

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究

—第1報 うめきた地区における地下水流速の推定と季節間蓄熱に及ぼす影響—

Study on Aquifer Thermal Energy Storage System for Space Cooling and Heating - Estimation of Groundwater Flow Velocity and Its Effect on Seasonal Thermal Energy Storage in Umekita Area -

○中谷 公亮（大阪市立大学）

西岡 真稔（大阪市立大学）

鍋島 美奈子（大阪市立大学）

中尾 正喜（大阪市立大学）

中曾 康壽（大阪市立大学）

大東 亮平（大阪市立大学）

竹口 智也（大阪市立大学）

Kosuke NAKATANI*¹Masatoshi NISHIOKA*¹Minako NABESHIMA*¹Masaki NAKAO*¹Yasuhisa NAKASO*¹Ryohei OHIGASHI*¹Tomoya TAKEGUCHI*¹*¹ Osaka City University

The thermal storage air conditioning system using the aquifer can contribute to energy conservation by using the geothermal and waste heat of the building. In aquifer thermal energy storage, when the groundwater flow velocity is large, the heat storage mass is made to flow, and recovery efficiency deteriorates. In this study, we measured the flow velocity using the Darcy's rule and compared the flow rate identification value obtained from the long-term heat storage experiment and the simulation.

1. 研究背景

帯水層蓄熱システムとは、空調などの冷暖房や給湯の熱源となる冷温水を建物地下にある帯水層に蓄熱しておき、時間をずらして蓄熱塊を汲み上げて利用する技術である。

我々はこれまでの研究¹⁾にて、学内に設置した2本の井戸を含む蓄熱設備を用いた蓄熱実験を行った。地下水流動解析ソフトであるFEFLOW²⁾を用いたシミュレーションによって適切な地下水流速と分散長を設定することで、揚水温度応答を説明できる事を明らかにした。

本研究ではうめきた地区において実用規模の井戸を設置し、実際に蓄熱実験を行いうめきた地区のDg2帯水層における蓄熱特性を把握していく。

2. 研究目的

本研究では季節間蓄熱を想定した約80日間の蓄熱実験を行った。Table 1に運転スケジュールを示す。蓄熱期間では冷水を井戸に注水し、停止期間では井戸運転を止めて静置し、放熱期間では揚水し、注水した熱を回収する。

Table 1 Experiment schedule

Injection period	Stop period	Return period
8/19~9/14 25 days	9/14~10/13 29 days	10/13~11/4 22 days

帯水層蓄熱の重要なパラメータの一つが地下水流速である。しかし、低流速の計測では研究例があるものの一般利用で計測可能な方法がない。本研究では水位計測を行いダルシー則で流速・流向を求める。また地下水流速計測値と、蓄熱実験結果とシミュレーションから地下水流速を同定し比較検討する。

3. 地下水流速計測

測定機器による流速計測ではうめきた地区の地下水流速は計測能を下回っており計測できない（トレーサー法の流速計測範囲： $3.1\sim9.5\times10^4$ m/year³⁾）。そこで本研究は(1)のダルシー則を用い透水係数と動水勾配から

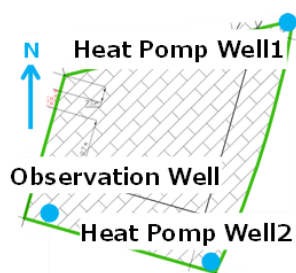


Fig. 1 Umekita district well position

地下水流速を求めることにした。

$$v = ki \quad (1)$$

v : 流速 [cm/s] k : 透水係数 [cm/s] i : 動水勾配

3.1. 地下水位計測方法

Fig. 2 に圧力式水位計設置から流速算出までの流れを示す。透水係数と動水勾配を求める前段階として水位計測機器設置と井戸口水準測量を行って設置深度を確定する。水位を記録し井戸間距離から動水勾配、連続揚水試験から透水係数を求める。

