

# 駅空間における部分最適な空調方式の研究

## Study on an Optimized Partial Cooling System in Railway Stations

三浦 克弘      高木 賢二      金子 弘幸  
太田 雅子      福井 美穂      八木 秀隆<sup>1)</sup>  
柏 隆之<sup>1)</sup>      小林 亮文<sup>1)</sup>      高瀬 篤<sup>2)</sup>

### 要 約

近年は駅空間の快適性向上に対する期待値が高く、特に夏季の暑熱環境緩和に対する要望が強い。本研究は駅全体を均一に空調するのではなく効果的に局所空調を行い、夏季に省エネを考慮した快適性を実現することを目的とした。まず、コンコースの実態調査を行い、照明機器などの発熱状況や人員密度とともに、温熱環境実態を把握した。空間内部の最高気温は外気温度とほぼ同じだが、最低温度が外気より高く、内部の風速は低かった。その結果、気流を用いた局所空調により温熱環境の改善が可能と考えられたため、駅空間のモジュールを考慮した局所空調装置を開発した。その際に、効果的な適用領域の決定方法を考案した。模擬空間を用いて空調装置の性能評価を行い、実際の地下駅コンコースに本装置を適用した場合の効果を CFD で解析し、温熱環境改善効果を確認した。

### 目 次

- I. はじめに
- II. 駅空間における温熱環境の事例調査
- III. 局所空調設計手法の提案
- IV. 局所空調装置の開発
- V. 局所空調装置適用時のコンコース内温熱環境
- VI. おわりに

方法を具体化することを目的とした。順序としては、まず、実際の駅における温熱環境を調査し、そのデータを基に快適性を評価した。次に、局所空調領域の検討手順を明らかにした上で、駅空間における機器設置スペースを考慮した局所空調設備を試作し、実現する温熱環境を模擬空間における実大実験で評価した。最後に実在の駅空間を想定した CFD 解析で温熱環境に与える影響を評価した。以下にその内容を報告する。

#### I. はじめに

近年は構内への商業施設設置と相まって、空調を導入している駅舎が増えている。また、鉄道車両への空調設備導入が進んでいるため、駅の快適性向上に対する期待値は高く、特に夏季の暑熱環境緩和に対する要望が強い。一方で、環境負荷を増大させないためには、CO<sub>2</sub>削減を意識して駅空間における省エネ性能を高める必要があり、単に空調設備を設置するだけでは社会的要求にできていない。駅舎を含むパブリックスペースにおける環境適応と快適性の評価に関しては中野のまとめた研究があり、温熱環境の評価が空調空間とは異なることが示されている<sup>1)</sup>。一方で、駅空間において空調設備を用いた温熱環境制御のあり方に言及した研究はほとんど行われていない実情がある。本研究では駅全体を均一に空調するのではなく、部分的に最適な空調を行う

#### II. 駅空間における温熱環境の事例調査

##### 1. 対象空間の概要

本研究の対象空間は利用者が主として旅客である駅のコンコースである。検討事例として 1 日に約 56 万人の旅客が乗車する東京都内の大規模ターミナル駅の地下コンコースを取り上げる。対象としたのは面積約 3,150m<sup>2</sup>の南側コンコース（階段、店舗、事務エリアを除く）である（Fig. 1）。構内には柱がほぼ一定間隔（5.6 m～6 m）に並んでおり、天井高さは 2.6m と低い。コンコースは北側、西側、南側の改札口と通路を挟んで私鉄 1 路線と地下鉄 2 路線に隣接しており、通路は周辺の商業施設へ移動する地下道も兼ねている。対象空間の利用者から夏季温熱環境の改善に関する要望が寄せられている。

##### 2. 利用状況の調査および環境測定

2017 年夏に空間の利用状況と温熱環境の測定を行った。本

1) 東日本旅客鉄道株式会社      East Japan Railway Company

2) JR 東日本ビルテック株式会社      JR East Facility Management Co., LTD.

**キーワード** : 駅空間, 局所空調, 温熱環境

**Keywords** : railway station, localized air-conditioning, thermal comfort,



Fig.1 検討対象とした駅空間 (地下コンコース)  
(Underground Concourse of a Railway Station for Case Study)

Table 1 空調設備一覧と調査時の運転時間  
(List of HVAC Equipment and Operation Hours)

機器名称	機器仕様	設置場所・台数	運転時間
ファンコイルユニット	2方向吹出、冷房能力7.2kW/台	北側改札口・3台×2セット	24時間連続
パッケージ式空調機	天井カセット型2方向吹出、冷房能力11.2kW/台	南側改札口・2台×2セット	3:30~0:30
	床置き型、冷房能力14.0kW/台	コンコース北側・4台	6:00~3:00

報では既存の空調設備の運転状況および内部発熱を把握するために対象エリア内の在空間人数の調査を行った。

(1) 換気・空調設備と設置機器

コンコース内の換気と空調は独立しており、各々2系統が稼働している。換気設備は4時~翌1時の列車運行時に稼働しており、外気供給能力は合計67,500 m<sup>3</sup>/hである。空調設備はパッケージ式空調機 (PAC) とファンコイルユニットで、定格能力 (全熱) の合計は144 kWである (Table 1)。

(2) 照明等の内部発熱

夜間の清掃や保守作業の為に、照明機器は24時間連続で点灯されており、内照式案内標や列車発車案内標も終電と初電間の約3時間を除いて点灯されていた。発熱機器は照明が55.8 kW (17.7 W/m<sup>2</sup>) と大きく、そのほかの機器と合わせて68.9 kW (21.9 W/m<sup>2</sup>) である (Table 2)。照明等発熱は17.7 W/m<sup>2</sup>であり、ショッピングセンターの50 W/m<sup>2</sup><sup>2)</sup>に比較して小さいが稼働時間は約2倍程度長かった。

(3) 在空間人数の調査

在空間人数の調査を8月1日 (火) と3日 (木) の朝、昼、夕に2回ずつ (計12回) 行った。今回の調査方法として、Fig.1の①~②に示すコンコース内21箇所ですべて360°全天球カメラを用いた写真撮影を行い、この写真をキュービクパノラマ画像形式に変換し (Theta Cubeを使用)、各柱で囲まれる柱間空間の人数を計数した。ここで、各パノラマ画像で人数を計数するのは撮影した柱間空間と隣接する4つの柱間空間とし、計数が重複する柱間空間の人数は平均値とした。

Fig.2の計数結果を見ると、コンコース全体の在空間人数

Table 2 発熱機器一覧  
(List of Equipment for Thermal Load)

機器名称	仕様・設置数	発熱量
照明	蛍光灯 1510本	55.8kW
内照式案内標	24箇所	4.6kW
列車発車案内標	LED式 22箇所	3.5kW
飲料系自動販売機	5台	5.0kW

