

変風量制御に対応したコアンダ空調システムの研究 実大実験による熱的快適性評価

五十嵐 瞳*¹ 秋元 孝之*²
平須賀 信洋*³ 加藤 駿*³
坂本 裕*¹

この研究テーマは、省資源で省エネルギーな空調システムを開発することを目的としている。コアンダ効果とは、滑らかな平面に平行に気流を吹出すと、その気流がより遠くまで届くという物理現象である。この空調システムでは天井面と平行な気流を壁の上部から吹出し、その気流だけで部屋全体の空調を行うことができるため、天井内のダクトや天井吹出口が不要となり、その分だけ階高・コストを削減することが可能となる。

また、コアンダ効果は、空調の省エネ運転などで吹出し風量が変わると、気流が届く距離も変わってしまうが、この空調システムでは吹出し風量が変わっても気流が届く距離が変化しないような吹出口を開発し、システムに組み込んでいる。

今回の論文では、空調の吹出し風量が変化した場合に、部屋の温度・風速や、部屋の中にいる人の快適性に影響がないかを調べるため、実大スケールの部屋の模型を使って実験を行い、部屋内の温度・風速分布の測定や、在室者に快適性のアンケート調査を行った。その結果、吹出し風量が変化しても、大きな温度ムラや強い気流は室内に発生せず、在室者の快適性への影響も少ないことが確認できた。

1. はじめに

空調システムの構築に必要な設備部材を削減することのできる空調方式として、コアンダ効果を利用したダクトレス空調システムがあげられる。コアンダ効果は、Henri Marie Coandă によって発見されたものであり、流体が平滑な面に付着して移動する現象として知られている。コアンダ効果を利用したダクトレス空調システム（以下、コアンダ空調システム）とは、壁面から天井面と平行に吹き出した空気がコアンダ効果により天井面に沿って流れる性質を利用して、ダクト設備を使わず空気を搬送する空調システムである。コアンダ空調システムは、これまで空港¹⁾や工場²⁾など様々な用途の建物で採用実績がある。

テナントオフィスビルの場合、コアンダ空調システムを導入すると、天井裏の設備スペースを縮小することができ、階高を抑制しフロア数を増やすことでレンタル比の増加が図れる利点もある。さらに、建物利用者の健康性、快適性の維持・増進を支援する建物を評価するツールである CASBEE・ウェルネスオフィス³⁾ の評価項目では、一定値以上の天井高と屋外情報を得られる窓が設置されていることでリフレッシュできる空間を提供でき

るとしており、新築のみならず、改修工事においても天井高の確保により健康性・快適性の向上も期待できる。一方で、オフィスビルでは変風量制御が省エネルギー技術として主流となっており、これに対応できる必要がある⁴⁾。従来のコアンダ空調システムでは風量を低減すると到達距離不足が懸念され、室内環境が維持できない恐れがある。コアンダ空調システムをオフィスビルに適用した例^{5) 6)}もあるが、いずれも変風量制御を想定した測定やシミュレーションを行っているものの、積極的に変風量制御に対応しているとは言えない。

そこで、変風量に対応した空調システムとするため、Fig. 1 および Fig. 2 に示すような、内部の羽根で開口面積が可変である吹出口を用いたシステム⁷⁾を開発した。



Fig.1 Autonomous air velocity constant⁷⁾

*1 三菱冷熱工業㈱

*2 芝浦工業大学建築学部建築学科 教授・博士(工学)

*3 ㈱三菱地所設計

SHINRYO CORPORATION

Prof., Shibaura Institute of Technology, Ph.D.

MITSUBISHI JISHO DESIGN INC.

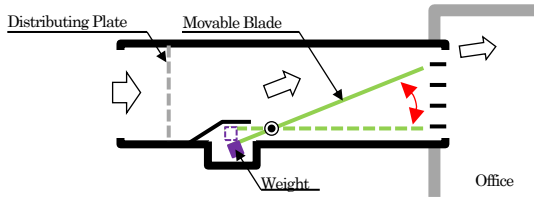


Fig.2 Overview of autonomous air velocity constant outlet

この吹出口を用いることで小風量時でもより遠方まで空調空気が到達し、効率的に室内全体を空調することができる。Fig.3 に変風量制御に対応したコアンダ空調システム（以下、変風量コアンダ空調システム）の概要を示す。

本研究では、オフィスビルの経済性・省エネルギー性を満たす変風量コアンダ空調システムの有効性検証を目的として、変風量制御でとくに課題が出やすいと想定する小風量時・大風量時に着目して実験を行った。変風量コアンダ空調システムは変風量に対応したシステムであり、風量の増減に合わせて可動羽根が滑らかに追従する機構であるが、今回は変風量制御下で発生する風量条件を再現するように、大風量または小風量に固定して実験を行った。なお、風量は変風量制御に見合った室内発熱条件下において決定した。

まず、小風量時は吹出空気直進方向の延伸は確認されているものの、左右方向への拡散性や居住域への降下などを考慮すると温度分布の均一化に不利な可能性があること、大風量時は空調空気が天井から離れ居住域に侵入する領域でドラフトが生じ、不快な環境を形成しやすい可能性があることが課題と考え、実大規模実験による温熱環境測定により、温度分布の定量的な評価を行った。次に、気流の影響が出やすい大風量時において被験者実験を行い、熱的快適性の評価を行った。これらの結果を報告する。

2. 可動羽根による吹出空気直進方向の延伸

可動羽根が空調空気の到達距離に与える効果を確認するため、窪田の式（式(1)）⁸⁾により天井面に付着して流れる距離（剥離距離）を算出した。Fig. 4 に概要図を示す。

$$\frac{x_{max}}{h \times K_p} = 0.66 \times \left(\frac{w}{h}\right)^{2/5} \times A_r^{-2/5} \quad (1)$$

ここで、

x_{max} : 剥離距離 [m]

w : 吹出口の幅 [m]

h : 吹出口の高さ [m]

K_p : 吹出口定数

A_r : アルキメデス数 = $g\beta\Delta t_0 h / u_0^2$

g : 重力加速度 [m/s²]

Δt_0 : 吹出温度差 [°C]

u_0 : 吹出風速 [m/s]

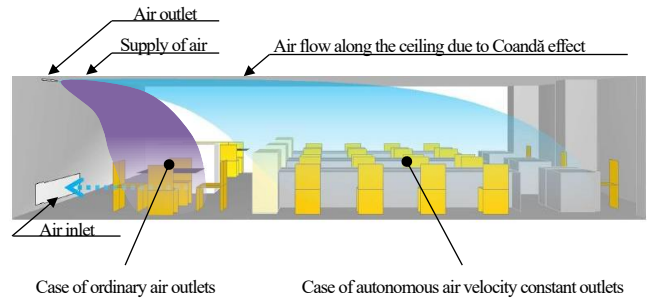


Fig.3 System overview (at low air volume)

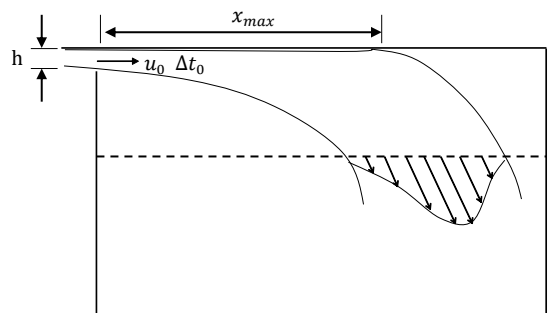


Fig.4 Overview⁸⁾

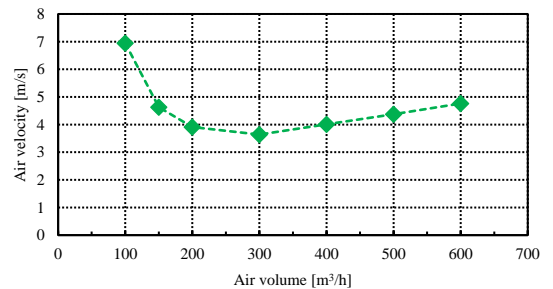


Fig.5 Correlation between air volume and air velocity (Autonomous air velocity constant outlet)

