流の競合または干渉が換気効率にどのように影響するかを検討する。

実験には縮尺水槽と発熱モデルを用いた。自然対流を含む室内気流の縮尺模型による実験は自然対流発生表面の温度に高温を扱わなければならないため、困難とされて来た。しかし、自然対流発生源として、人体表面を想定し、流体として水を使う場合、これら制約条件が緩和され、近年の電気絶縁材の進展により可能になった。

本実験では置換換気を利用できる範囲などについて検討するために使用人数1~2名の座位の軽作業または学習用の小部屋を想定して、実験用水槽を作成した。換気効率の測定には、第一にトレーサ物質が考えられるが、トレーサの濃度測定、特にその濃度の位置と時間による変動を求める測定は困難である。一方、居住者が発生する二酸化炭素、水蒸気、体臭と言った換気対象物質の室内へ放出直後の流動は居住者周辺に生ずる自然対流に強く関係する³⁾。そのため、本研究では、居住者が発生する体熱の室内における流動、分布、換気による排除を温度測定により行い、換気効率を推定することとした。

本報告では、水槽による換気効率実験の基本事項と水槽を用いて行った予備実験として自然対流発生源である人体と天井に設置される排気口との鉛直方向の位置関係が換気対象の排除にどのように影響を与えるかについての実験結果を報告する。

人体周辺から上昇した気流は天井に達するまで浮力を失わず、

*1 豊橋技術科学大学大学院環境・生命工学専攻

*2 豊橋技術科学大学建設工学系 正会員

天井に達すると天井下面に沿って拡散し、温度成層を形成する⁴⁾。排気口の形状が単純な形状ではここを中心にした半球面上で均等に周辺空気を吸い込むが、排気口下方に拡散板があり、もっぱら天井付近の空気を吸い込む。このような排気口の形状の違いによって換気対象の捕捉が影響を受けるかどうかの比較実験を併せて行った。

1. 研究の背景

1938年、Yaglouらは体臭除去のための一人当たり換気必要量の実験結果を発表したが、そのなかで供給空気のうち、居住域の上部を通過する部分が体臭除去に有効となると述べた⁵⁾。これは当時、人体周辺自然対流に関する認識はあまりなかったが、体臭がこれによって輸送されることを指摘したものと思われる。

しかし、1970年代始めまで、換気対象と室内空気を十分に混合することが効率的換気とされてきた。この条件では、室内空気排気口の位置による換気効率への影響は考えられなかった。しかし、人体がその代謝熱を放散することによって生じる自然対流の特徴や流量が明らかになるにつれて、この室内気流や、汚染質流動への影響に関する関心が高まった^{6,3)}。

1970年代後半に北欧を中心に発達した置換換気の原理は室温よりやや低温の空気を低速で床に沿って供給し、その大きい密度を利用して、室内空気と混ぜないように室下部に滞留させ、既存の空気を室上部に押し上げ、上部排気口から排除するものである⁷⁾。また居住者が発生する換気対象が代謝熱による自然対流によって室上部に運ばれ、居住者が呼吸する室下部に空気齢の短い清浄な空気を、室上部に空気齢が長く、換気対象を多く含んだ空気を温度成層を利用して配置しようとするものである。

このような換気対象の室内への非均等分布を考慮した換気効率を表すためにSkaretらは室内空間を居住域と上部域に分割した2域モデルにより換気効率を表す方法を提唱し、冷房期には暖房期よりも高い効率を得られること、しかし日射負荷など、冷房負荷が大きい場合には問題があることを指摘した⁸⁾。多孔性床を用いた置換換気の室内での煙草の煙を対象とした実験からOlesenらは換気効率(ventilation effectiveness)が126ないし145%の範囲であり、居住域の汚染質排除効率は80から700%の間であったと報告した⁹⁾。Seppanenらは北米に建っている事務所建築をモデルに混合換気と置換換気の空気清浄度と設備の経済性の得失を比較し、置換換気の空気清浄度の高さや温熱上の快適さを指摘している¹⁰⁾。冷房負荷の大きな部屋では、冷房パネルを用いるなどにより冷房空調負荷を小さくしなければならぬが、床面積当たり冷房負荷が40 W/m²以下の事務室では問題なく実施されるとした。

最近では置換換気の性能評価にも数値流体力学手法が採用されるようになった。この方法では人体周辺の自然対流の取り扱いに難点が残っているが、気流と同時に壁面間の放射熱伝達やPMVの算出、評価項目の統計的処理に優れ、使用範囲が拡大され

ている^{11,12)}。

置換換気では空気に上下温度差が生じるので、温熱快適感上の悪影響が懸念される。Melikovらは上下温度差と床面の気流の両方によるドラフトへの懸念を表明した¹³⁾。これに対し、吹き出し温度が室温よりそれ程低くなく、換気量が多い条件でも温度成層を維持するため吹き出し条件についての実験が行われたが、Nielsenはアルキメデス数が4以上ならば成層すると述べている¹⁴⁾。またOlesenらは多孔性床のように吹き出し速度が遅い場合にはドラフトの危険性は無視できると述べている⁹⁾。

2. 実験手法

強制対流、自然対流の両者を含む実験で流れが相似となるためにはレイノルズ数(Re)、グラスホフ数(Gr)、プラントル数(Pr)の3者が共に相似となる必要があるが、本実験ではこれを満足することはできなかった¹⁵⁾。置換換気でもっとも興味ある点は人体周辺対流の影響であり、またこれと室内強制対流との競合を調べるため、レイノルズ数とグラスホフ数のみ相似した実験を行った。

2.1 相似則について

流体に水を使う場合には実験温度範囲を沸点以下に抑えることはもちろん、水中に溶け込んでいる気体が気泡を生じさせる温度以下に抑えて実験を行う必要があり、自然対流発生面の温度が80℃以下になることが望ましい。自然対流を含んだ室内気流の水槽模型相似実験はこの条件のため、また、加熱体を電力で加熱する場合の水中での絶縁の困難さのため、困難とされてきた。しかし、近年の電気絶縁技術の発達により、表面温度と流体との温度差が人体表面に快適さを感じさせる空気温度との間のような比較的に温度差の小さい場合にはこの条件を満たすことが可能になったので、本研究を計画した。