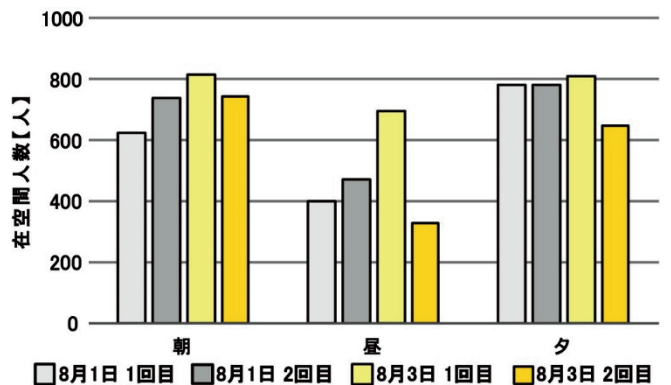
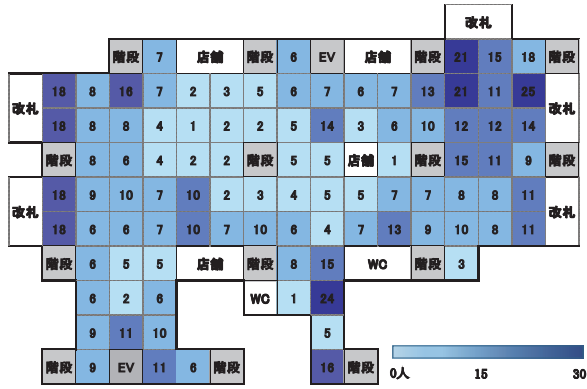
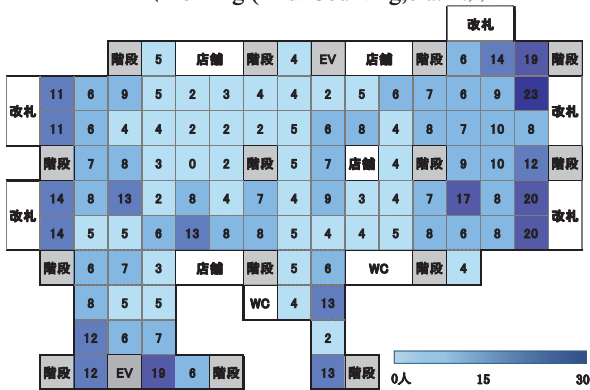


Fig.2 在空間人数計数結果  
(Result of Counted Occupants)

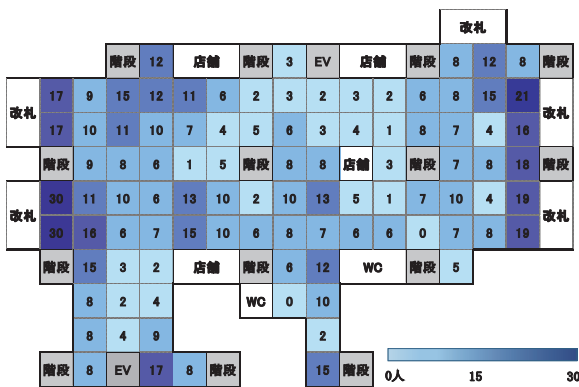
は最大で約800人である。当該の駅はプラットフォームが多く、到着列車のタイミングにより計数結果に変動があることが予測されるが、ほとんどの計数結果に大きな差はみられなかった。そこで、今回はその中で最大の計数結果を得られた



(a) 朝 (8時1回目)  
(Morning (First Counting, 8 a.m.))



(b) 昼 (13時1回目)  
(Afternoon (First Counting, 1 p.m.))



(c) 夕 (18時1回目)  
(Evening (First Counting, 6 p.m.))

Fig.3 コンコース内柱間空間の人数分布 (8月3日)  
(Distribution of Occupants in Intercolumnar Spaces of Concourse)

8月3日の1回目データを使用した (Fig.3)。朝夕は昼に比べ全体人数は多いが、各改札口から最短距離でプラットフォームへ向かう利用者が多く、コンコースの中央付近では昼よりも人数が少ない柱間もあった。

また、人数分布においては歩行時の限界密度である 2.0 人/m<sup>2</sup> を予想していたが、密度の高い箇所でも 0.5 人/m<sup>2</sup> 程度であった。

### 3. 温熱環境の実態把握

対象空間における温熱環境を評価するため、室内温湿度と風速を測定した。ただし、空間が駅構内であるため、利用者

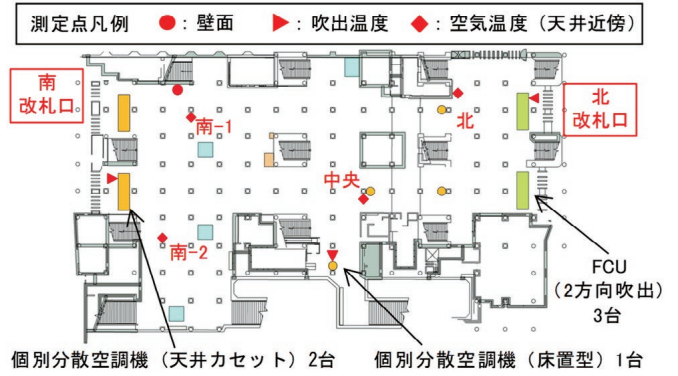


Fig.4 温熱環境測定位置  
(Measurement Location for Thermal Environment)

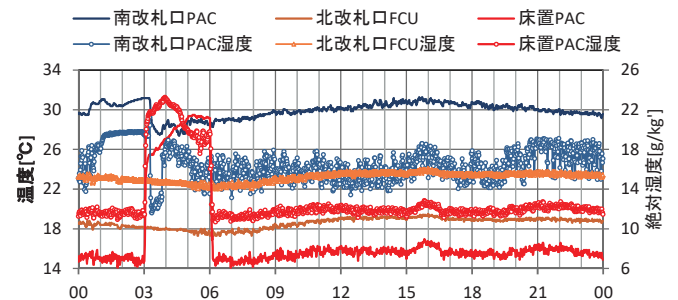


Fig.5 空調設備吹出空気状態の経時変化  
(Time Series Changes of Supply Air Temps.)

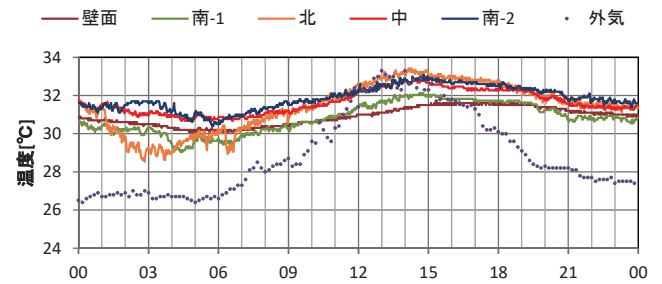


Fig.6 コンコース内温度の経時変化  
(Time Series Changes of Air Temp.in Concourse)