Table 1 Calculated peeling distance

Case	Air Volume	Movable Blade	Height of Outlet h	Air Velocity u_0	Peeling Distance x_{max}
L	600 m ³ /h	-	0.069 m	4.8 m/s	7.6 m
		○	0.069 m	4.8 m/s	7.6 m
M	300 m ³ /h	-	0.069 m	2.4 m/s	4.3 m
		○	0.046 m	3.6 m/s	5.5 m
S	150 m ³ /h	-	0.069 m	1.2 m/s	2.5 m
		○	0.018 m	4.6 m/s	5.6 m

※Width of outlet $w=0.5$ m, Centerline velocity constant: $K_p=4.3$, Temperature difference: $\Delta t_0=8.0$ °C

Table 2 Specifications of the full-scale test room

Dimensions	13.0 m × 5.80 m × 2.85 m
Architectural Material	42mm Insulation Panels
Interior Decoration	(Floor) Carpet (Walls, Ceiling) Paint application
AHU	Maximum Air Volume: 3,000 m ³ /h Cooling Capacity: 22 kW
HEX	Heat Exchange Amount: 5.0 kW Heat Transfer Area: 0.82 m ²

変风量コアンダ空調システムの剥離距離の算出には、Fig. 5 の吹出風速の実測値を用いた。また、比較対照である汎用の吹出口高さは、大风量時に変风量コアンダ空調システムと等しい吹出口高さであると仮定して設定した。

Table 1 に可動羽根の有無による剥離距離を示す。可動羽根がない場合、剥離距離は风量(中)で 4.3m、风量(小)で 2.5m であった。风量(小)では风量(大)と比べて約 1/3 の剥離距離となった。一方、可動羽根がある場合、可動羽根がない場合と比べて风量(中)で 1.2m、风量(小)で 3.1m 剥離距離を大きく維持できていた。可動羽根の効果により、小风量時においても剥離距離を長くできることを確認した。

3. 実大規模実験室の概要

実験を行うに当たり、オフィスビル 1 スパンを想定した実大規模実験室を作成した。実験室の仕様を Table 2、概要を Fig. 6 に示す。

実験室の大きさは、奥行 13.0m × 幅 5.80m × 高さ 2.85m で、高い断熱性能を確保するため、天井・床・壁に 42mm のサンドイッチパネルを用いた。床の仕上げはタイルカーペットとし、天井・壁は白色塗装仕上げとした。

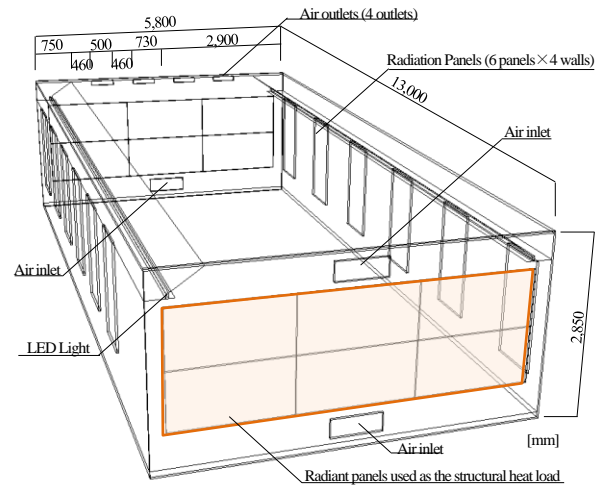


Fig.6 Outline of the full-scale test room

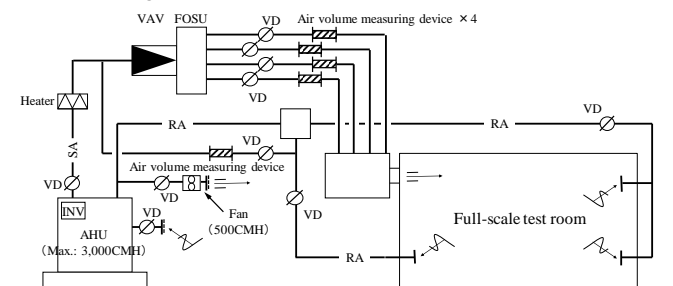


Fig.7 Diagram of duct system

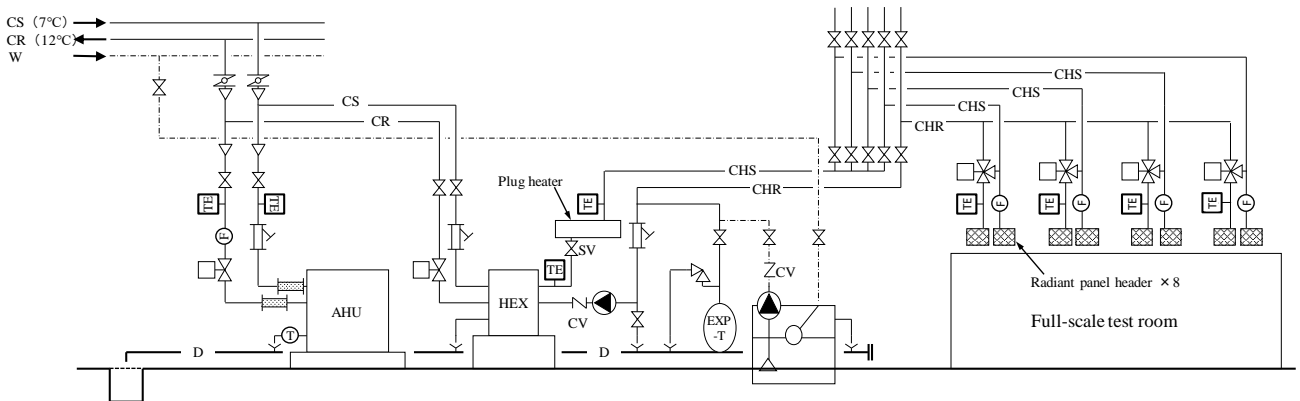


Fig.8 Diagram of piping system

Table 3 Specifications of the radiation panels

Surface	Aluminium Sheet
Thermal Insulation Material	GW-32K 25t
Refrigerant	Water
Temperature of Panel Surface	16.0-40.0 °C
Panel Area	1.62 m ² /panel
Cooling Capacity	0.099 W/m ² Indoor Temperature: 22 °C, Supply Water Temperature: 8.0 °C
Heating Capacity	0.159 W/m ² Indoor Temperature: 26 °C, Supply Water Temperature: 45 °C

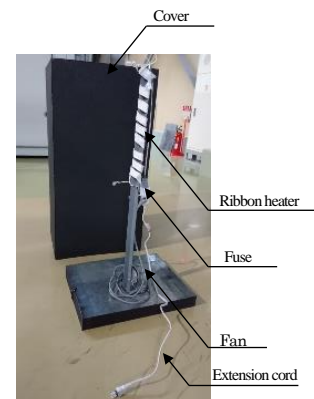


Fig.9 Outline of the simulated load of people

3-1. 空調設備

Fig. 7 にダクト系統図、Fig. 8 に配管系統図を示す。吹出温度の調整は、空調機ファン出口温度による冷水二方弁比例制御と、ダクト用電気ヒータ出口温度によるサイリスタ比例制御にて行った。空調機の吹出風量は、空調機ファンのインバータで調整した。また、前述の吹出口 4 個を壁面上部に設置した。吸込口は計 3 箇所設置し、切り替えができるようダンパーを設けた。一部ダンパーで制御できない箇所は、目張り板を用いて切り換えをすることとした。