水槽模型実験において、発生する自然対流を室内で人体周辺に生じる自然対流と相似させる条件は次のようである。人体表面温度と室温との差を人体発熱モデルの表面温度と水槽の給水温との差で相似する時、Gr数の相似則から、水槽模型の縮尺率Xは次のように導かれる。

$$X = \left[\frac{B_w (T_m - T_w)}{B_a (T_b - T_a)} \cdot \left(\frac{v_a}{v_w} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}} \quad \dots\dots(1)$$

ここで T : 温度 [K]

v : 動粘性係数 [m²/s]

B : 体膨張係数 [1/K]

下添え字は w : 水

a : 空気

m : 人体発熱モデル表面

b : 人体表面

を表す。式に空気温度22℃、人体表面温度29℃、給水温度16℃、人体発熱モデルの表面温度の最高値を80℃とし、空気と水のそ

換気効率に対する人体周辺対流の影響の水槽実験について(第1報)

表-1 既存研究における上下温度分布の測定条件

	床面積 (㎡)	天井高 (m)	換気回数 (回/h)	居住者 (モデル)数	他の熱源 (w)	給気口	出典
(1)	15.1	2.4	7.6	4	400	低速給気口	16
(2)	15.1	2.4	5	4	400	低速給気口	16
(3)	13	2.4	4.8	1	100	床の50%開口	17
(4)	15.1	2.65	0.9	1	照明125、冷たい窓-120	低速給気口	18
(5)	29.5	2.7	27.2	6	機械1200、照明1200	床ディフューザー、18°	19
(6)	29.5	2.7	27.2	6	機械1200、照明1200	床ディフューザー、30°	19
(7)	9.33	2.4	1	1		給気口に拡散板付	
(8)	9.33	2.4	4	1		給気口に拡散板付	
(9)	9.33	2.4	1	1		給気口に拡散板付	
(10)	9.33	2.4	4	1		給気口に拡散板付	

注：No. (7), (8), (9), (10)は本実験の実験条件である。(7), (8)は排気口に拡散板付実験で、(9), (10)は排気口に拡散板のない実験である

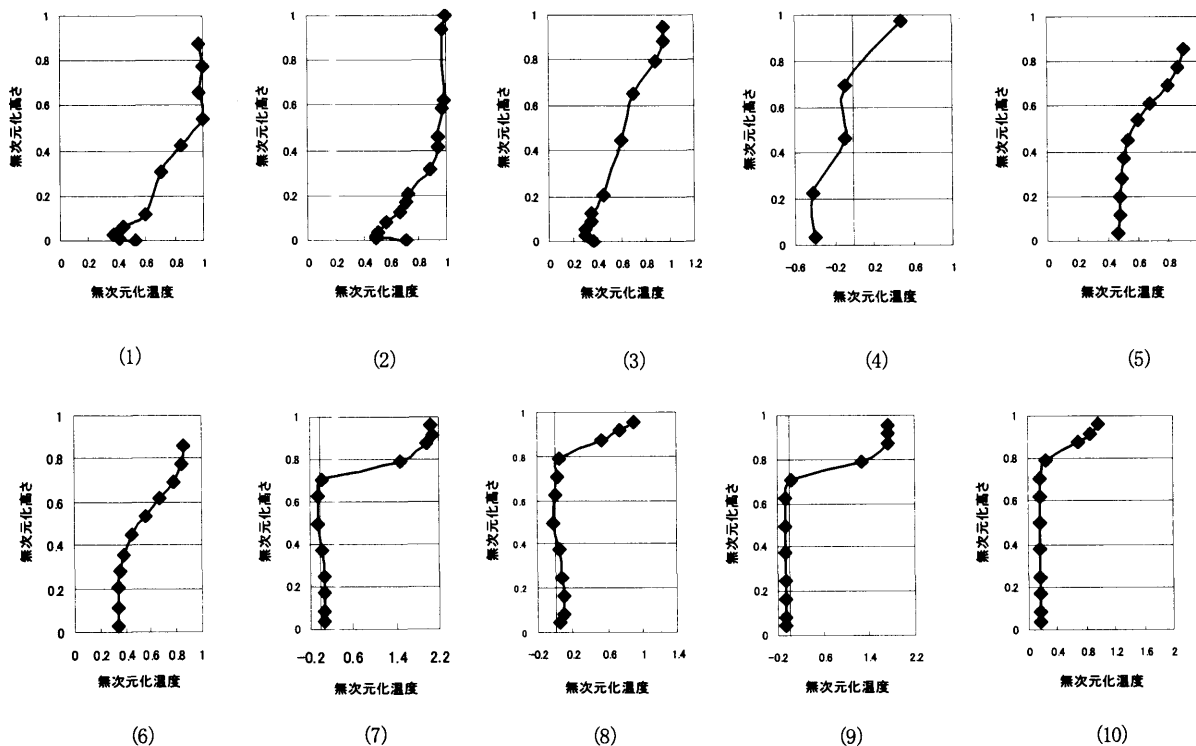


図-1 既存研究と本実験における上下正規化温度分布

それぞれの特性値を代入すると、 X は5.33以下である必要がある。本実験では、縮尺率 X を5.0に採り、模型水槽を制作した。この場合、人体モデルの平均表面温度は約75°Cとなる。