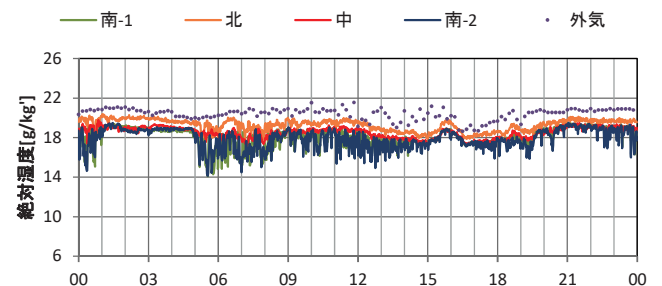


Fig.7 コンコース内湿度の経時変化  
(Time Series Changes of Humidity in Concourse)

Table 3 コンコース内風速分布  
(Wind Velocity in Concourse)

	南-1	南-2	中央	北
8/1 AM	0.42	0.32	0.04	0.13
8/1 PM	0.05	0.1	0.16	0.12
8/3 AM	0.31	0.3	0.48	0.07
8/3 PM	0.14	0.13	0.23	0.24

単位 : m/s

の安全を考慮して天井近傍に測定器を設置し、測定を 2017 年 7 月 21 日～8 月 6 日に行った (Fig. 4)。記録間隔は 1 分で、測定位置を Fig. 1 に示す。代表日として 8 月 6 日 (日) を選定し、温熱環境の解析を行った。対象日における東京管区気象台の日平均気温は 29.0℃、最高気温は 33.5℃である。

(1) 空調機吹出状態

当該日の空調設備吹出空気状態の代表値を Fig. 5 に示す。なお、ほかの個所の同種の空調設備では吹出空気温湿度の傾向に大きな違いはない。南改札口は 3 時過ぎに運転を開始し吹出温度に大きな変化はなく約 30℃だが、絶対湿度は 16g/kg' まで低下しており経時変化がみられる。一方、北側改札口は 24 時間連続で運転されており吹出温度は約 18℃で、絶対湿度は約 15 g/kg' である。床置空調機は吹出温度 14℃で絶対湿度は約 12 g/kg' である。

(2) 空間内の温湿度と風速

空間内温度と絶対湿度の経時変化を東京管区気象台の測定値とともに Fig. 6, 7 に示す。最高気温は外気温度とほぼ同じ約 33℃に上昇しており、最低温度は外気より 2℃以上高く、時間遅れは顕著ではない。湿度変化をみると 16 時から 17 時にかけて外気の湿度低下とともに、室内湿度が低下しており、室内は外気の影響をかなり受けていると考えられる。一方で、測定点南-1 はほかの測定点に対して温度が低く、絶対湿度の時間変化が大きいことを考慮すると、南改札口空調機の影響を受けていると推定され、南-2 も同じ影響が考えられる。北は 0 時から 3 時にかけて温度低下が顕著だが、外気の影響とともに、北改札口空調機の影響が考えられる。壁面表面温度は日変動が約 1℃で、日平均は約 31℃であった。

8 月 1 日と 3 日の 10 時と 14 時に測定値近傍で測定した風速 (高さ約 2.2m) を Table 3 に示す。風速は最大で 0.48 m/s だが 0.2 m/s 以下の記録が多く、空間内では高くない。

(3) 空間内温熱環境の解析

実態把握では測定点数と場所に制約があったため、CFD により空間内温度と風速の空間分布を求め、SET\*を算出した。実測値に基づく境界条件を Table 4 に示す。CFD は Boussinesq 近似による非圧縮性流体の定常計算とし、使用したソフトウェアは FlowDesigner である。計算メッシュの数は約 1800 万メッシュであった。

床上 1.5m の温度と風速の分布を Fig. 8～9 に示す。温度分布には空調設備の影響が見られ、北側で温度が 29℃を下回る面積が大きい。一方、空調機を設置していない中央部分では温度が高くなっている。風速分布は床置パッケージ空調機の近傍で風速の上昇が顕著に見られるが、全体的に 0.2m/s 以下となる領域がほとんどで、実測結果と同様に風速が低い。

Fig. 10 に SET\*の分布を示す<sup>4)</sup>。温度と風速は CFD 計算結果を用い、放射温度は 30℃、相対湿度は 60%、人体条件は体重 70kg、体表面積 1.8m<sup>2</sup>、着衣量 0.4clo、代謝率 2.0met (歩行) である。SET\*は温度と風速の影響により、空調設備近傍では約 24℃となっている。不満足者率 20%を目安とすると、空調を行っている駅舎では SET\*29℃であるため<sup>1)</sup>、局所空調の追加で十分に暑熱環境を改善可能と判断できる。

Table 4 CFD 計算の境界条件一覧 (List of Boundary conditions for CFD)

構成要素	物理量	値	備考
壁面	温度	31.5℃	
開口部	温度	30℃	自由境界
人体	熱量	50 W/人	調査結果を使用 <sup>1)</sup>
FCU	温度	17℃	
パッケージ	温度	10℃	
内部発熱	熱量	70.5 kW	天井面:床面=6:4

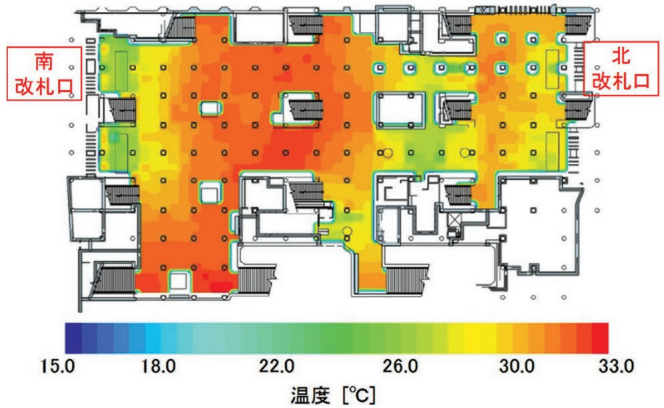


Fig.8 駅コンコース内温度分布 (CFD) (Temperature Distribution in Concourse (CFD))

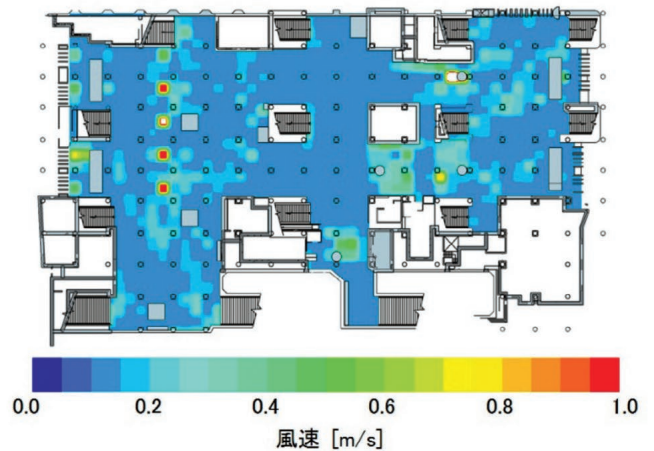


Fig.9 駅コンコース内風速分布 (CFD) (Air Velocity Distribution in Concourse (CFD))