3-2. 熱負荷の再現

構造体熱負荷を再現するため壁面に放射パネルを設置し、冷房実験時は温水を、暖房実験時は冷水を供給する仕様とした。Table 3 に放射パネルの仕様を示す。

人体発熱は Fig. 9 に示す模擬発熱体により再現した。模擬発熱体⁹⁾は、表面積が人体の平均表面積と同等となるよう設計し、内部には発熱用のリボンヒータと、内部の空気を拡散させて温度を均一とするためのファンを設置した。模擬発熱体の発熱量はスライダックにより制御し、1 体当たり顕熱量 69W に調整した。また、機器発熱にも模擬発熱体（顕熱量 200W/台）を使用した。

Fig. 10 に模擬発熱体の設置位置を示す。人体発熱は椅子の上に設置し、着座の状態を想定した。また、PC 等の機器を想定した機器発熱は机上、コピー機等を想定した機器発熱は床面に設置した。一部、機器発熱からの放射の影響をなくすため、放射避けを設置した。

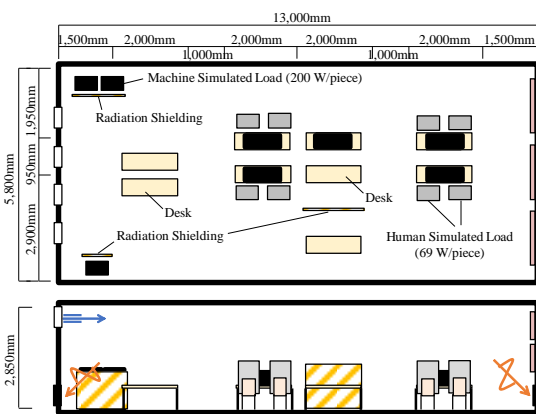


Fig.10 Installation position of simulated load

4. 小風量および大風量時の温度環境分析

4-1. 小風量時

先述のとおり、小風量時は吹出空気の拡散性が弱く、温度分布の均一化に不利であると考えられる。そこで、小風量時においても居住空間の全域を均一に空調可能か確認するため、夏季の最大想定熱負荷の約 65% (CASE-

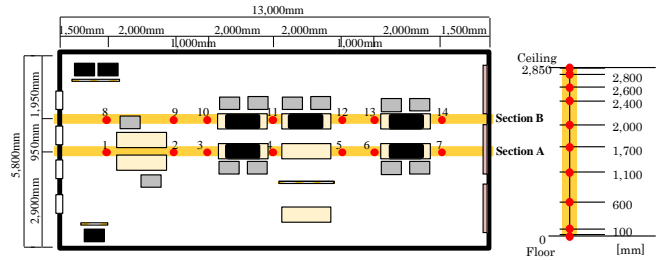


Fig.11 Air temperature measurement points

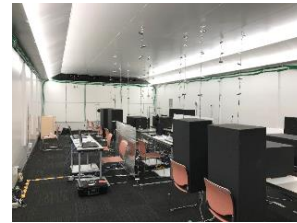


Fig.12 Experimental situation

1) と約 46% (CASE-2) の熱負荷での温度測定を行った。当実大実験室は実在する（実験時は計画中）オフィスビルの執務室 1 スパンを模しており、最大想定熱負荷は計画ビルの熱負荷計算値¹⁰⁾を設定した。吹出温度は実運用時に想定される最低吹出温度である 16.0℃とした。Fig. 11 に温度の測定点、Fig. 12 に実験風景を示す。測定には、放射パネルや模擬発熱体からの放射の影響をなくすため、アルミホイルを筒状にした放射避けを設置した熱電対を用いた。熱電対は実験室の中央断面 (Section A) と中央断面から 0.95m 離れた断面 (Section B) の 2 断面に設置し、測定高さは日本建築学会により規定されている高さ¹¹⁾を含む上下 8 点とした。ここで、ISO 7730¹²⁾は床上 0.1m と 1.1m の位置、ASHRAE Standard 55¹³⁾は床上 0.1m と 1.7m の位置での上下温度差が 3.0℃以内となることを推奨している。CASE-1 は人体発熱 12 人分 (計 0.83kW)、機器発熱 1.5kW、構造体熱負荷 0.6kW を想定した。構造体熱負荷は、吹出口の対面側の放射パネル 6 枚で模擬し、その他の放射パネルは断熱性を確保するため、設計室温と同じ温度となるよう制御した。また、CASE-2 は人体発熱の出力を止めた状態で測定した。吸込口は下部 2 箇所を用いた。Table 4 に温熱環境測定概要を示す。

Table 4 Overview of thermal environment measurement

	Supply Air Temperature	Set Room Temperature	Air Volume	Air Velocity	Heat Load*
CASE-1	16.0 °C	26.0 °C	890 m ³ /h	4.4 m/s	3.0 kW
CASE-2	16.0 °C	26.0 °C	622 m ³ /h	4.1 m/s	2.1 kW

* The structural heat load was simulated with 6 radiant panels on the wall facing the outlets.

Fig. 13 に CASE-1、Fig. 14 に CASE-2 の測定結果を示す。両ケースともに、4 個の吹出口から吹出された空

調空気は、室中央に集中して居住域に侵入する傾向がみられた。この傾向から、Section A のほうが Section B よりも居住域に温度の低い領域がみられた。居住域を F.L.+1.7m 以下の領域とした場合、居住域での最大温度差は CASE-1 で 1.3°C、CASE-2 で 1.9°C となり、風量が小さい場合でも、居住域の温度は均一に空調できることがわかった。

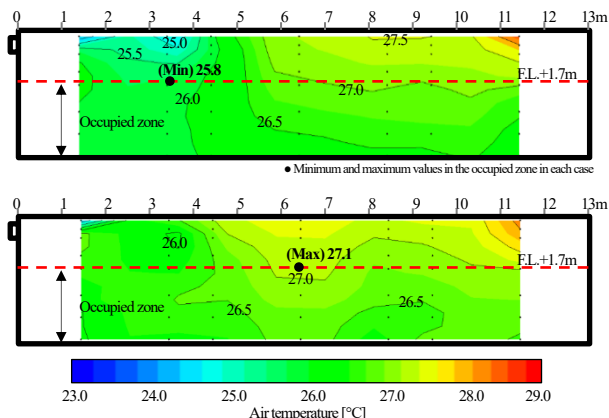


Fig. 13 CASE-1 Air temperature distribution
(Upper: Section A / Lower: Section B)

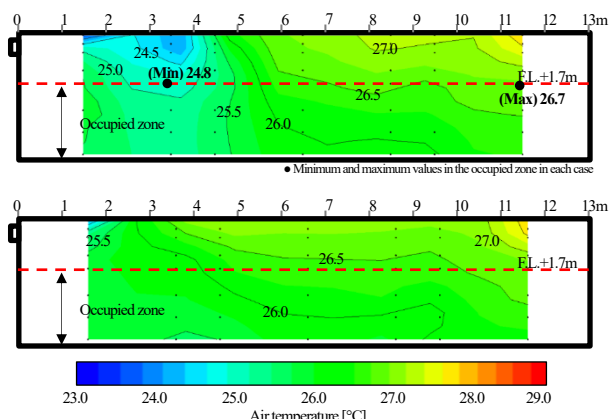


Fig. 14 CASE-2 Air temperature distribution
(Upper: Section A / Lower: Section B)