縮尺率 X の水槽において、実室の給気口における空気の流れ出し速度 u_a と相似の強制対流を得るために必要な給水の吹き出し速度 u_w はRe数の相似則から、次のように導かれる。

$$u_w = u_a \frac{v_w}{v_a} X \quad \dots\dots(2)$$

換気回数 n は吹き出し速度 u と開口部面積 S の積を室容積 V で割ることによって得られるので、式(2)を換気回数 n に関する式に書き換えると

$$n_w = n_a \frac{V_a S_w}{V_w S_a} \cdot \frac{v_w}{v_a} X$$

となる。

$$S_w = \frac{1}{X^2} S_a, \quad V_w = \frac{1}{X^3} V_a$$

であり、室内空気中の汚染質濃

度の変動を水槽模型実験で相似するためには、実室と模型水槽の換気回数 n と経過時間 t の積を一致させなければならないので、この条件から模型水槽における経過時間 t_w と実室の経過時間 t_a との関係は次のように導かれる。

$$t_w = \frac{v_a}{v_w} \left(\frac{1}{X}\right)^2 t_a \quad \dots\dots(3)$$

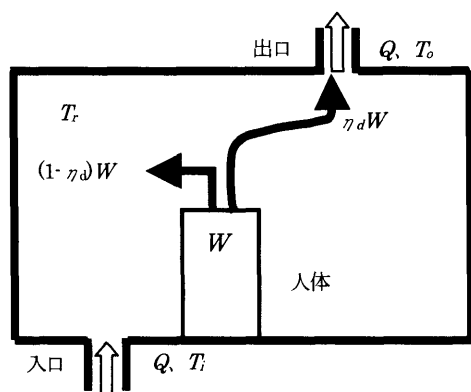


図-2 直接排除率の概念

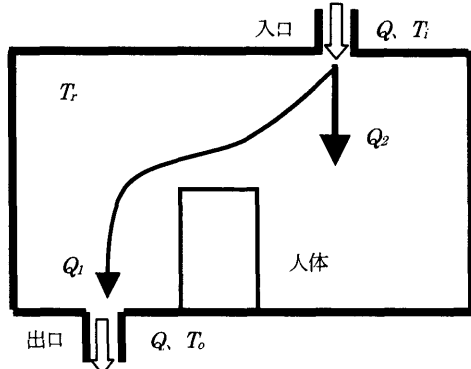


図-3 バイパス率の概念

上式に $X=5.0$ 、 $T_a=22^\circ\text{C}$ 、 $T_w=16^\circ\text{C}$ および空気と水の特性値を代入すると、 t_w は約 $0.6 t_a$ となり、実験時間は実室の約 0.6 倍で実施することができる。

本研究では上向き換気における温度成層は非常に重要な条件であるが、プラントル数を合わせられず、温度場は相似できていない。一方、下向き換気では換気回数が少ない条件から混合状態に達し、温度成層が消滅する。そこで本実験で得られた上下温度分布を、条件に近い置換換気の実際の室の実験で得られた既存の研究の上下温度分布と比較し、本実験の妥当性を検討した。ここで用いた既存の研究の測定条件を出典^{16), 17), 18), 19)} とともに表-1 の(1)から(6)に示す。これらの測定の発熱体は、(1), (2), (4), (5)は発熱体に人体が含まれ、他は人体に発熱量を合わせた円筒または角柱である。室内には電灯、事務機など他の熱源も存在し、壁面温度も室温と異なり、壁面に沿う対流も存在した。特に(4)は銀行の執務室における実測で低温の窓面からの降下気流があり、給気温度よりも室下部空気温度は低くなっていた。他の測定は実験室で行われた。またこの表の(7)~(10)は本実験の相似則適用前の室の原寸法等を示す。これらに対応する上下温度分布を、天井高さを基準に正規化し縦軸とし、排出温度と吹き出し温度との差を基準に正規化し横軸として、図-1 に示す。既存の測定における結果は空気温度が高さと共にほぼ直線的に上昇していた。測定(1)、(2)、(3)の床直上におけ

る温度の不連続は照明などの放射熱の影響と思われる。本実験では温度は下部ではほとんど上昇せず、ある高さから急に上昇し、この間に明確な差が存在した。実際の室内と本水槽実験の上下温度分布のこのような差は、一部は前者では人体以外にも熱源が存在し、自然対流と放射の両方で上下差が縮小されたこと、後者では壁温が給水温と同じで、下部には自然対流源は人体モデルしかなかったこと、放射熱の影響を含められないことなどが影響したと思われる。しかし、プラントル数が合っていないことの影響が最大の原因と思われる。

上下温度分布の差から見てプラントル数を合わせられなかったことの影響は大きく、人体周辺自然対流の影響を過大評価する危険性を含むが、本研究の目的である人体周辺自然対流と室内気流の競合状態の検討、特に人体周辺自然対流の上向き換気と下向き換気への影響の仕方の差異とレイノルズ数の影響の検討に関してはある程度までの傾向を求められるものと思われる。

本実験では、人体発熱モデルの表面温度を決定することが困難だったので、表面-流体間の温度差の代わりに、人体発熱モデル表面における単位面積当たりの熱流束を用いて修正グラスホフ数 Gr^* によって相似条件を合わせた。人体の平均体表面積 1.55 m^2 で、座位の軽作業を想定した時の顕熱放射量を 75.6 W (48.8 W/m^2) とし、そのうち 40% 、 30.2 W (19.5 W/m^2) が対流成分として空気に直接伝えられると仮定して、

$$Gr^* = \frac{g \beta q_m x^4}{k v^2} \quad \dots\dots(4)$$

ここで g : 重力加速度 $[\text{m/s}^2]$
 β : 体積膨張係数 $[\text{K}^{-1}]$
 q_m : 表面の熱流束 $[\text{W/m}^2]$
 x : 高さ $[\text{m}]$
 k : 熱伝導率 $[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$

により、発熱モデルの発熱量を決定した。

座位の人体周辺に生じる自然対流は床上約 0.5 m までは層流域に、これ以上では遷移域に属する。また本実験で吹き出し口におけるレイノルズ数は最大が給気口 1 個使用時で、換気回数 8 回/h のとき、約 20000 であるが、給気口が 2 個の時や、拡散板を設けたときにはレイノルズ数が 2000 以下の実験が多かったので、グラスホフ数およびレイノルズ数の相似計算には(分子)動粘性係数を用いた。