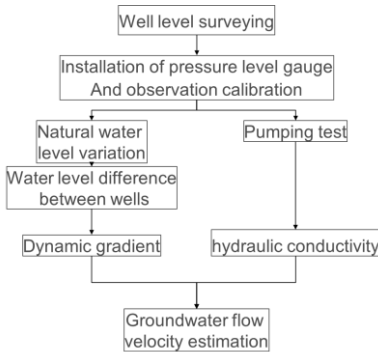


Fig. 2 Flow velocity estimation flow

Fig. 3 に示すように圧力式水位計は設置位置から水面までの距離 d_3 を測定する計測器である。したがって、設置位置（標高基準） D_1 を求めておくことにより、圧力式水位計の計測値 d_3 は、標高基準の水位 d_2 に変換可能である。

$$d_2 = D_1 - d_3 \quad (2)$$

以下では、設置位置 D_1 を求める方法について述べる。感知式水位計を井戸口から垂らし、井戸口から水面までの距離 d_0 を測定する。これにより、水面高さ（標高基準） d_2 が感知式水位計によって得られる。

$$\text{水面高さ（標高基準）} d_2 = d_0 - d_1 \quad (3)$$

圧力式水位計の測定値 d_3 に水面高さ（標高基準） d_2 を加えると、圧力式水位計の設置高さ D_1 （標高基準）が得られる。

$$\text{圧力水位計の設置高さ（標高基準）} D_1 = d_2 + d_3 \quad (4)$$

なお、水位 d_2 は潮汐の影響により時間的に変動する。したがって、(3)では、同時刻に測定した d_2 と d_3 を用いた。

この方法で圧力式水位計設置深度を把握し、圧力式水位計計測値から水位を計測した。

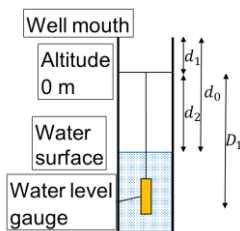


Fig. 3 Calibration method of observation value of pressure type water gauge

3.2. 透水係数導出

うめきた地区で連続揚水試験を行い、水位低下量を記録しヤコブ法、回復法から透水係数を求めた。連続揚水試験は熱源井①、熱源井②で行った。その一例を示す。

Table 2 Outline of pumping test

Name	4/12 heat source well 2 Pumping test
Start time	10:00
Finish time	14:50
Flow rate (t/h)	80.4

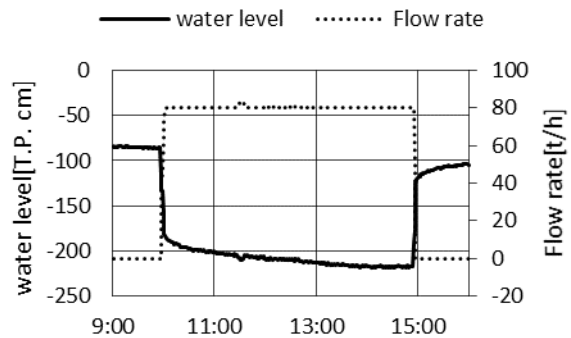


Fig. 4 Pumping test

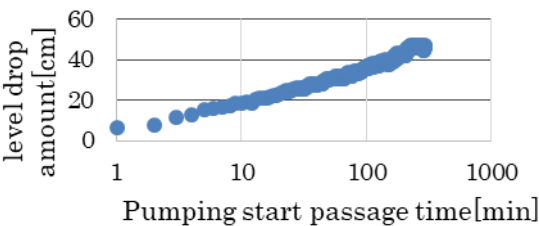


Fig. 5 Jakob method

ヤコブ法 (Fig. 5)、回復法からは $\Delta s = 17.71$ 、 $a = 12.55$ と得られた。帯水層厚を 18 m とし求めた結果透水係数は 1.28×10^{-3} m/s、 1.65×10^{-3} m/s となった。このようにして 2 つの連続揚水試験から透水係数を求めていくと $1.28 \sim 2.18 \times 10^{-3}$ m/s の範囲内であることがわかった。

Table 3 Permeability coefficient

Jakob method	$T = \frac{2.3Q}{4\pi\Delta s}$
Recovery method	$T = \frac{2.3Q}{4\pi\Delta a}$
Q: flow rate (m ³ /s) T: permeability coefficient (m ² /s) Δs : water level drop amount (m) a: residual water level drop (m)	

3.3. 地下水位の変動

透水係数はヤコブ法と回復法から $1.28 \sim 2.18 \times 10^{-3}$ m/s と求められた。動水勾配を求める方法であるが、熱源井①、熱源井②、観測井の 3 点の水位を 10 分間隔で計測した。3 点の水位、座標をもとに平面の式を求め、