4-2. 大風量時

続いて大風量時の温度測定を行った。大風量時はとくに、空調空気が天井から離れ居住域に侵入する領域において、局所的に風速が大きくなり室温よりも冷たい空気によるドラフトが生じやすい可能性が考えられた。

Table 5 に実験条件を示す。熱負荷は夏季の最大想定熱負荷の約 80%、吹出温度は結露防止および空調機の搬送動力軽減の観点から標準的に採用される 18.0°C と設定した。吸込口は下部 2 箇所を用いた。温度測定は前項と同様に上下 8 点とし、Section A で測定した。

Fig. 15 に温度分布を示す。居住域は設計室温 26.0±1.0°C 以内で空調ができており、均一な温度環境が形成されていた。また、空調空気は居住域に到達するま

でに拡散され、室温に近い温度となって居住域に侵入することがわかった。

Table 5 Experimental conditions

	Supply Air Temperature	Set Room Temperature	Air Volume	Air Velocity	Heat Load*
CASE-3	18.0 °C	26.0 °C	1,364 m ³ /h	4.7 m/s	3.7 kW

* Structure: 317 W, Light: 576 W, People: 966 W, Equipment: 1,800 W
* The structural heat load was simulated with 6 radiant panels on the wall facing the outlets.

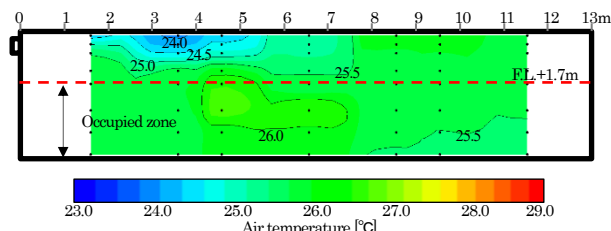


Fig. 15 Air temperature distribution (at large air volume)

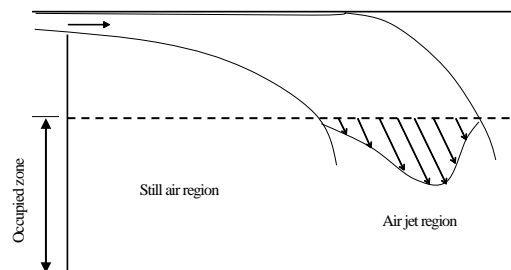


Fig. 16 Model of airflow distribution
(Still air region and air jet region)⁸⁾

5. 大風量時の気流の影響

Fig. 16 に変風量コアンダ空調システムで想定される室内環境のイメージを示す。変風量コアンダ空調システムにおいては、気流が天井から離れ居住域に侵入する噴流域とその他の静穏域に分類できる⁸⁾。前項において、温度分布は概ね均一となることを示したが、噴流域では風速が大きいことにより、不快な環境に成り得ることが懸念された。

そこで、静穏域と噴流域の各地点において、気流感を含めた快適性能評価を行った。実験はドラフトの影響が顕著である大風量時の条件にて行った (Table 5)。Table 6 に環境測定項目、Fig. 17 に測定点を示す。静穏域、噴流域の地点を Point A、Point B とした。噴流域である Point B の位置決定には、煙による気流の可視化および風速計による測定を用い、平面方向および高さ方向を含め、気流が降下する範囲を確認したうえで決定した。Fig. 18 は気流を可視化した一例であり、平面方向の天井近傍における空気の流れを示している。気流が天井から剥離した地点の真下付近が主に噴流域となっており、その範囲の中で F.L.+1.1m での風速がもっとも速かった地点を Point B として設定した。ただし、気流が天井から剥離

Table 6 Environmental measurement items

	Measurement Item	Measurement Height	Number of Measurement Points	Measurement Interval	Measuring Equipment
▲	Temperature and Humidity on a Desk	F.L.+600 mm	3	1 min	Thermo Recorder (TR-72nw)
○	Air Velocity	F.L.+1,100 mm	3	0.1 sec	Three-dimensional ultrasonic anemometer (DA-700-90T)
	Radiation Temperature			1 min	Globe thermometer

する位置においては、逆向きの気流とぶつかることで渦が発生し、気流にゆらぎが生じていることを確認した。この影響により、Point B 周辺の広い範囲で噴流域となっていた可能性がある。

風速測定は三次元超音波風速計（ソニック製 DA-700-90T）を用い、各地点の F.L.+1.1m において測定した。なお風速は、室内の温熱環境が安定していた 30 分間のうち、末尾 5 分間（25～30 分）の測定値を採用した。測定間隔は 0.1 秒とした。また、机上に ThermoRecorder（T&D 製 TR-72nw）を設置し、温湿度を計測した。グローブ温度計は各地点に 1 点設置した。

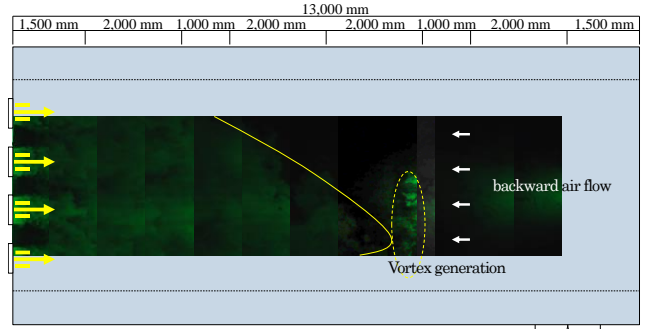


Fig.18 Air flow near the ceiling in the plane direction

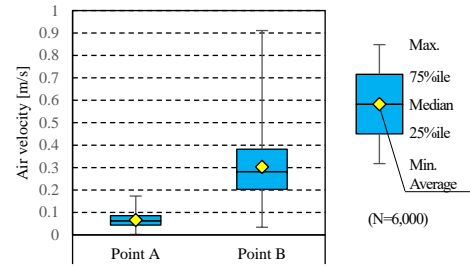


Fig.19 Variation of air velocity at each position

Table 7 Average values of thermal environment measurement

	Air Velocity	Temperature on a Desk	Humidity on a Desk	Radiation Temperature
Point A	0.07 m/s	26.0 °C	42.5 %RH	25.9 °C
Point B	0.30 m/s	25.8 °C	44.7 %RH	26.4 °C

Table 8 PMV and SET*

Amount of Clothing	Point A		Point B	
	PMV	SET*	PMV	SET*
Male 0.48 clo	0.1	24.8 °C	-0.3	24.2 °C
Female 0.53 clo	0.2	25.1 °C	-0.2	24.6 °C

Comfort Range: $-0.5 \leq PMV \leq 0.5$
 $22.0^\circ C \leq SET^* \leq 26.0^\circ C$

Table 9 DR of Point A and Point B

		Point A	Point B
t_a	Local Air Temperature	26.0 °C	25.8 °C
V	Local Air Velocity	0.07 m/s	0.30 m/s
V_{sd}	Standard Deviation of Air Velocity	0.03	0.13
T_u	Turbulent Intensity	45.1 %	43.8 %
DR	DR	2.7	28.2