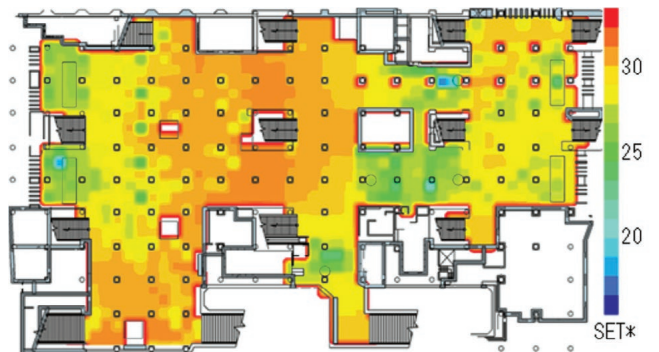


Fig.10 駅コンコース内 SET\*分布 (CFD) (SET\* Distribution in Concourse (CFD))

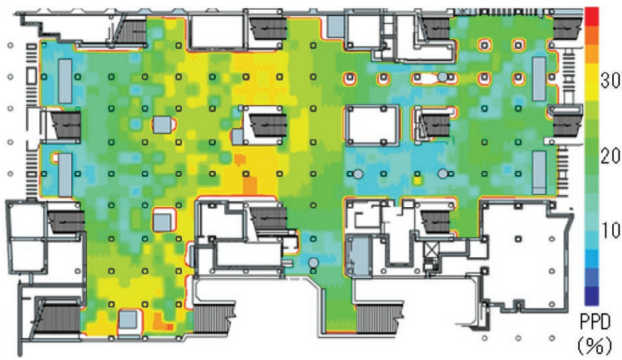


Fig.11 駅コンコース内不満足者率分布  
(Rate Distribution of Dissatisfied in Concourse)

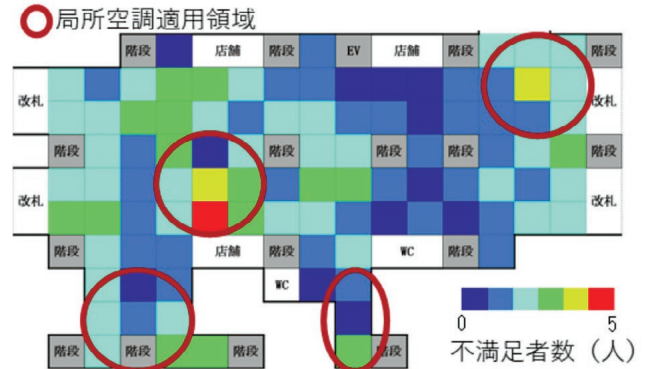


Fig.12 コンコース内不満足者数分布と局所空調適用候補  
(Number Distribution of Dissatisfied in Concourse  
And Possible Location of Localized Air-Conditioning)

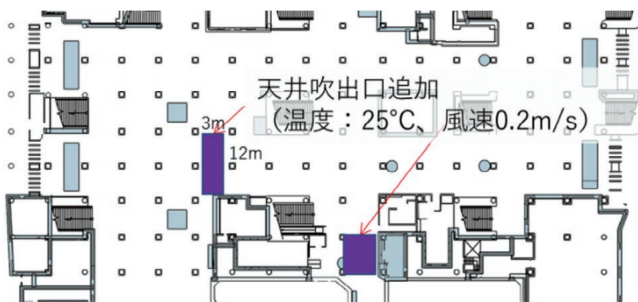


Fig.13 局所空調導入箇所  
(Location of Localized Air-Conditioning  
for Case Study)

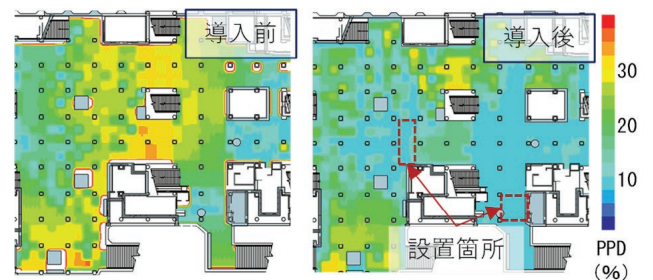


Fig.14 局所空調導入効果 (不満足者率分布)  
(Effect of Introduced Localize Air-Conditioning  
(Rate Distribution of Dissatisfied))

### Ⅲ. 局所空調設計手法の提案

#### 1. 局所空調計画のケーススタディ

駅空間で局所空調を設置するには、効果的な導入範囲を計画する方法が必要である。Ⅱで把握した温熱環境の実態とCFDを用いた解析では局所空調は設置場所とその周辺に効果がある。ここでは、設置場所とその周辺を「領域」と呼び、検討空間全体を複数に分割した各部分とする。対象とした駅コンコースは約6m×6mの柱で囲まれた空間を基本的な構成要素(柱間空間)としている。この柱間空間を領域の単位としてケーススタディを行った。

(Step1) 熱的に不満を感じる人の割合である不満足者率をもとに設置検討を行う。不満足者率は、駅空間でのSET\*と不満足者率の関係を提案している文献<sup>1)</sup>に基づいて求めた。

駅コンコース内の不満足者率の算出は、Fig. 10に示すSET\*の分布を用いて、Fig. 11のように求めた。

Fig. 3(c)に示す実態調査から得られた駅コンコース内の滞在者数の分布に、Fig. 11の不満足者率の分布を乗じて領域毎の不満足者数をFig. 12のように求めた。

(Step2) 対象領域全体の不満足者数はTable 5のようになる。駅コンコース全体では不満足者率は18%であり、一般的な許容値20%を下回っている。一方、不満足者数の分布をみると不満足者数の多い領域が隣接している箇所があり、これらの領域を対象に局所空調導入を検討する。

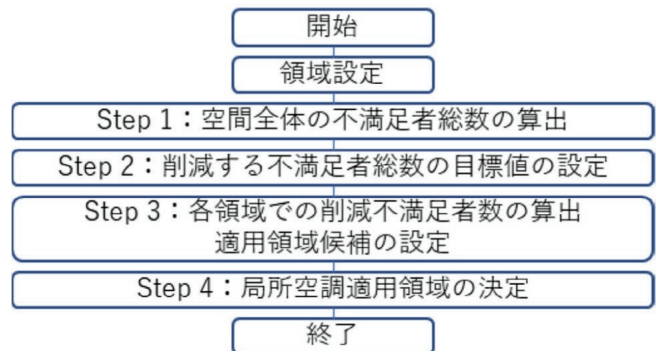


Fig.15 計画・設計フロー  
(Flow Diagram for Planning and Design)

Table 5 駅コンコース不満足者数  
(Total Number of Dissatisfied in Concourse)