傾きから動水勾配と流向を求める。

Fig. 6 に示すように地下水位は一定ではなく常に変動している。影響要因として降雨、掘削があげられるが主なものは潮汐であり、これにより周期的に水位が変動する (Fig. 7)。また水位変動によって 3 点間の地下水位の高低が変わり、これが動水勾配が代表日によって変わる。ここでダルシー則では水位をどのように捉えるかが重要になるかがわかる。

9/14.10:20 の水位から動水勾配を求め、流速を算出すると 23.7 m/year で流向がほぼ東であった。次に 10/4.10:50 の水位から地下水流速を算出すると 11.8 m/year で流向が南東であった。ダルシー則から得る流速・流向は代表日によって異なる結果となった。

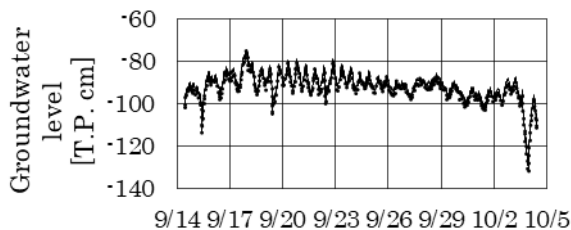


Fig. 6 Groundwater level (Measured value)

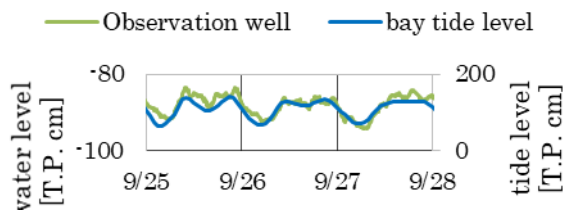


Fig. 7 Osaka bay tide level and Groundwater level⁴⁾

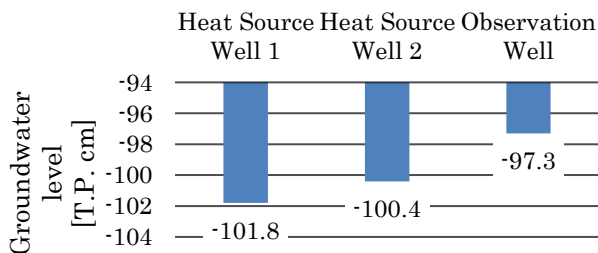


Fig. 8 Groundwater level (9/14.10:20)

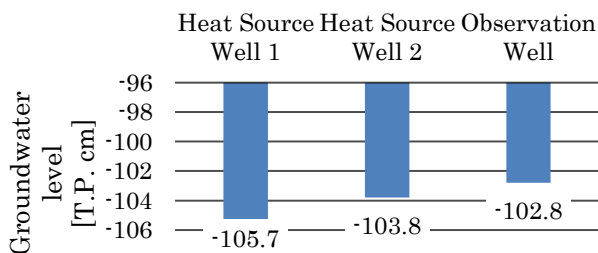


Fig. 9 Groundwater level (10/4.10:50)

3.4. 地下水流速・流向の期間平均値

前章のように地下水流速が日によって異なる。本研究

は連続的に水位が計測できており蓄熱実験の停止期間中である 9/14~10/4 の平均水位から導出することにした。各井戸距離、地下水位から動水勾配は 3.29×10^{-4} であり、地下水流速は透水係数に範囲があるため、13.3~22.6 m/year となった。また流向は真北から東に 112 度の南東方向に流れていることがわかった。

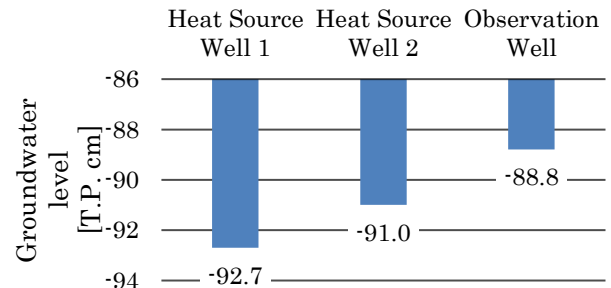


Fig. 10 Average Groundwater level (9/14~10/4)

4. 数値的シミュレーションによる地下水流速同定

4.1. パラメータ同定方法

蓄熱実験の流量 (Fig. 11) と低温井戸の温度 (Fig. 12) と運転スケジュール (Table 1) を示す。放熱期間における温度上昇率を決める重要なパラメータが地下水流速と熱分散長である。シミュレーションに土壌物性値と、地下水流速、熱分散長を与え蓄熱実験とシミュレーションの温度上昇が一致する値を同定値とする。