Comfort range: DR < 20%

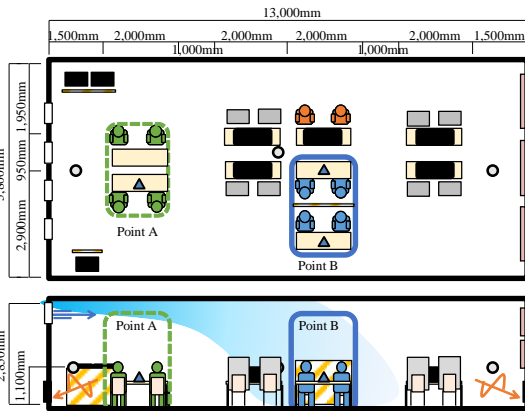


Fig.17 Measurement points

5-1. 風速測定結果

Fig. 19 に各地点における風速のばらつきを示す。最大値・最小値・平均値・中央値だけではなく、頻度も考慮できるようにパーセンタイルを用いて評価した。測定は各 Point で 2 回実施し、0.1 秒ごとに 600 秒間測定した。Point A での平均風速は 0.1 m/s 以下であり、想定したとおり静穏な環境であった。一方、Point B での平均風速は 0.3m/s で、比較的静穏な環境であると判断できるが、一時的に最大で 0.91 m/s の風速を測定した。

5-2. 快適性指標による評価

Table 7 に温熱環境の平均測定値、Table 8 に Table 7 の値から算出した男女・地点別の予測平均温冷感申告 (PMV: Predicted Mean Vote) と標準新有効温度

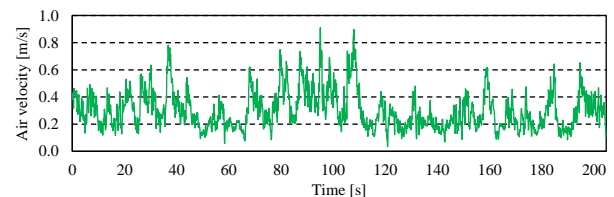


Fig.20 Time transition of air velocity (Point B)

Table 10 Subject overview

Number of People		44 people (Male: 28 / Female: 16)
Age		20 to 69 years old, student or working adult
Amount of Clothing		Male: 0.48 clo / Female: 0.53 clo
Clothing	Male	Short-sleeved shirt, inner short-sleeved shirt, socks, thin suit pants, pants, leather shoes
	Female	Camisole, short-sleeved blouse, vest, skirt, stockings, pants, sandals

(SET*: Standard New Effective Temperature) を示す。

各地点において、PMV は ISO 7730 で快適域と定める ± 0.5 以内¹²⁾ を満たしていた。また、中立温度感覚を日本人相当に補正した $22.0 \leq \text{SET}^* \leq 26.0^\circ\text{C}$ ¹⁴⁾ を SET* の快適範囲とすると、SET* も各地点において快適範囲内であった。

次に、コールドドラフトによる影響を検討するため、ドラフトによる予測不満足率[%]¹⁵⁾ (DR: Draft Rating) を用いて評価を行った。DR は式(2)のように定義される。

$$\text{DR} = \{(34 - t_a) \times (V - 0.05)^{0.62}\} \times (0.37 \times V \times T_u + 3.14) \quad (2)$$
 ここで、

t_a : 局所の空気温度 $[\text{C}]$

V : 局所の平均風速 $[\text{m/s}]$

T_u は、乱流強度[%]であり式(3)により算出される。

$$T_u = 100 \times \frac{V_{sd}}{V} \quad (3)$$

ここで、

V_{sd} : 風速の標準偏差

また、 $V < 0.05\text{m/s}$ の場合 $V = 0.05\text{m/s}$ 、 $\text{DR} > 100$ の場合 $\text{DR} = 100$ である。なお、快適域の推奨範囲は $\text{DR} < 20\%$ となる領域である。

Table 9 に DR の算出結果を示す。DR は、Point A では 2.7 で快適範囲内であるのに対し、Point B では 28.2 と快適範囲外となった。これは、Point B での風速が比較的大きいこと、またその気流が周囲空気温度よりも低いことが影響していると考えられる。

定常的な熱的快適性を評価する指標である PMV、SET* では快適範囲内であったが、非定常的にコールドドラフトを評価すると快適範囲外となることが明らかとなった。

DR が快適範囲外となった噴流域について、風速の時間的変動を確認した。Fig. 20 に Point B の風速の時刻推移を示す。風速は 1.0m/s 未満の領域で大小を繰り返しており、特定の位置に集中して強い風速が生じていないことがわかった。これは、アネモなどの拡散型の吹出口と同様に、居住域の温度よりも天井付近の空気のほうが冷たく、熱負荷のプルームの影響などで気流が不安定となり、ゆらぎやすくなっているためではないかと推測す

る。

5-3. 被験者実験による熱的快適性評価

変風量コアングダ空調システムの気流が快適性に与える影響を評価するため、噴流域と静穏域において、被験者によるアンケートを実施した。

夏期執務室を模擬した被験者実験とし、実験期間は、2018年8月20日～10月5日のうち13日間行った。また、実験は男性28名、女性16名の計44名を対象に行い、4人ずつ実施した。

5-3-1. 被験者条件

Table 10 に被験者概要を示す。被験者の服装は、クールビズ相当の着衣量 0.5 clo 程度とした。実験時の服装を Fig. 21 に示す。在室時の代謝量はオフィス執務作業を想定したタイピング作業 1.1met¹⁶⁾ 相当とした。

5-3-2. 実験手順

Fig. 22 に実験手順を示す。被験者は更衣室においてクールビズ相当の服装へ着替えた後、前室にて生活習慣・体調・属性に関する申告を行った。ここで示す前室は、実大実験室に隣接した空調された空間である。前室にて被験者には、代謝量減衰を確認したうえで、改めて代謝量条件を揃える運動として踏み台昇降運動を課した。踏み台昇降運動で代謝量を 2.1met (ものを持ち上げる等の軽作業) に合わせた理由は、気流の感じ方と代謝量の関係を確認するためである。その後、実験室へ入室した。入室後は噴流域にあたる Point B へ着席しタイピング作業を実施した。その後、十分に Point B の環境に順応したと考えられる 60 分後にアンケートに回答し、静穏域にあたる吹出口下部付近の Point A へ座席移動した。40 分間のタイピング作業を実施した後、アンケートに回答し実験終了とした。これらの設問内容や回答方法については、日本建築学会環境基準温熱心理・生理量測定基準¹⁷⁾ に則し、温熱環境に関する設問で構成した (Table 11)。

5-3-3. 空調条件

被験者実験は、物理環境測定と同様に大風量時の条件にて行った (Table 5)。模擬発熱体と被験者の発熱量が異なる点については、室温が設定室温 26°C となるよう模擬発熱体の出力を調整した。Fig. 23 に実験日の室中央 F.L.+1.1m における温度を示す。いずれも設定室温 $\pm 1.0^\circ\text{C}$ 以内で制御できていた。

5-3-4. 申告結果

(1) 気流感

Fig. 24 に各地点での気流感の申告結果を示す。Point A の静穏域では「感じない～やや感じる」の結果に対し、Point B の噴流域では「やや感じる～感じる」という結果となった。Point B では気流を感じないと回答した人は 5 名であり、ほとんどの被験者が気流を感じていた。

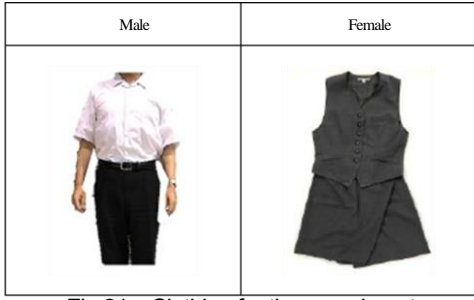
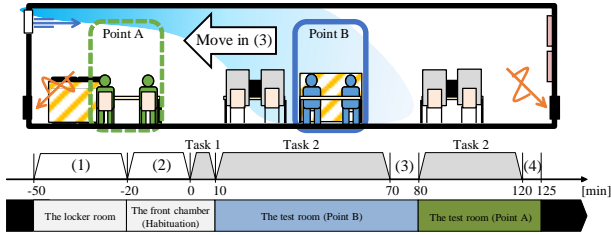