2.2 熱直接排除率 η_d について

本実験では、実験結果の評価指標として、熱直接排除率と給水バイパス率を用いて、実験結果を検討した。熱直接排除率は特に上向き換気時に居住者が発生する熱が上昇流となって室内に拡散する前に排気口に吸込まれる現象を表現するのに用いる。熱直接排除率の概念を図-2 に示す。温度成層が顕著な水槽からの排出水は温度の異なる水が混ざり合い時間的に安定せず、排出水温の平均値を求めることが困難であった。そこで水槽内の 48 の測定点の温度を用いて、槽内平均温度を求め、これを用い

換気効率に対する人体周辺対流の影響の水槽実験について(第1報)

て槽内の熱平衡式を次のように作成した。換気が行われた部屋において、人体からの放散熱の一部は排気口から直接排除される。その全体の発熱量[W]に対する割合を η_d と仮定すると、残り熱量の $(1-\eta_d)W$ が室内空気温を上昇させる。これにより、微小時間 dt に室内空気温が T_r から T_r^* に変化すると考えると、部屋内の熱収支は次のように表される。

$$c\rho VT_r^* = c\rho VT_r + (1-\eta_d)Wdt + c\rho QT_i dt - c\rho QT_r dt \quad \dots\dots(5)$$

ここで c : 流体の比熱 [J/(kg·K)]
 ρ : 流体密度 [kg/m³]
 V : 部屋の容積 [m³]
 W : 人体の発熱量 [J/s]
 Q : 出入口での流量 [m³/s]
 T_r : 室内流体の平均温度 [K]
 T_i : 給気口流体の温度 [K]

(5)式を書き直すと、次のようになる。

$$c\rho V(T_r^* - T_r) = (1-\eta_d)Wdt + c\rho QT_i dt - c\rho QT_r dt \quad \dots\dots(6)$$

ここで、 $(T_r^* - T_r)$ を dT に書き換え、両辺を dt で割ると、次式のような微分方程式が得られる。

$$c\rho V \frac{dT}{dt} = (1-\eta_d)W + c\rho QT_i - c\rho QT_r \quad \dots\dots(7)$$

微分方程式(7)を T_r について解き、さらに、 $t=0$ の時、 $T_r = T_i$ という初期条件を代入すると

$$T_r = T_i + \frac{(1-\eta_d)W}{c\rho Q} (1 - e^{-\frac{Q}{V}t}) \quad \dots\dots(8)$$

が得られる。

(8)式を熱直接排除率について解くと

$$\eta_d = 1 - \frac{c\rho Q(T_r - T_i)}{W(1 - e^{-\frac{Q}{V}t})} \quad \dots\dots(9)$$

となり、室使用開始後 t 時間における η_d はその時の水槽内の平均水温 T_r から求められる。

本測定では排出温度を用いられなかったため、排出温度は水槽内平均温度に等しいと仮定した。この結果、温度成層が強く排出温度が水槽内平均温度より高い場合、仮定より多くの熱量が排除され、仮定した直接熱排除率が1を越えて算出されることがあった。

2.3 給水バイパス率 η_b について

図-3のように、吹出し流量 Q を二つに分けて考える。部屋内の人体放散熱を吸収せず、直接排気口へ到達する給水の一部(バイパスする部分)を Q_1 、周辺流体への混合する部分を Q_2 とする。下向き換気のように給水が天井付近の水温より低い場合に、バイパスする部分は顕著になるので、下向き給水では、この値が効率を表現するのに適切となる。 dt 時間に室内空気温が T_r

から T_r^* に変化すると考えると、部屋における熱収支を次のように表せる。

$$c\rho VT_r^* = c\rho VT_r + Wdt + c\rho QT_i dt - c\rho QT_r dt \quad \dots\dots(10)$$

また、吸込口での熱収支を考えると、次の式が得られる。

$$c\rho QT_r dt = c\rho(Q_1 T_i + Q_2 T_r) dt \quad \dots\dots(11)$$

式(11)を変形すると

$$T_r = \frac{Q_1 T_i + Q_2 T_r}{Q} \quad \dots\dots(12)$$

ここで T_r : 排気口での空気温度 [K]

式(12)を(10)に代入し、式(10)を T_r に関する微分方程式として、 T_r について解き、かつ $t=0$ の時、 $T_r = T_i$ と言う境界条件を代入すると下式が得られる。

$$T_r = T_i + \frac{W}{c\rho Q_2} (1 - e^{-\frac{Q_2}{V}t}) \quad \dots\dots(13)$$

式(13)に T_r の実測値を代入し、ニュートン法で、 Q_2 を求める。 Q_2 が求まると、給水バイパス率 η_b は定義から次式で表わされる。

$$\eta_b = 1 - \frac{Q_2}{Q} \quad \dots\dots(14)$$

なおこの項は次報以後で用いる予定で、本報では使わないが、ここで示した。

2.4 熱直接排除率と給水バイパス率について

水槽内平均温度を表す式(8)と(13)において、経過時間が充分に大きくなると、つまり、 $t \rightarrow \infty$ と置くと、熱直接排除率 $\eta_{d\infty}$ と給水バイパス率 $\eta_{b\infty}$ との関係は次のようになる

$$\eta_{d\infty} = 1 - \frac{1}{1 - \eta_{b\infty}} \quad \dots\dots(15)$$

これは熱直接排除率 $\eta_{d\infty}$ が0に近い時、給水バイパス率 $\eta_{b\infty}$ も0に近づき、どちらか一方が1に近い時、他方は負の大きな値を持つことを示す。