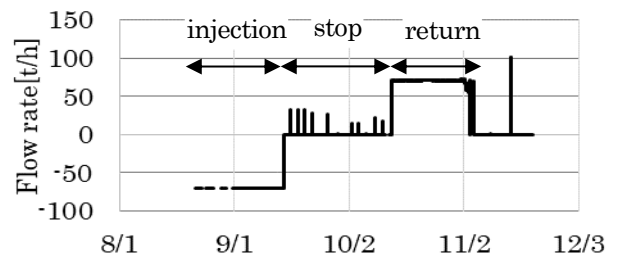


Fig. 11 Flow rate (+: recharge -: discharge)

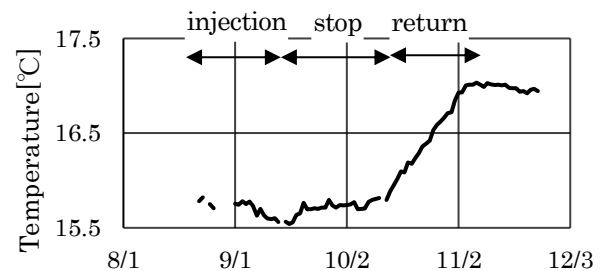


Fig. 12 Water temperature (Measurement)

4.2. シミュレーション結果

まず推定地下水流速の中央値である 18.0 m/year を与え熱分散長を数パターン与えシミュレーションを行った (Fig. 13)。Fig. 14 の計測値を基準とする平均二乗誤差平方根 (RMSE) で一致具合をみてみると熱分散長 2.5 であるとき最も計測値に近づく。次に、流速と熱分散長

の組合せを換えて、実験と最も近づく流速と熱分散長 (0.1, 1 2.5 5) の組合せを確認したところ、どの流速の場合でも熱分散長は 2.5 が最も一致しうめきた地区の地盤は 2.5 付近であることが確認された。Fig. 15 に熱分散長 2.5 での各流速の温度応答を示す。図のようにほとんど同じような結果になった。RMSE 結果を Fig. 16 に示す。0 m/year が最も計測値と一致する結果となった。しかし、RMSE 結果は 0 m/year が最も低いものの 18.0 m/year までは RMSE が 0.1 以下とかなり低い値であった。このシミュレーションでの同定結果では 18.0 m/year 以下と判定できよう。

5. まとめ

地下水位は常時変化している。変化しているなか、ダルシー則を用い 2 つの瞬間水位データからそれぞれ流向、流速求めると日によって異なる結果を得た。そこで本研究では 9/14～10/4 の水位データを平均しその水位から地下水流速を算出すると 13.3～22.6 m/year であり、これを推定値とした。

またシミュレーションでうめきた地区の地盤をモデル化し熱分散長 2.5 であることを確認した。

流速 0 m/year が最も蓄熱実験の冷水井の温度応答と一致した。しかし、流速 18.0 m/year の RMSE 結果も 0.1 以下であり、シミュレーションでの同定結果は 0～18 m/year となった。以上より、水位の期間平均値からダルシー則を用いて算出した地下水流速とシミュレーションによる同定結果からうめきた地区の地下水流速は 18.0 m/year 以下であることが確認された。

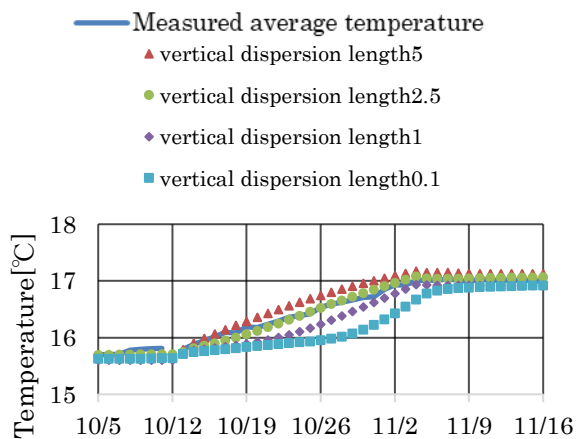


Fig. 13 Comparison of temperature response of simulation with measured value at return period (Flow Velocity 18.0 m / year • vertical dispersion length 0.1～5)