Fig.21 Clothing for the experiment



- (1) Changing clothes
 - (2) Declaration of lifestyle, physical condition, and attributes in the front room
 - (3) Move to Point A after reporting the thermal sensation at Point B
 - (4) After reporting the thermal sensation at Point A, the experiment ends
- Task 1: Stepping up and down movement (Simulated task equivalent to 2.1 met)
 Task 2: Typing using PC (Simulated task equivalent to 1.1 met)

Fig.22 Experimental procedure

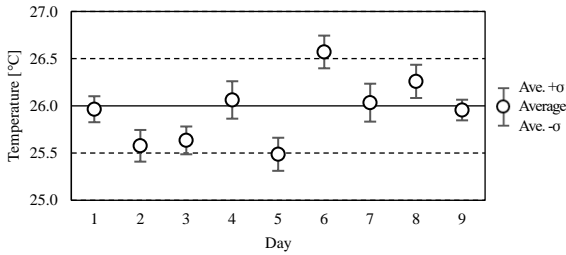


Fig.23 Air temperature at the center of the room (F.L.+1.1m)

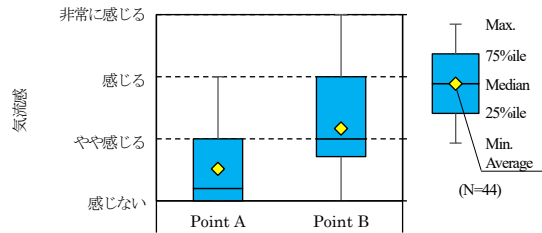


Fig.24 Feeling of airflow 注1)

(2) 温熱環境の快適性

続いて、Fig. 25 に各地点における温熱環境の快適性に関する申告結果を示す。全体では8割以上の被験者が「非常に快適～どちらでもない」と回答した。 airflowが当たるPoint Bでは不快側の回答者が10%未満となった。Point Bではairflowを感じているにも関わらず、快適と回答した人が多数であった。

(3) 気流の温度の快適さ

次に、気流の温度の快適さについて評価した。Fig. 26 に「気流の温度」と「気流の温度の快適さ」の相関をバ

Table 11 Questions about the thermal environment 注1)

Questions	
Q1	あなたは、この温熱環境をどう思いますか。
Q2	あなたは、この温熱環境を快適だと思えますか。不快だと思えますか。
Q3	あなたは、この温熱環境を受け入れられますか。
Q4	あなたは、気流を感じますか。
Q5	あなたは、この気流の温度をどう思いますか。
Q6	あなたは、この気流の温度を快適だと思えますか。不快だと思えますか。
Q7	あなたは、この気流を受け入れられますか。
Alternatives	Q1, Q5
	Q2, Q6
	Q3, Q7
	Q4

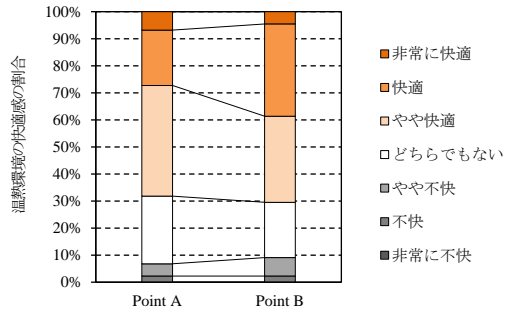


Fig.25 Thermal comfort 注1)

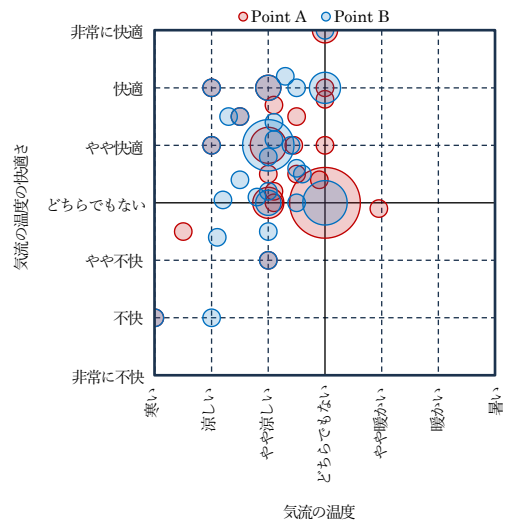


Fig.26 Correlation between airflow temperature and comfort of airflow temperature 注1)

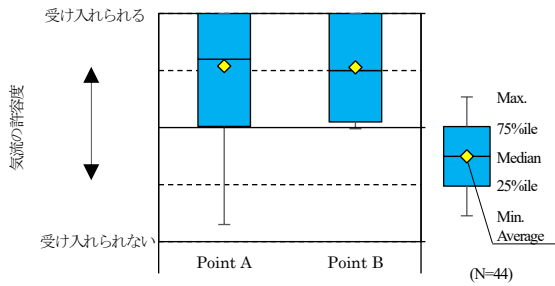


Fig.27 Tolerability of airflow 注1)

ブルグラフで示す。被験者は当たる気流を冷たいと感じている人が多いが、それを不快ではなく快適と捉えている人が多いことがわかった。

(4) 気流の許容度

Fig. 27 に気流の許容度の結果を示す。Point A、Point B いずれの地点においても気流を受け入れられる側の回答が多数であった。被験者は静穏域、噴流域に関わらず気流を受け入れられると回答していることから、懸念していたドラフトの影響による不快側の申告はほとんどなく、変風量コアンダ空調システムは快適な温熱環境を形成できることが示された。DR では風速・乱れが大きい

ことにより不満足者率が大きくなっていたが、被験者実験ではドラフトに起因する不快側の申告が少なかった。この理由としては、DR ではドラフトを不快の要因と捉えるが、被験者実験ではドラフトを快適な気流感として捉えた人が多かったためと考える。また、人の感じ方には個人差があるため、気流を感じにくい人や気流を好む人も含まれていたためと推測する。

(5) 性別による気流の感じ方の違い

Fig. 28 (a)~(d)に性別による申告結果を示す。温熱感では女性よりも男性のほうがわずかに暑い側の申告となり、温熱環境の許容度は男性のほうが高い結果となった。気流感については、女性のほうが感じやすい傾向があり、気流の許容度は男性のほうが高い結果であった。男性の服装がスーツの長ズボンと革靴であるのに対し、女性はスカート・ストッキング・サンダルであったため、気流を感じやすく冷涼感を受けやすかったと推測する。

(6) 着席順を逆にした場合 (Point A→Point B)

被験者の代謝量の違いによって気流の感じ方が異なることが予想されたため、入室後の着席順を逆にしたケースでの被験者実験も実施した。N数は8であった。Fig. 29 (a)~(c)に着席順による申告結果を示す。温冷感では、