2.5 温度差の無次元化について

各換気回数の実験結果を比較するために、槽内各部に生じる温度と給水温度との差を次の方法で無次元化した。無次元化基準温度差は各換気回数において、完全混合を仮定した時の実験開始後無限時間(∞ 時間)を経過時の平衡温度を採った。これは式(8)において熱直接排除率 η_d を0と置き、時間 t に無限大を代入して得られる T_r と T_i の差 ΔT である。下式のように各測定点の水温と給水温との差を ΔT で割った値を無次元温度差とした。

$$\theta = \frac{T_r - T_i}{\Delta T} \quad \dots\dots(16)$$

3. 実験装置及び実験方法

3.1 実験装置

以上の条件から水槽の縮尺を実室の寸法の1/5として、床面4360×2140mmで天井高2400mmの部屋のモデルを厚さ13mm

の亚克力板で作成した²⁰⁾。その平面図及び断面図を図-4に示す。この実験では、空気流を水流に置き換えて実験するが、ここで用いる名称は空気の場合の名称、例えば、模型水槽の流入口と流出口をそれぞれ実際の室の給気口と排気口を用いて表す。

開口部として床に設けた2ヶ所(それぞれ短軸の中央、長軸の1/4の位置と3/4の位置に位置する)と天井平面の短軸の中心、長軸の左端から1/4の位置に配置された1ヶ所、計3ヶ所の直径39.4mmの円形開口がある。上向き換気実験では、床の開口が給気口、天井の開口が排気口となる。人体モデルは椅子座位の人体の標準高さ1280mm、体表面積を1.55㎡として1/5に縮尺し、最も近い寸法の直径75mmの塩ビ管を芯に利用した。発熱には直径0.32mmのニクロム線を128回巻き、これを8回路に分割して、約100Vの電圧により発熱させた。本実験中給水温度は20~25℃の範囲だった。高温では水の粘性は低下するので、Gr数を合わせるために必要な発熱モデルの平均表面温度約45~42℃程度だったと推定される。模型水槽内において、温度測定点は図-4に示すように、平面の長辺方向で壁から1/4の線上4ヶ所で行った。各測定点では、12ヶ所の高さで温度を測定した。水温測定は、銅-コンスタンタン(Cu-Co)熱電対を使用した。熱電対からの信号は、コンピューターで制御されたリレーユニットを備えたデータロガーにて測定され、記録された。本実験で使用したデータロガーの温度測定精度は0.1℃であった。モデルの発熱が効率よく除去される条件の実験においては、水温の上昇が1℃程度で充分でなく、効率計算の精度が低く、結果がやや不確実となった。

本報告では、自然対流発生源である人体と天井に設置される排気口との鉛直方向の位置関係が換気対象の排除にどのように影響を与えるかの実験結果を報告する。この実験では、モデル1体を用い、その位置は平面上の短軸の中央、そして長軸の左端からそれぞれ1/4、1/2、3/4の位置に順次移動して設置した(図-4)。上向き換気の床給気の給気口として床に設けた2ヶ所の直径39.4mmの円形開口上に床面より10mmの間隔をおいて一辺の長さ100mmの正方形アルミ板(厚さ1mm)(以下拡散板と称する)を取り付け、水流が床面に平行になるようにした。天井にある排気口を円形開口そのままの場合と、天井から15mmの間隔を置いて、床面と同じ寸法の拡散板として取り付けた場合とで実験を行った。

3.2 実験方法

換気によって室内に生ずる強制対流と人体周辺に生ずる自然対流(常に上向き)の競合関係を検討するための予備実験として、人体モデルと排気口の相対的位置関係による熱排除効率の変化を調べた²¹⁾。

実験を行った換気回数は1~8回/hであるが、流れの様子を観察していて、混合状態に達した場合、それ以上の換気回数の実験は行わなかった。換気回数の調節は、給水側と排水側にそれぞれ図-5のように水槽を設けて、両者の水位差によって行っ

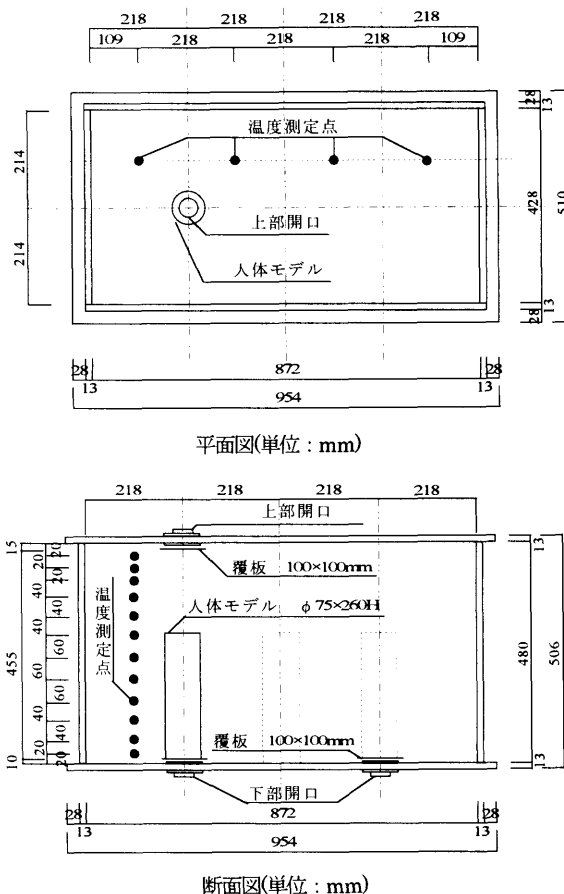


図-4 模型水槽の平面図と断面図(単位: mm)

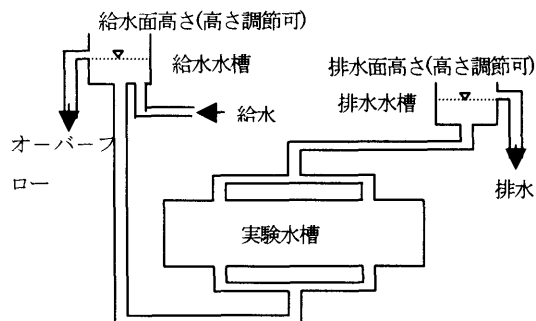


図-5 水流量の調節方法

た。給水側の水槽には充分な量の水道水を供給し、この水槽のオーバーフロー水面を微調整で水位を設定した。排水側の水槽は実験水槽からの排水が流入するが、この水槽のオーバーフロー水面をやはり微調整し、両水槽の水位の差によって、実験水槽を流れる水量を安定させた。