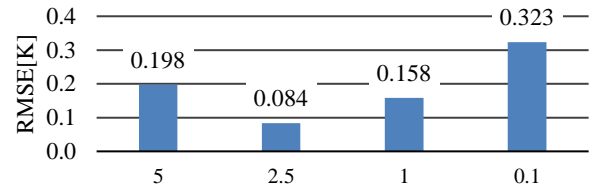


Fig. 14 RMSE at each vertical dispersion length (Flow Velocity 18.0 m / year)

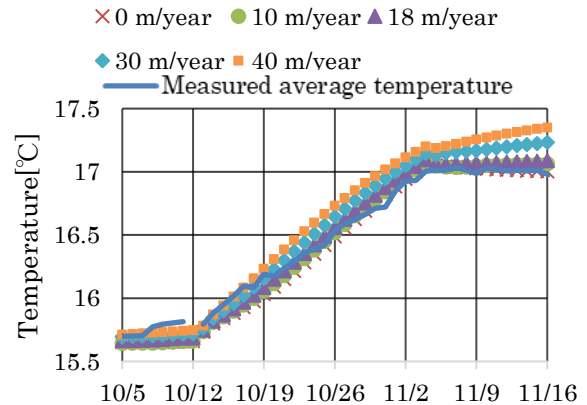


Fig. 15 Temperature response at return period at each flow velocity (vertical dispersion length 2.5)

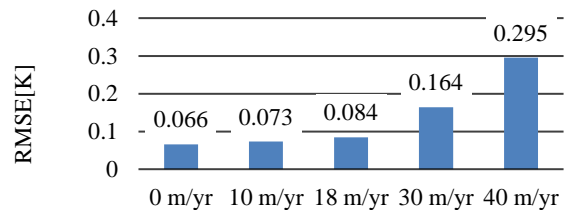


Fig. 16 RMSE at the end of return period / return period at each flow velocity (vertical dispersion length 2.5)

【謝辞】

本研究は、環境省の平成 28 年度 CO2 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業「帯水層蓄熱のための低コスト高性能熱源井とヒートポンプのシステム化に関する技術開発」の一環で行ったものであり、研究を行うにあたり協力賜った皆さまに感謝の意を表します。

【参考文献】

- 1) 藤井ら：帯水層を利用した昼夜間蓄熱システムの研究(第 1 報)長期間運転時の蓄熱特性の計測とモデル同定, 空気調和・衛生工学会全国大会発表論文集, 2013, 9 月
- 2) DHI-WASY Software : FEFLOW 5.3 Reference Manual、
- 3) 佐藤邦明、岩佐義朗：地下水理学、2002、p.29、丸善
- 4) 気象庁 | 潮汐・海面水位のデータ 潮位表 大阪 (OSAKA)

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究
—(第2報)うめきた地区における蓄熱実験結果—

Study on aquifer thermal energy storage system for space cooling and heating
—(Part2)experimental result of thermal energy storage in Umekita area—

○竹口 智也 (大阪市立大学) 西岡 真稔 (大阪市立大学)
鍋島 美奈子 (大阪市立大学) 中尾 正喜 (大阪市立大学)
中曽 康壽 (大阪市立大学) 大東 亮平 (大阪市立大学)
Tomoya TAKEGUCHI*¹ Masatoshi NISHIOKA*¹ Minako NABESHIMA*¹
Masaki NAKAO*¹ Yasuhisa NAKASO*¹ Ryohei OHIGASHI*¹
*¹ Osaka City University

Thermal energy storage air conditioning system utilizing aquifer can contribute to energy conservation by using ground thermal energy and waste heat from buildings. The purpose of this research is to show the results of the daily and monthly thermal storage experiments conducted in the Umekita area. In addition, by simulation, we clarify that pumping temperature response can be explained by setting appropriate groundwater flow velocity and dispersion length. As a result, it was found that the heat recovery rate was about 80% in daily experiments and about 70% in monthly experiments.