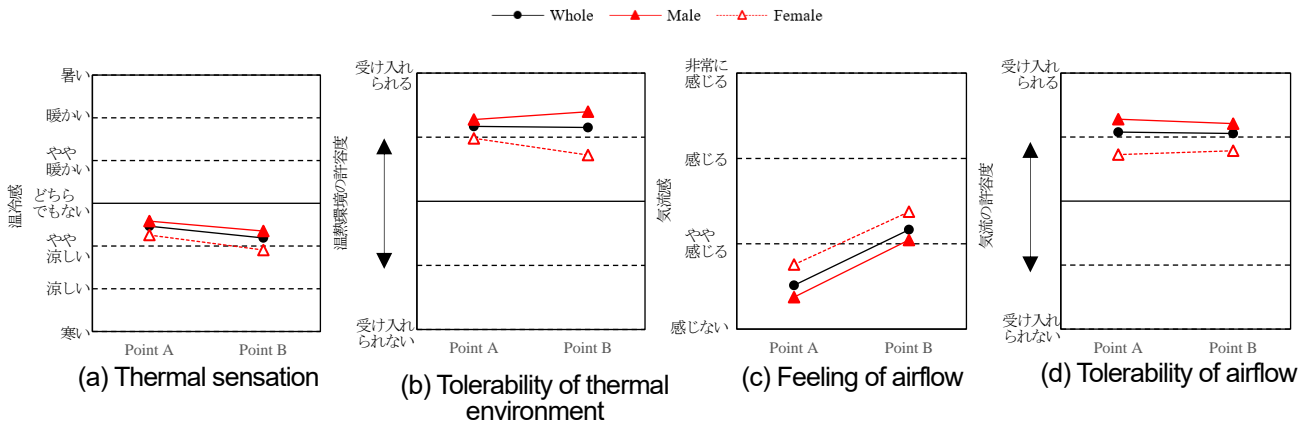


Fig.28 Survey results by gender 注1)

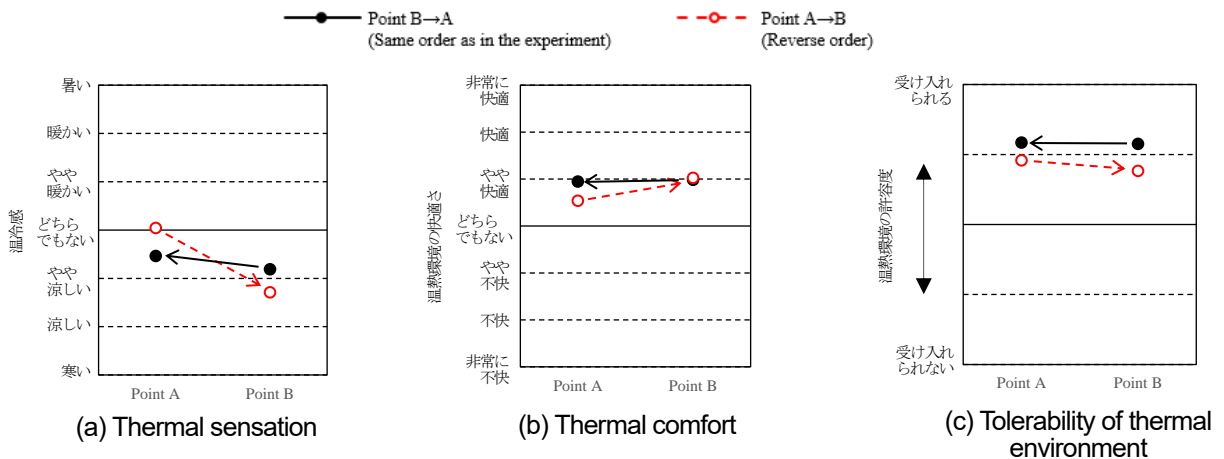


Fig.29 Survey results by seating order 注1)

代謝量が高い状態で最初に Point B に着席したほうが、気流の影響でやや涼しく感じ続けることがわかった。また、Point A から Point B に移動したほうが、Point B から Point A に移動するよりも、Point B でより涼しい側の申告となった。これは、静穏域から噴流域に移動すると気流の影響により代謝量の過渡的变化が生じ、涼しく感じたのではないかと推測する。しかし、温熱環境の快適さや気流の許容度に大きな差はみられなかった。以上より、着席順による快適感に顕著な差はみられなかった。

6. まとめ

本研究では、オフィスビルの経済性・省エネルギー性を満たす変風量コアンダ空調システムの有効性検証を目的として、実大規模実験により熱的快適性の評価を行った。

まず、小風量時は吹出空気の拡散性が弱く居住空間の全域を均一に空調しにくい可能性があること、大風量時は空調空気が天井から離れ居住域に侵入する領域でドラフトが生じ、不快な環境を形成しやすい可能性があることが課題と考え、実大規模実験による温熱環境測定により、温度分布の定量的な評価を行った。結果、いずれの条件においても均一な温度環境を形成できることを確認した。

次に、気流の影響が出やすい大風量時において被験者実験を行い、熱的快適性の評価を行った。想定どおり、吹出気流が居住域に侵入する位置では時折大きな風速を示したが、快適性指標である PMV と SET* では、室内のいずれの地点においても快適範囲内であった。しかし、ドラフトの評価指標である DR では噴流域において快適範囲外となる結果となった。これらを踏まえ、この気流が快適性に与える影響を検証するため、噴流域と静穏域において被験者実験を行ったところ、いずれの位置においても温熱環境は快適であるという結果を得た。

以上により、変風量コアンダ空調システムが、コアンダ効果と変風量制御を併用しても快適性を損なうことがない空調システムであることが示された。今後は、変風量コアンダ空調システムを物件に導入するに当たり、オフィスビルの諸条件に合わせたシステムの検討を進めていく予定である。

謝辞

本研究を進めるに当たり、芝浦工業大学大学院理工学研究科建設工学専攻修了の千葉麻貴氏、大畑翔平氏、高須眸氏、木村円香氏、榊原光氏、岡本直己氏ほかには多大なるご協力を賜りました。実験に協力していただきました被験者の方々も合わせて謝意を表します。