総滞在者数 (人)	810
総不満足者数 (人)	149
不満足者率 (%)	18%
領域平均滞在者数 (人)	8.5
領域許容不満足者数 (人)	1.7

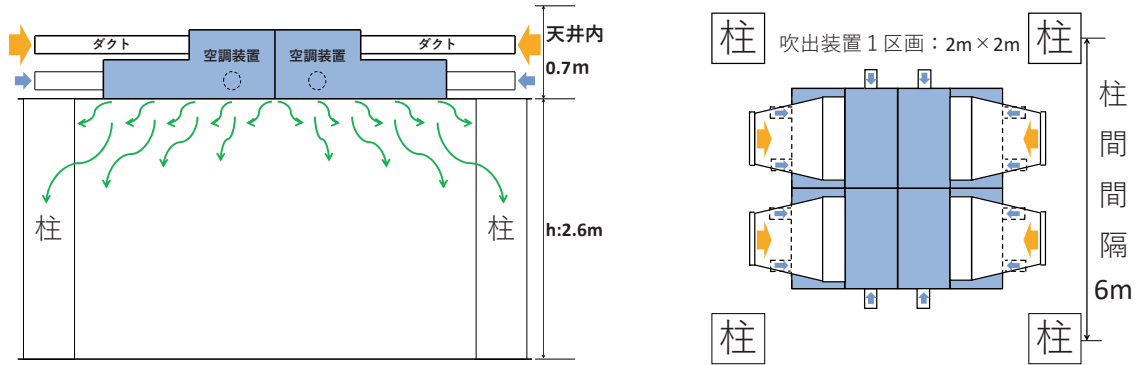


Fig.16 空調装置の構造 (左: 断面図, 右: 平面図)  
(Structure of Localized Air-Conditioning System(Left: Sectional View, Right: Planar View))

(Step3) 滞在者数から柱間の滞在者の平均は 8.5 名程度である。不満足者率の許容値を 20% とすると柱間の不満足者数は 2 人以上の領域が許容値を超える。その中でも、不満足者数 2 人以上が密集している領域を局所空調適用領域候補として、Fig. 12 に示す。

(Step4) 現場の設置状況などを勘察した上で局所空調を導入する領域を Fig. 13 のように 2 か所とした。

2 か所の局所空調を導入した場合の温熱環境を CFD シミュレーションで再現して算出した不満足者率と現状との比較を Fig. 14 に示す。局所空調を導入した結果、コンコース内全体で不満足者率が 18% から 15% に、不満足者数が 26 人削減されており、大幅な快適性の向上がみられた。

また、この時のエネルギー消費削減効果は、駅コンコース内全体を  $SET^* < 28^{\circ}C$  にする全体空調に対して 26% であり、局所空調による省エネルギー効果が大きいことが分かった。

## 2. 不満足者数に基づく局所空調設計法

事例における検討結果を元に、局所空調を導入する領域の順位付けを行う設計法を提案する。局所空調を行う領域ごとに不満足者率を求めて、局所空調により削減される不満足者数を導入効果の基準として用いる点に特徴がある。Fig. 15 に計画・設計のフローを示す。

Step1 の不満足者数の算出は、分割した領域内の滞在者数を既存測定結果や動線シミュレーションを活用して推定する。分割した領域ごとに、CFD シミュレーションで測定などによる温熱環境評価から  $SET^*$  を算出して不満足者率を求め、その領域の滞在者数を乗じて、領域ごとの不満足者数を算出する。最後に不満足者の総和をとり、対象空間全体における不満足者数を算出する。

Step2 では算出した対象空間全体における滞在者数に不満足者率許容値 (=20%) を乗じて不満足者数許容値を算出し、対象空間における不満足者数と不満足者数許容値を比較して、削減すべき不満足者総数を算出する。

Step3 では各領域での不満足者数と局所空調適用時に削減される不満足者数を算出し、局所空調適用領域を設定する。局所空調適用時に削減される不満足者数は、適用する局所空調の仕様から  $SET^*$  に基づく不満足者率の低下量を求め、領域

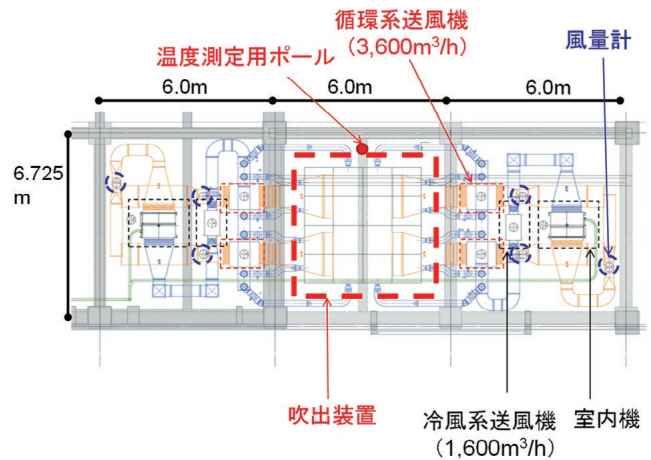


Fig.17 試験装置の配置  
(Arrangement of System in Mock-up Space)

内滞在者数を乗じて求める。

Step4 では、局所空調適用時に削減される不満足者数が多い領域から優先順序を付ける。優先順序に従い、各領域で削減される不満足者数を合計し、空間内で削減する不満足者数 (Step2 で算出) を上回る優先順序を決定する。

## IV. 局所空調装置の開発

### 1. 空調装置の概要

III で提案した局所空調を適切に計画・設計する手法に基づき、局所空調装置の具現化を行った。対象の駅構内は柱がほぼ一定間隔 (5.6 m ~ 6 m) に並んでいるため、空調装置は 2m x 2m のモジュールを組み合わせた 4m x 4m の吹出面積とし、天井内が高さ 0.7m と低いため、装置の高さ寸法を 0.45m 以内とした (Fig. 16)。また、駅構内は利用者の位置が柱間の特定の場所に固定されない事が特徴である。そのため、4m x 4m の天井面吹出口 (吹出口) から空気を吹き出し、低風速で柱間空間全体の気流感を向上させる空調装置を開発した。対象空間において平面風速分布を小さくするため、吹出面は多孔板 (開口率 54%) と吹出角度と吹出方向を変更出来る風向板 (0.5m 角) で構成している。不快に感じる人の割合 (以下、不満足者率) 20% 以下にする、 $SET^* 29^{\circ}C$  以下を温

熱環境目標とし、風速目標を0.2~0.5m/sとした<sup>1)</sup>。評価高さは人体頭部を想定し、床上1.5mである。装置の発熱を除去するために最小限度の冷房（吹出温度20℃を想定、1,600 m<sup>3</sup>/h×2台）を行うこととし、空調機からの冷気と対象空間からの循環空気（周囲温度30℃を想定、3,600 m<sup>3</sup>/h×4台）を吹出面上部のチャンバーで混合し、合計風量17,600 m<sup>3</sup>/hを吹出装置の吹出面から空間吹き出している（Fig. 17）。

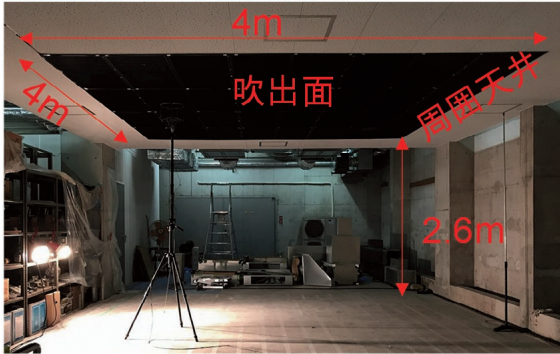


Photo 1 試験装置の外観  
(Outer view of System in Mock-up Space)