1 測定は実室の2時間に相当する時間内の6分間隔の温度変化を記録した。実験開始時まで、水温と給水量が安定していることを確認してから、ある部屋の使用開始と同時に使用者が入室することを想定し、開始時に相当する時刻から人体発熱モデルの発熱を開始した。

実験給水温度は実験の時期によって、20~25℃であったが、実験中の給水温の変化は1℃以下であった。各実験で、開始時の

換気効率に対する人体周辺対流の影響の水槽実験について(第1報)

水温に従って、モデルの発熱量は式(6)に従って微調整した。実験中、実験室温と給水温の差は最大 2°C であった。人体モデルの発熱量に対して、水槽壁から実験室空気へ流出する熱量は数パーセント以下であった。このため、以下の換気効率の計算には水槽壁からの熱損失を無視した。実験中人体モデルの口に相当する位置からインクを注入し、流れの様子を観察し、また写真撮影した。

4. 実験結果

以下で、実験条件は排気口に拡散板なし(記号 A)、拡散板あり(記号 B)、発熱モデル位置左(記号 L)、中央(記号 C)、右(記号 R)をそれぞれの記号で示す。

モデルの発熱による水槽内温度変動の例を図-6~8に示す。図-6は排気口が円形開口のまま、図-7は排気口前面に拡散板を取り付けた場合で、両実験とも、モデルは床中央に配置し、換気回数は3回/hである。凡例の数字は実室における床からの高さを示す。円形開口のままの実験では、上部2カ所の測定点の無次元温度差がほぼ実験時間全体にわたって1ないし1.5の間で変動し、下部9カ所の測定点の温度差はほとんど上昇しなかった。排気口前面に拡散板を設けた実験では上部2カ所の温度が実験時間の進行につれて、上昇傾向を示し、最後の30分間には約1.6に上昇した。下部の温度は給水温からほとんど上昇せず、測定終了間際にはやや低下した。これは給水温の終了間際における低下のためである。両実験とも高さ2.10mの測定点の温度上昇は約0.6で、ほぼ同じであった。両実験とも上部と下部で明確な温度成層をなし、高さ1.9m以下の測定点では水温がほとんど上昇せず、この領域は熱に汚染されないことが示された。上部2測定点では完全混合時の水温より高く、床上1.9m以下の測定点ではこれより低くなることが示された。このことから上向き換気で成層が維持される時には室内居住域の汚染物濃度は完全混合時よりも低くなるものと思われる。水槽内全体の平均水温から算出した熱直接排除率の実験時間全体の平均値は、円形開口で0.83、拡散板付きで0.80と前者の方が熱を効率よく排除していた。図-8は図-7と同じ換気口形状およびモデル位置で、換気回数を8回/hに増加した場合の各測定高さにおける温度変動を示す。この条件では平均水温が完全混合の場合の水温変化に従って、指数関数的に上昇した。しかし、高さ2m以下では完全混合の温度変化のやや下部で変動したが、高さ2.10m以上では完全混合の温度より上部で激しく変動しながら上昇傾向を示した。

図-9は各実験の開始から終了までの無次元温度差の全測定点および全測定時間の平均値の換気回数による変化を示す。どの実験条件でも換気回数8回/hでは平均値はほぼ1となった。これはほぼ完全混合状態にあることを示す。換気回数1回/hでは平均値は0.955ないし0.970と完全混合より低い値となった。排気口が円形開口のままの条件では、モデルが排気口直下(左側)にあるとき約0.955を示し、モデルの位置が中央および右

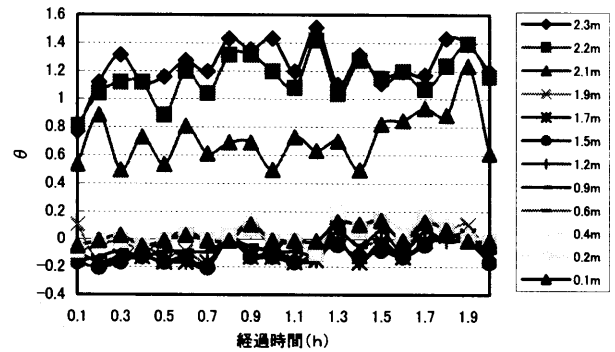


図-6 3回/h時各高さの無次元温度差の時間的変化(ACの場合)

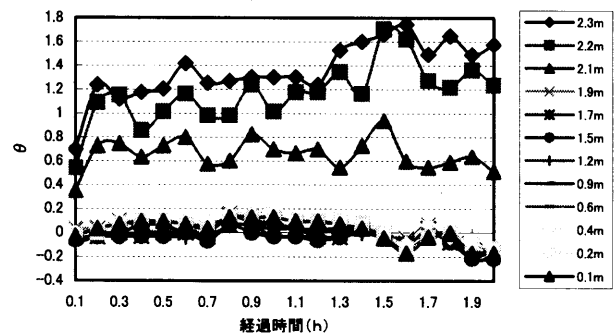


図-7 3回/h時各高さの無次元温度差の時間的変化(BCの場合)

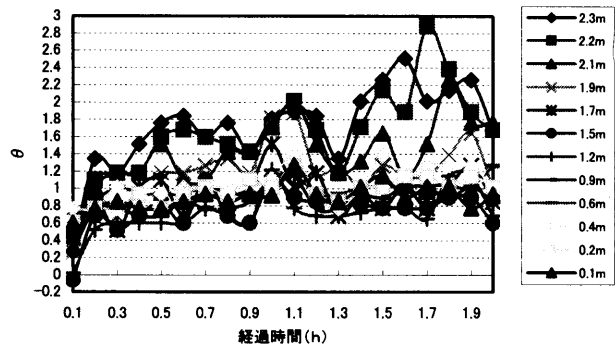


図-8 8回/h時各高さの無次元温度差の時間的変化(BCの場合)