注

注 1) アンケートの設問のニュアンスを伝えるため、設問に合わせて日本語表記とした。

参考文献

- 1) Takeo, T., Shuzo, M., Shinsuke, K., Ryuzo, O., Kiyotaka, D., Hirokazu, I. and Takashi, S.: Field Experiments on Indoor Climate of Air Terminal Building: (Part 1) Air Distribution of Kansai International Airport in case of Maximum Cooling Load, Summaries of Technical Papers of Annual Meeting, Architectural Institute of Japan, Environmental Engineering-II, pp. 1037-1038, 1995.7 (in Japanese)
高橋岳生, 村上周三, 加藤信介, 大岡龍三, 出口清孝, 池澤廣和, 杉山隆: 空港ターミナルビル内の温熱環境に関する実測調査 (その1) 関西国際空港における全域冷房時の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 環境工学-II, pp. 1037-1038, 1995.7
- 2) Noriyuki, Y., Hideki, K., Takeshi, I., Kazutaka, K., Yutaka, Y. and Yutaka, H.: Local Space Air Conditioning by Covering with a Plane Jet: Part 3 Real Size Modes Test and Practical Application, The Society of Heating, Air-Conditioning Sanitary Engineers of Japan, No. 69, pp. 1-9, 1998.4 (in Japanese)
山田則行, 窪田英樹, 伊地知健, 黒澤和隆, 吉田豊, 花岡裕: コアンダ効果を利用した局所空間空調 第3報 実大実験と設計への応用, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 69, pp. 1-9, 1998.4
- 3) CASBEE-Wellness Office, Comprehensive Assessment System for Built Environment Efficiency, Evaluation Manual (2019 edition), Institute for Building Environment and Energy Conservation, pp. 52, 2019 (in Japanese)
CASBEE-ウェルネスオフィス 建築環境総合性能評価システム 評価マニュアル (2019年版), 一般社団法人建築環境・省エネルギー機構, pp. 52, 2019
- 4) R. G. Nevins: Air Diffusion Dynamics, Business News Publishing Company, pp. 63-65, 1970
- 5) Shinichi, H., Masaya, H., Jiro, T., Yuichi, T., Keisuke, K. and Kiyoshi, Y.: Plan and Workplace Environmental Evaluation of a Low-carbon Office, part1 Efficiency Evaluation of Air-conditioning System Combined Individual distributed Heat Pump System with Central System, Proceedings of Annual Meeting of SHASE, G-29, pp. 1727-1730, 2012.9 (in Japanese)
弘本真一, 平岡雅哉, 多羅間次郎, 武政祐一, 窪田圭佑, 山口清: 低炭素型オフィスの計画とワークプレイスの環境性能評価: その1 中央方式と個別分散型 HP 方式を併用した空調システムの効率評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, G-29, pp. 1727-1730, 2012.9
- 6) Kazunori, M., Kazuki, W., Megumi, N., Mikio, T. and Katsuaki, H.: Office Design for Protecting Cultural Property Building: Part1 The design for Coanda effect Air-conditioning System and the Report of Operation, Proceedings of Annual Meeting of SHASE, H-39, pp. 153-156, 2016.9 (in Japanese)
村下和紀, 和田一樹, 西田恵, 高橋幹雄, 左勝旭: 歴史的価値の継承と保存空間を活かした執務環境の計画と実施: 第1報 コアンダ効果を利用した空調方式の計画と運用実績評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, H-39, pp. 153-156, 2016.9
- 7) Japanese Patent No. 6453951, The Variable Wind Rate Coanda Air Conditioning System, 2019.1
特許第6453951号, 変風量コアンダ空調システム, 2019.1
- 8) Hideki, K.: A Basic Study on the Room Air Distribution (II), Predicting and Evaluating Cool air from Ceiling Slots, Transactions of the Architectural Institute of Japan, No. 302, pp. 47-55, 1981.4 (in Japanese)
窪田英樹: 吹き出し気流の設計に関する基礎的研究 (II) 冷気流に関する不快指標とこれを最小にするための吹出条件 (スロット吹出の場合), 日本建築学会論文報告集, 第302号, pp. 47-55, 1981.4
- 9) Choi, D., Shuzo, M., Shinsuke, K., Noriaki, K., Katsumi, N. and Hikaru, K.: Study on Velocity and Temperature Field Around Seats with Supply Opening: (Part 1) Experimental Equipment and Flow Visualization, Proceedings of Annual Meeting of SHASE, B-10, pp. 309-312, 1992.10 (in Japanese)
崔棟皓, 村上周三, 加藤信介, 北村規明, 丹羽克巳, 小林光: 座席吹出空調に関する研究 (その1) 実験装置と可視化実験, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, B-10, pp. 309-312, 1992.10

- 10) Public Buildings Association, Building Equipment and Environment Division, Government Buildings Department, Minister's Secretariat, Ministry of Land, Infrastructure, Transport and Tourism, Building Equipment Design Standard, Public Buildings Association, 2018
公共建築協会, 国土交通省大臣官房官庁官舎部設備・環境課監修 建築設備設計基準 平成 30 年版, 公共建築協会, 2018
- 11) Architectural Institute of Japan Environmental Standards, Academic standards for measurement of indoor thermal environments, Maruzen, p. 21, 2008 (in Japanese)
日本建築学会, 室内温熱環境測定規準・同解説 日本建築学会環境基準 AIJES-H002-2008, 丸善, p. 21, 2008
- 12) ISO 7730:2005, Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria, International Organization for Standardization, pp. 13, 2005
- 13) ANSI/ASHRAE Standard 55-2017, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., pp. 12, 2017
- 14) Kazuo, F., Shigeru, G., Junji, S., Hiromu, I. and Satoru, A.: Experimental Study on Correlation between Standard New Effective Temperature (SET*) and Japanese Thermal Sensation: Part2 Comparison of Thermal Sensation in Winter and Summer Seasons, The Society of Heating, Air-Conditioning Sanitary Engineers of Japan, No. 51, pp. 139-147, 1993.2 (in Japanese)
深井一夫, 後藤滋, 斎藤純司, 伊藤宏, 阿久井哲: 標準新有効温度 (SET*) と日本人の温冷感覚に関する実験的研究: 第 2 報 冬季および夏季における温熱感覚の比較, 空調和・衛生工学会論文集, No. 51, pp. 139-147, 1993.2
- 15) R. G. Nevins, E. D. Ward: Room air distribution with an air distributing ceiling, ASHRAE Transactions, vol. 74, Part 1, No. 2072, pp. VI.2.1-VI.2.14, 1968
- 16) ASHRAE: ASHRAE Handbook, Fundamentals, pp. 9.6, 2017,
- 17) Architectural Institute of Japan Environmental Standards, Standards for measurement of psychological and physiological responses to thermal environments, AIJES-H0004-2014, Maruzen, 2014 (in Japanese)
日本建築学会, 温熱心理・生理測定法基準・同解説 日本建築学会環境基準 AIJES-H0004-2014, 丸善, 2014

STUDY OF COANDĂ AIR-CONDITIONING SYSTEM COMPATIBLE WITH VARIABLE AIR VOLUME CONTROLS

Thermal comfort evaluation by full scale experiments

*Hitomi IGARASHI^{*1}, Takashi AKIMOTO^{*2}, Nobuhiro HIRASUGA^{*3},
Shun KATO^{*3}, and Yu SAKAMOTO^{*1}*

^{*1} SHINRYO CORPORATION

^{*2} Prof., Shibaura Institute of Technology, Ph.D.

^{*3} MITSUBISHI JISHO DESIGN INC.

In the construction of office buildings, it is important to ensure economy, energy efficiency and comfort. One such air-conditioning system that can reduce the amount of equipment and materials required to build the air-conditioning system is a ductless air-conditioning system using the Coandă effect. The Coandă effect was discovered by Henri Marie Coandă and is known as the phenomenon in which fluid adheres to and moves on a smooth surface. A ductless air-conditioning system using the Coandă effect conveys air without ducts, as air blown from a wall flows along the ceiling surface due to the Coandă effect. By adopting this method, duct space in the ceiling becomes unnecessary. In addition, there is an item in CASBEE-Wellness Office stating that a refreshing space can be provided if there is a ceiling height above a certain value and windows that provide outdoor information. The adoption of this air-conditioning system in renovation work is also expected to improve the wellness rating.

On the other hand, variable air volume control has become a mainstream energy-saving technology in office buildings, and it is necessary to consider how to respond to this trend. There are some examples of this air-conditioning system being applied in office buildings, but none of them can be said to actively support variable air volume control, although measurements and simulations have been made to take it into account.

Therefore, in order to make the air-conditioning system compatible with variable air volume controls, we devised a system using air outlets with an opening area that is variable with the use of internal blades. By using these outlets, air-conditioned air can be carried to a farther distance even at a low air volume, and the entire room can be efficiently air-conditioned.

In this study, full-scale experiments were conducted to verify the effectiveness of a Coandă air-conditioning system compatible with variable air volume controls that meets the economic and energy conservation requirements for office buildings.

First, we confirmed that a good temperature environment can be formed even at a small air volume where temperature uniformity is disadvantageous and at a large air volume where drafts could occur.

Next, thermal comfort was evaluated by subject experiments at a large air volume where the airflow was easily affected. The PMV and SET*, which were comfort performance indices, were within the comfort range at all points in the room, although large air velocity was occasionally observed at the point where the air-conditioned air entered the occupied zone (the air jet region). However, DR, which was the draft evaluation index, was outside the comfort range in the air jet region. Based on these results, in order to verify the effect of this airflow on human comfort, we conducted experiments on subjects in the jet flow and the still

air region. The results showed that the thermal environment was comfortable in both regions.

These results show that this air-conditioning system is a Coandă air-conditioning system that can maintain comfort regardless of the state of the variable air volume controls.