## 2. 装置の性能試験

吹出装置の性能試験は対象空間を考慮し、6m×6.25 m の柱間で高さ 2.6m に天井を敷設した模擬空間にて行った（Photo 1）。試験時には空調機、送風機の風量と吹出温度および吸込温度を連続で測定した。また、固定点で上下温度分布（FL+2.5, 2.2, 1.7, 1.5, 1.1, 0.6, 0.3, 0.1m）を測定した。対象面として6m×6mの平面を想定し、評価面の風速

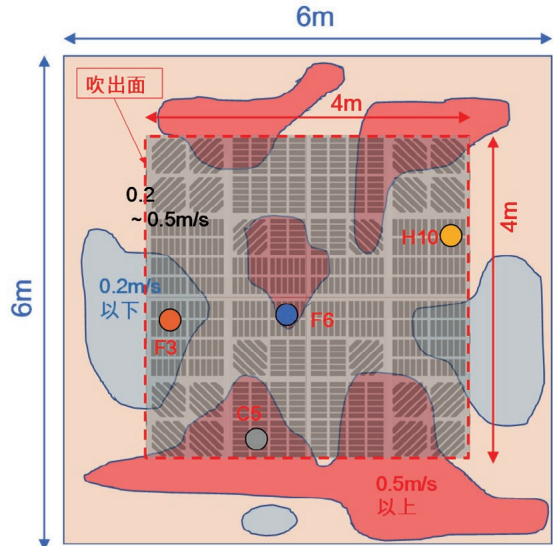


Fig.18 評価面（床上+1.5m）の風速分布  
(Velocity Distribution in Evaluation Plane (FL+1.5m))

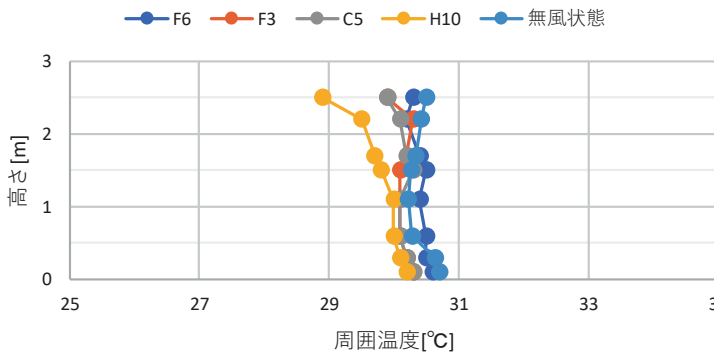


Fig.19 サーマルマネキン周囲温度分布  
(Vertical Temp. Distribution around Manikin)

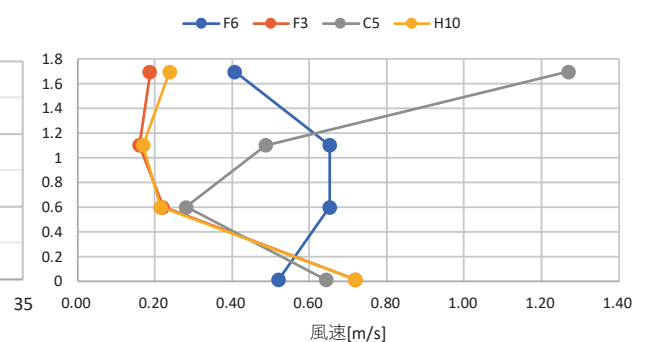


Fig.20 サーマルマネキン周囲風速分布  
(Vertical Velocity Distribution around Manikin)

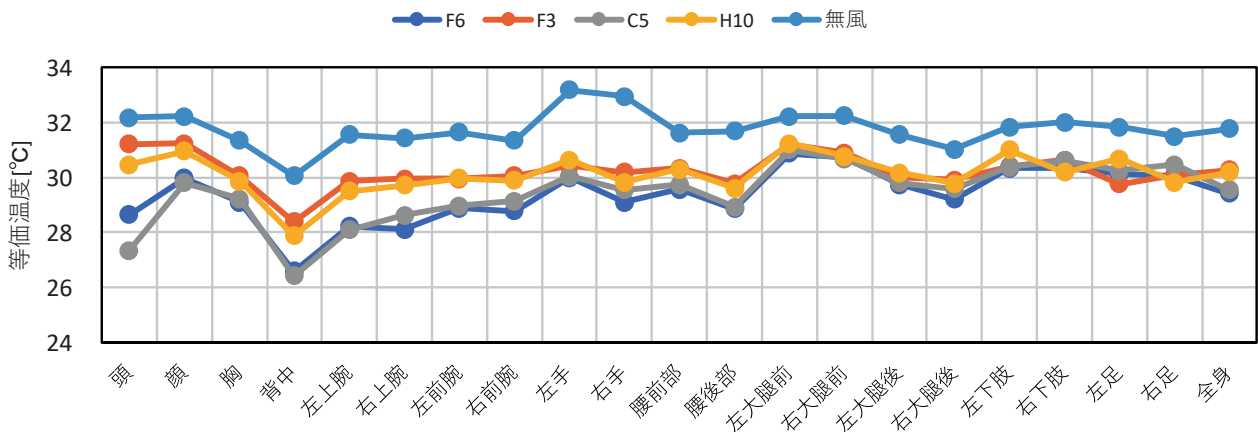


Fig.21 サーマルマネキン等価温度  
(Equivalent Temperature of Thermal Manikin)

分布を144点で測定した。

設計風量に調整した試験の結果、吸込温度平均値 (26.0 °C) と空調機吹出温度の温度差は 11.3°Cで、試験時の上下温度分布はほとんどなかった。評価面における風速は最大 1.63m/s、最小 0.1m/s、平均風速 0.41m/s であり、測定点の 51 %が目標風速範囲に収まっていた (Fig. 18)。

また、評価面における平面温度のばらつきは約 1°Cと小さく、平均温度は周囲温度に比べて約 1°C低かった。SET\* 29°C に対して、風速は余裕があるため、装置能力の削減が可能であると考えている。

### 3 温熱環境の評価

開発した空調装置では気温と風速で人体に冷涼感をもたらすことを意図している。そのため、体表面が 20 分割されているサーマルマネキンを用いて、対象空間で運転停止時と運転時 4 点 (Fig. 18 中、C5、F3、F6、H10) で等価温度を測定し、温熱環境評価を評価した。試験時は空間内部の発熱量が小さく、周囲温度を夏季の実態調査に近い状態に保つことができなかつたため、平均温度の制御式 (式 1) 右辺の 36.4°C に無風時は -14.4°C、空調装置運転時は -8°Cの補正を加えて測定を行った<sup>5)</sup>。補正後の無風時と空調装置運転時の吸込温度はそれぞれ 30.5°Cと 30.7°Cと大きな違いは無く、夏季のコンコースにおける温度に近い。また、吸込-吹出温度差は 11.2°Cとなり、測定位置の気流分布は Fig. 18 に近いと判断できる。

$$t_s = 36.4 - 0.054Q_i \quad (1)$$

ただし、 $t_s$  平均表面温度 [°C]