側では約0.97であった。排気口前面に拡散板を取り付けた実験ではモデルの位置には余り影響を受けず、0.955と0.960の間であった。換気回数が2ないし6.5回/hでは平均値はほぼ直線的に増加した。

図-10は排気口が円形開口でモデルを中央に設置した時の熱直接排除率の時間変動を示す。換気回数1および2回/hの実験ではモデル周辺の自然対流が天井に達し、薄く拡散し、その大部分が直接排除されて、水温上昇にほとんど関与しなかったため、直接排除率は1またはそれよりやや大きい値となった。この温度上昇は測定精度が不十分なため、現実的には1を越えることはないはずの実験である。換気回数4回/hを超えると各

換気回数ごとに実験時間中はほぼ一定の熱直接排除率を示し、その平均値は換気回数の増加に従って低下した。換気回数 8 回/h では-0.3 ないし+0.2 の間で変動した。換気回数が大きかったり、熱が効率よく排除される場合、水温上昇が僅少で、測定精度が不十分のため、値がばらつき、負の値も表れた。

図-11 および 12 はそれぞれ排気口に拡散板なしの場合とある場合の実験時間内平均熱直接排除率の換気回数による変化を示す。拡散板がない場合、発熱モデルが排気口直下にある時、特に換気回数が 3~4 回/h の時、大きな熱排除率を示した。しかしモデルが右側の時には値が低下し、モデルが中央の時には、換気回数 1 回/h を除いて、さらに低下した。拡散板がある場合には各換気回数に於ける熱直接排除率の大きさの順序のモデル位置による差は、拡散板のない場合と同じであったが、その大きさの差は縮小した。モデルが中央にあるとき、右側にあるときよりも値が低下した。この時、注入したインクの流れの観察では、自然対流が天井に衝突した後、天井に沿って拡散したが、その内、排気口と反対側に流れた分が天井に密着した薄い層として滞留していた。

5. 結論

自然対流に運ばれる換気対象の流れと排除効率を測定するための手段として、1/5 縮尺による水槽モデルによる実験を試みた。人体モデルの発熱を電熱で類似させる場合、電気絶縁にやや困難があったが、この分野の技術的進歩により、この方法は居住者が発生する自然対流の影響を検討する手段となりうると思われる。水槽実験では、温度成層を成した場合の室内各面の放射熱交換を類似出来ないが、実験装置の小型化、時間の短縮などの利点がある。実室の実験では換気供給空気温度の制御に高い精度が要求され、また自然対流により生じる温度が小さいため、温度測定にやや困難があるが、本方法では温度差が拡大されるため、測定精度は上昇する。

予備実験として、自然対流の発生位置と、排気口の位置の関係および、排気口の形状の影響を調べた。自然対流が直接、排気口に到達し、吸い込まれるような配置では熱直接排除率は大きくなったが、排気口がモデルの直上にない場合や、排気口前面に拡散板がある場合には、位置の相対的關係は熱直接排除率の変化が 0.2 ないし 0.3 となることが分かった。

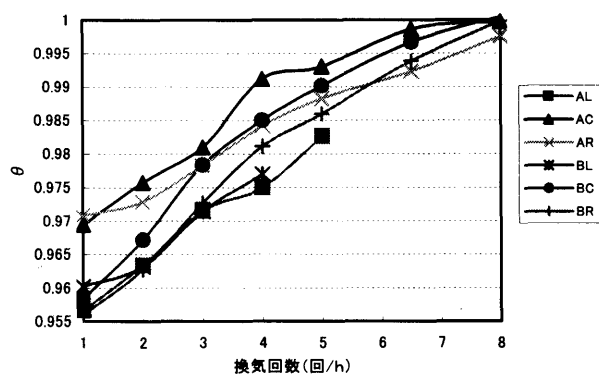


図-9 換気回数ごとの各ケースの無次元平均温度差

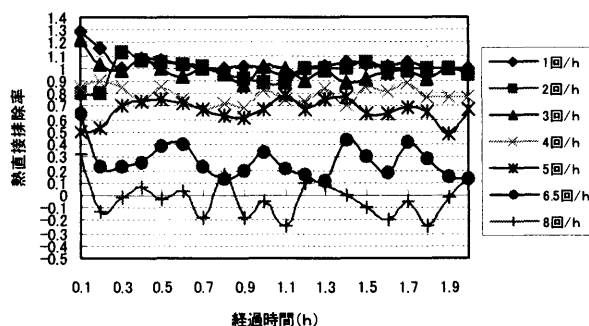


図-10 換気回数ごとの熱直接排除率の時間的变化(AC の場合)

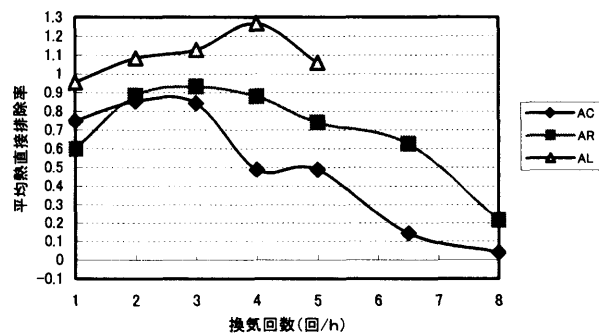


図-11 各換気回数の平均熱直接排除率(排気口に拡散板なし)