1. 研究背景・目的

筆者らはこれまでの研究にて、兵庫県高砂市に設置された実用規模の井戸において蓄熱実験を行った。実用規模の井戸を対象とした二度目の実験として、大阪市のうめきた地区において蓄熱実験を行った。

本研究では、うめきた地区に設置された実用規模の井戸を対象に昼夜間蓄熱(日単位)、長期蓄熱(月単位)の蓄熱実験の結果を示し、高砂での実験と比較することで帯水層蓄熱井戸性能に関する知見を蓄積する。

2. うめきた地区の帯水層実験設備概要

うめきた地区における帯水層蓄熱実験設備は、深度47.5m～55.5mにストレーナを設け、2本の井戸(冷熱を蓄熱する低温井戸、温熱を蓄熱する高温井戸)と空冷ヒートポンプから構成されている(Figure 1)。帯水層周辺には地下水流動を妨げる地下構造物は無く開放帯水層となっている。温度は各井戸の管の外側に三点に熱電対を設け、計測している。

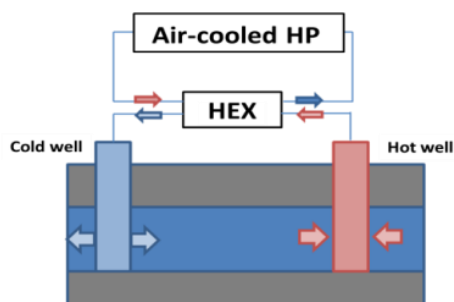


Figure 1 Aquifer storage facility

3. 昼夜間蓄熱実験

うめきた地区において、昼夜間蓄熱実験を2パターン(実験①、実験②)行った。流量を変えて昼夜間蓄熱実験を2パターン行い、流量の違いが分散長に与える影響を明らかにする。

3.1. 実験①②概要

・実験①

7/3 から 7/12 まで12時間注水、12時間揚水の8サイクルを行った。1、2サイクル目では還水温度を13℃(蓄熱時)、18℃(放熱時)で設定しており、流量が変動してしまったため分析は3サイクル目から行う。3から8サイクルでは注水揚水流量100t/h固定、注水還水温度は成り行きで行った。(Figure 2、Figure 3)

・実験②

7/18 から 7/24 まで12時間注水、12時間揚水の5サイクルを行った。注水揚水流量37t/h固定、注水還水温度は成り行きで行った。(Figure 4、Figure 5)

3.2. 実験結果

実験①②の積算注水揚水流量、投入回収熱量、熱回収率の結果をTable 1(カッコ内は参考値)、Table 2に示す。熱回収率は式1で計算した。実験①結果より、熱回収率は各サイクルで77%～87%となった。実験②結果より、熱回収率は61%～77%となった。実験①に比べ熱回収率が小さい原因として、各サイクルで積算注水量に対し、積算揚水流量が小さくなっていることが考えられる。

$$\eta_H = \frac{c\rho_w \sum_{i=1}^N q_{out,i}(T_{out,i}-T_0)}{c\rho_w \sum_{i=1}^N q_{in,i}(T_{in,i}-T_0)} \quad \text{式 1}$$

η_H : 熱回収率(%), $c\rho_w$: 水の熱容量(J/m³・K),
 q_{in} : 注水量(m³), T_{in} : 注水温度(°C),
 q_{out} : 揚水量(m³), T_{out} : 揚水温度(°C),
 T_{out} : 揚水温度(°C), T_0 : 初期地中温度