$Q_i$  着衣時の表面よりの顕熱損失量 [W/m<sup>2</sup>]

近傍温度は H10 の温度が上下方向で低く、F6 は高い (Fig. 19)。一方、風速は F6 が高く、H10 は低い (Fig. 20)。全身の等価温度は無風時に比べ約 1.5°C低下している (Fig. 21)。特に、等価温度の低下は上半身が大きい傾向が見られる。全身の等価温度が最も低いのは F6 (29.4°C) で、H10 (30.2°C) に比べて 0.8°C低い。風速の効果により F6 では体感的な温度が低下しているためである。無風状態 (全身の等価温度 31.8°C) と比較すると、F6 で 2.4°C、H10 で 1.6°C低下している。温度ではなく、気流による冷却効果が現れていると判断できる。

## V. 局所空調装置適用時のコンコース内温熱環境

### 1. 局所空調装置の吹出気流特性

IIIで開発した局所空調装置を駅の地下コンコースに適用した場合の夏季温熱環境を、CFDにより解析した結果を以下に述べる。

CFD解析で必要となる局所空調装置の吹出特性をIVと同じ模擬空間で測定した。天井に設置した局所空調装置の吹出口直下 50mmの水平面を測定対象とした。風向・風速は熱線風速計および超音波風速計を用いて 64 点で測定した。

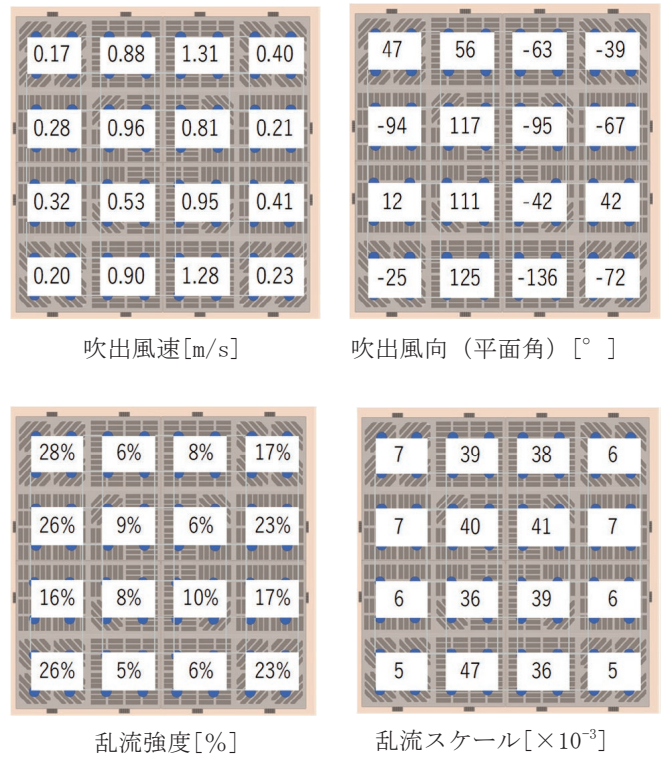


Fig.22 吹出気流特性 (吹出条件)  
(Features of Discharged Air Movement)

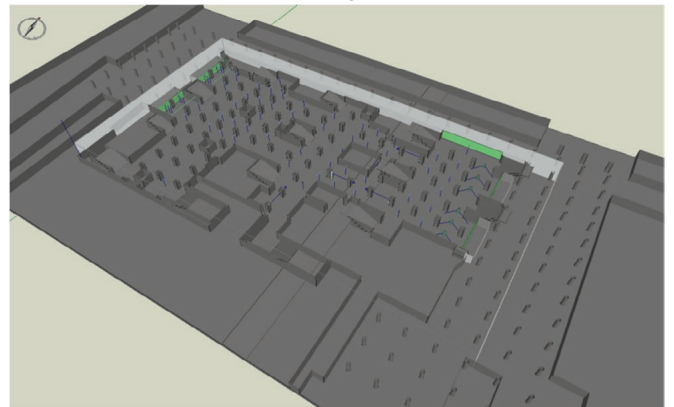


Fig.23 計算モデル  
(Calculation Model of CFD)

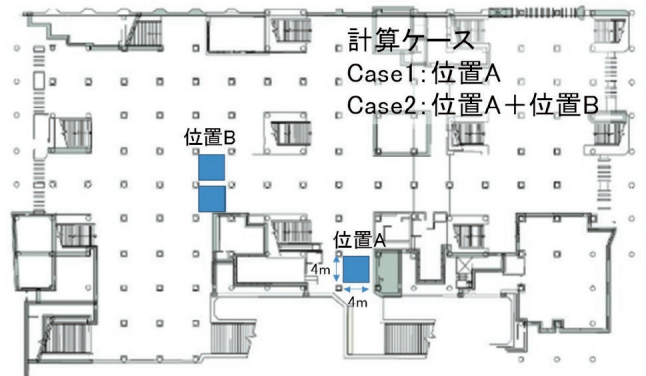


Fig.24 局所空調装置設置位置  
(Location of Localized Air-Conditioning System)



CFD の境界条件として必要になる乱流量は、各測定点の風速データの瞬時値に基づいて乱流強度  $I$  と乱流スケール  $L$  を算出した。乱流強度  $I$  は、以下のように算出した。

$$I = \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (u_i - \bar{u})^2}}{\bar{u}} \quad (2)$$

ここで、 $u_i$ ；風速の瞬時値 (m/s)， $\bar{u}$ ；平均風速 (m/s)， $n$ ；平均化母数 (=600)

また、乱流スケール  $L$  は次のように算出した。

$$R_{xx} = \frac{\overline{u(t)u(t+\tau)}}{u^2} \quad (3)$$

$$L = \frac{\bar{u} \int_0^{\infty} R_{xx}(\tau) d\tau}{L_0} \quad (4)$$

ここで、 $L_0$ ；代表長さ (= 4 m)

Fig. 22 に吹出気流の特性を示す。図中の値は測定対象面での 4 点の空間平均値を示す。風向の値は図中右方向を  $0^\circ$  とした反時計回りの角度である。

風速は 0.2~1.3m/s で分布が大きい。風向は吹出口の四方に広がる傾向がある。乱流強度と乱流スケールは分布があるものの、通常の空調吹出口と同程度の値であった。

これらの値を境界条件として、地下駅コンコース内の CFD 解析を行う。

## 2. CFD 解析

Fig. 23 に計算に使用した形状モデルを示す。計算メッシュ数は約 2500 万メッシュであった。III で提案した設計手法に

基づいて、前述の局所空調装置 (4m×4m) を 1 か所 (1 台) に設置した Case1 と、2 か所 (1 台+2 台) に設置した Case2 の 2 ケースとした (Fig. 24)。計算境界条件は II と同様に設定し、局所空調装置設置箇所に前述の吹出条件を設定した。Fig. 25 に床上 1.5m での風速と温度の解析結果を示す。図中の現状の解析結果は II で行った実測に基づく解析結果である。1 か所のみを設置した Case1 は局所空調装置設置場所近傍でのみ温熱環境改善効果 (風速上昇, 温度低下) が、2 か所に設置した Case2 では南改札付近が広範囲に改善していた。Fig. 26 に体感温度である SET\*と SET\*から換算した PPD (不満足者率) <sup>1)</sup>を示す。1 か所設置の Case1 に比べ 2 か所設置の Case1 は大きな温熱環境改善がみられ、最大 SET\*で  $5^\circ\text{C}$ 、PPD で 15%の改善しており、2 か所設置の有効性が確認できた。