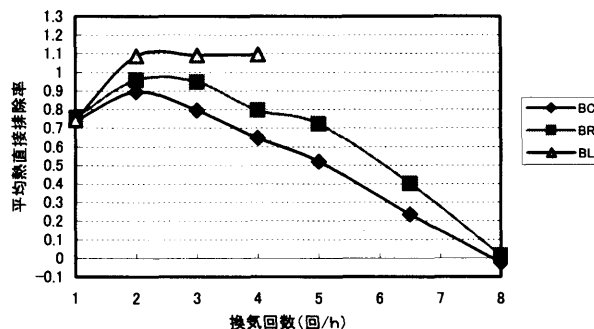


図-12 各換気回数の平均熱直接排除率(排気口に拡散板あり)

換気効率に対する人体周辺対流の影響の水槽実験について(第1報)

参考文献

- 1) 前田和彦他: 関西地区における高断熱高気密住宅の室内環境と消費エネルギーに関する研究、その2熱負荷計算結果とエネルギー消費量の比較検討、建築学会大会学術講演梗概集D-2, 1999, pp. 59-60
- 2) ASHRAE: ASHRAE Handbook of Fundamentals, 1977, p. 25. 4
- 3) Homma, H.: Examination of free convection around occupant's body caused by its metabolic heat, ASHRAE Transactions vol. 94, pt. 1, 1988, pp. 104-124
- 4) Mundt, E.: The performance of displacement ventilation systems; bulletin No. 38, Department of building services engineering, the Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 1996
- 5) Yaglou C. P. and Witherridge W. N.: Ventilation requirements (part 2). ASHVE transactions, No. 1068, vol. 42, 1936, pp. 423-436
- 6) Lewis, E. et al: Aerodynamics of the human microenvironment, the Lancet, 28 June, 1969
- 7) Svensson, A. G. L.: Nordic experiences of displacement ventilation systems, ASHRAE Transactions vol. 95, part , 1989, pp. 1013-1017
- 8) Skaret, E. & Mathisen, H. M.: Ventilation Efficiency - A Guide to Efficient Ventilation, ASHRAE Transactions vol. 89, part II B, 1983, pp. 480-495
- 9) Olesen, W. B., Koganei, M. Holbrook, G. T. & Woods, J. E.: Evaluation of a vertical displacement ventilation system, Building and Environment, vol. 29, No. 3, 1994, pp. 303-310
- 10) Seppanen, O., Fisk, W. J. Eto, J. & Grimsrud, D. T.: Comparison of conventional mixing and displacement air conditioning and ventilating systems in U.S. commercial buildings, ASHRAE Transaction vol. 95, part 2, 1989, pp. 1028-1040
- 11) 加藤信介、小林光、村上周三: 不完全混合室内における換気効率・温熱環境形成効率評価指標に関する研究、空気調和・衛生工学会論文集 No. 69, 1998. 4, pp. 39-47
- 12) Yuan, X., Chen, Q., Glicksman, L. R., Hu, Y. & Yang, X.: Measurements and computations of room airflow with displacement ventilation, ASHRAE Transactions, vol. 105, pt. 1, 1999, pp. 340-367
- 13) Melikov, A. K. & Nielsen, J. B.: Local thermal discomfort due to draft and vertical temperature difference in rooms with displacement ventilation, ASHRAE Transactions vol. 95, part 2, 1989, pp. 1050-1057
- 14) Nielsen, P. V.: Velocity distribution in a room ventilated by displacement ventilation and wall-mounted air terminal devices, Energy and Buildings, vol. 31, 2000, pp. 179-187
- 15) 中村泰人他: 新建築学大系10 環境物理, 彰国社 1984, p. 200
- 16) Brohus, H. and Nielsen, P. V., 1994, Contaminant distribution around persons in rooms ventilated by displacement ventilation, Proceedings of RoomVent' 94, Cracow, Poland, 1994
- 17) Mundt, E., 1994, The performance of displacement ventilation systems, Bulletin No. 38, Department of building services engineering, Royal institute of technology, Stockholm, Sweden
- 18) Holmberg, R. B., K. Folkesson, L. G. Stenberg and G. Jansson, 1987, Experimental analysis of office room climate using various air distribution methods, Proceedings of RoomVent' 87, S-2a, Stockholm, Sweden
- 19) 藤田尚志、酒井寛二、鎌田元康: 床吹き出し空調システムにおける室内温度プロファイルの予測 床吹き出し空調システムに関する研究 その1、日本建築学会計画系論文集 第498号、pp. 57-63、1997. 8
- 20) 三浦大輔他: 人体放散熱の換気による排除過程の水槽実験 その3、日本建築学会大会学術講演梗概集、1997. 9, pp. 569-570
- 21) 張遠群他: 人体放散熱の換気による排除過程の水槽実験 その7、日本建築学会東海支部研究報告集, No. 38, 2000. 2, pp. 417-420

(平成12.6.21原稿受付)

Effect of Metabolic Heat of Occupant in A Water Tank Ventilation Effect Test Part 1 Effect of Relative Locations of A Body and Evacuation Openings

By Lin-wei Zhang^{*1} and Hiroshi Homma^{*2}

Key Words: Natural Convection, Locations of Outlet, Shape of Outlet, Temperature Stratification, Direct Heat Evacuation Ratio

The movement of occupant's body odor in a ventilated room is influenced by the natural convection caused by occupant's metabolic heat dissipation. This effect was examined experimentally using a scale contracted water tank and heated cylindrical model of an occupant. The water tank was a model of a room which was contracted to 1/5. The Grashof number of the heated model was equalized to attain the same natural convection to an occupant, and the Reynolds number of the

water flow was equalized to attain the same forced water flow to the object room. Direct heat evacuation ratio and supply water bypass ratio were introduced to evaluate the ventilation efficiency. The effect of the relative positions of the outlet and the model was examined as a preparatory experiment. A high direct heat evacuation ratio was found in the arrangement, where the natural convection arrived directly to the outlet, and the shape of the outlet had a form to catch the natural convection exclusively. The direct heat evacuation ratio varied slightly in the other arrangements.

(Received June 21, 2000)

*1 Graduate School of Engineering, Toyohashi University of Technology

*2 ProFessor Ph.D., Toyohashi University of Technology, member