## VI. おわりに

本研究は駅全体を均一に空調するのではなく、効果的に局所空調を行い、夏季に省エネを考慮した快適性を実現することを目的とした。

コンコースの実態調査では、照明等の発熱は小さいが稼働時間が長く、人数分布が密度の高い箇所でも  $0.5 \text{ 人}/\text{m}^2$  程度であった。空間内部の最高気温は外気温度とほぼ同じだが、最低温度が外気より  $2^\circ\text{C}$  以上高く、時間遅れは顕著ではなかった。また、空間内部の風速は低く、気流を用いた局所空調により十分に暑熱環境の改善が実現できると考えられた。

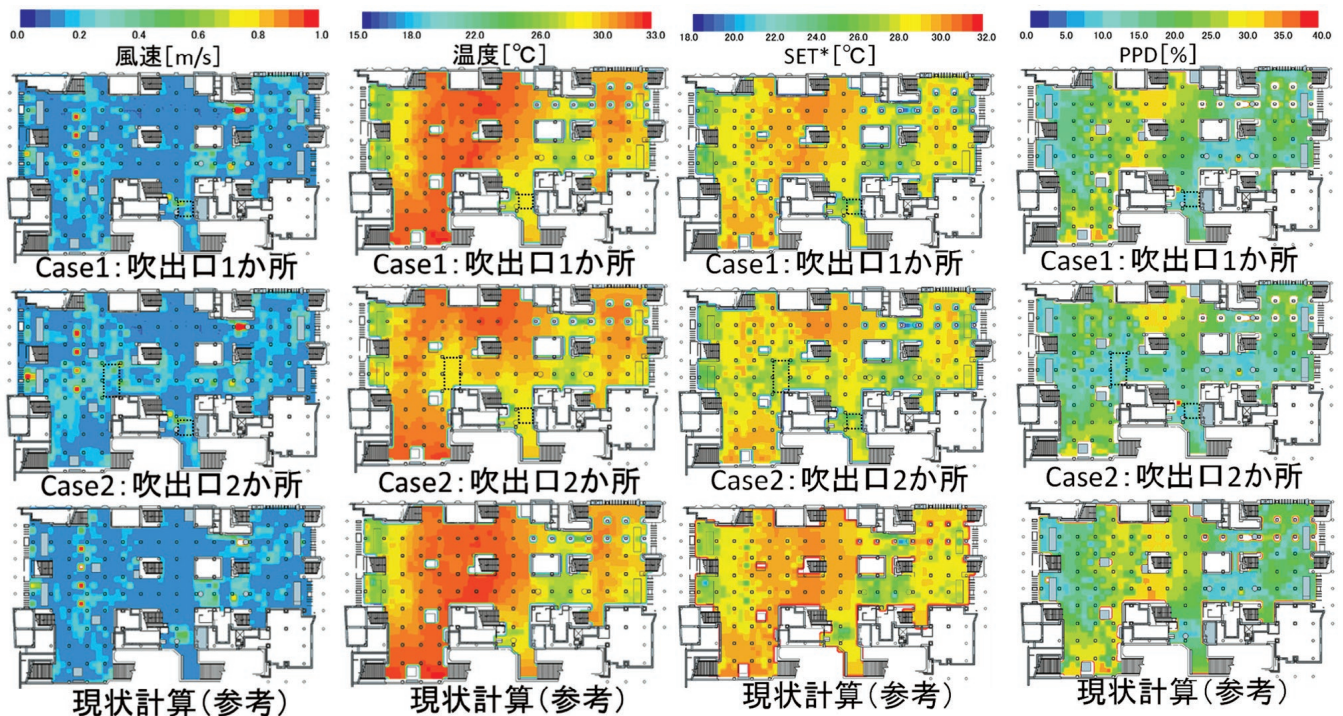


Fig.25 解析結果 (床上 1.5m 風速, 温度)  
(Result of Analysis (Velocity and Temp. at FL+1.5m))

Fig.26 解析結果 (床上 1.5m SET\*および PPD)  
(Result of Analysis (SET\* and PPD at FL+1.5m))

局所空調を適切に計画・設計する手法として、局所空調を導入する領域の順位付けを行う方法を考案し、主に気流感を用いて夏季駅構内の温熱環境を向上させる空調装置を開発した。模擬空間を用いて性能評価を行い、サーマルマネキンの等価温度を用いて温熱環境改善効果を評価した。また、実際の地下駅コンコースに本装置を適用した場合の効果を CFD で解析し、本装置の温熱環境改善効果を確認した。

#### 参考文献

1) 中野淳太；利用者の環境適応を考慮した温熱環境計画，第 13 回建築設備シンポジウム，2017. 10，pp. 41-46.

- 2) 丹羽英二；業務用建築における節電対策の定量評価，建築設備技術者のための節電シンポジウム，2011. 5，pp. 89-137.
- 3) 全国警備業協会；雑踏警備業務の手引き，2006.
- 4) Gagge et. al.；A standard predictive index of human response to the thermal environment. ASHRAE Transactions, 92 Part2B, 1986, pp. 709-731.
- 5) 田辺新一ほか；皮膚温度可変型サーマルマネキンによる室内環境評価法に関する研究，日本建築学会計画系論文報告集第 448 号，1993，pp. 1-8.

### Study on an Optimized Partial Cooling System in Railway Stations

*Katsuhiro Miura, Kenji Takagi, Hiroyuki Kaneko, Masako Ota, Miho Fukui, Hidetaka Yagi<sup>1)</sup>, Takayuki Kashiwa<sup>1)</sup>, Akifumi Kobayashi<sup>1)</sup> and Atsushi Takase<sup>2)</sup>*

Recently, there are high expectations for improving comfort in railway stations, particularly for mitigating the hot and humid environment in summer. This study aimed to achieve thermal comfort and conserve energy in railway stations in summer, not by cooling the whole area but by using a localized air-conditioning system. A field study was conducted in an underground station concourse at first, by measuring the thermal environment and surveying equipment with heat dissipation and density of occupants. The highest daily air temperature inside was almost the same as that outside, but the lowest temperature was higher than that outside. The air velocity inside was low. These results showed that a localized air-conditioning system using air movement was effective and led to the development of a localized air-conditioning system considering the typical module of concourses in railway stations. A planning method for selecting effective locations for the system was also proposed. The system was evaluated using actual devices in a mock-up space. CFD simulation in the actual station concourse showed that the developed system improved thermal comfort.