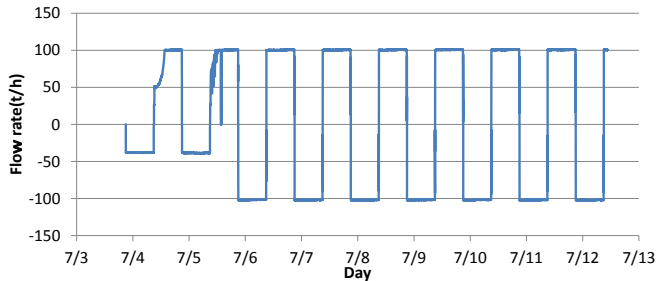


Figure 2 Flow rate Experiment①result

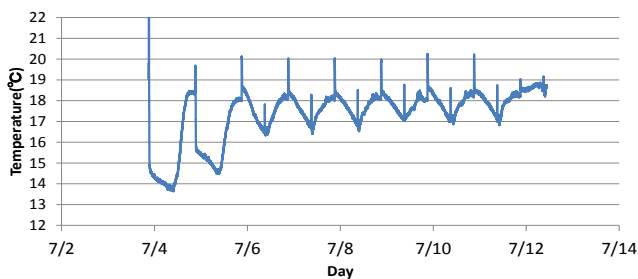


Figure 3 Aquifer temperature Experiment①result

Table 1 Heat recovery rate Experiment①result

Cycle number	1	2	3	4	5	6	7	8
Cumulative injection volume(t)	(454)	(460)	1218	1221	1221	1217	1218	1220
Cumulative return volume(t)	(1012)	(1112)	1201	1203	1201	1203	1204	1205
Input heating value(GJ)	(7.3)	(5.4)	3.7	2.8	2.4	2.0	2.3	1.9
Output heating value(GJ)	(5.6)	(4.7)	2.9	2.3	1.9	1.6	1.9	1.6
Heat recovery rate(%)	(77)	(87)	78	79	82	81	84	84

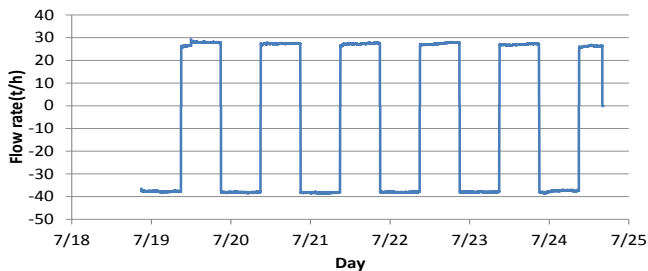


Figure 4 Flowrate Experiment②result

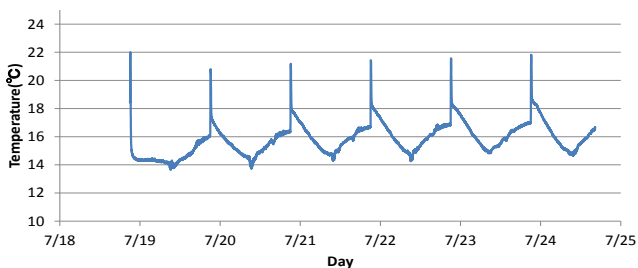


Figure 5 Aquifer temperature Experiment②result

Table 2 Heat recovery rate Experiment②result

Cycle number	1	2	3	4	5
Cumulative injection volume(t)	449	453	456	453	452
Cumulative return volume(t)	328	325	325	326	326
Input heating value(GJ)	8.7	6.5	5.6	5.1	4.8
Output heating value(GJ)	5.3	4.6	4.1	3.9	3.7
Heat recovery rate(%)	61	70	74	76	77

3.3. うめきた昼夜間実験結果 考察

既往研究¹⁾では、実用を想定した蓄熱実験を兵庫県高砂市に設置された井戸を対象に行った。帯水層は、GL-52.5〜70.7mに存在し、帯水層厚さは18.2mである。実験は昼夜間蓄熱を想定して行われ、注水7時間、停止10時間、揚水7時間を1サイクルとする。13°Cを注水する実験(流量77t/h固定)、6°Cを注水する実験(流量37t/h固定)の2パターン行った。結果をTable 3、Table 4に示す。13°C注水試験では、各サイクルで70%後半の熱回収率が得られた。6°C注水試験では、注水流量に対し揚水流量が少ないため、熱回収率は50%程度となったが、注水流量と揚水流量を等しくしてシミュレーションを行ったところ、熱回収率は70〜80%となった。このことから、高砂での実験結果と同程度の熱回収率がうめきたの実用規模の井戸でも得られることがわかった。

Table 3 Heat recovery rate Experiment result(13°C) at Takasago area

Cycle number	1	2	3	4	5	6	7
Cumulative injection volume(t)	539	533	543	544	541	536	531
Cumulative return volume(t)	511	529	516	531	520	477	475
Input heating value(GJ)	9.8	11.2	11.7	11.6	11.6	11.6	11.3
Output heating value(GJ)	7.8	8.7	8.8	9.2	8.9	8.6	8.6
Heat recovery rate(%)	79	78	75	79	76	74	76

Table 4 Heat recovery rate Experiment result(6°C) at Takasago area

Cycle number	1	2	3	4	5	6
Cumulative injection volume(t)	326	323	349	337	337	333
Cumulative return volume(t)	232	190	190	185	186	180
Input heating value(GJ)	15.6	15.7	16.8	16.3	16.4	16.2
Output heating value(GJ)	8.7	7.9	8.1	8.1	8.2	8.1
Heat recovery rate(%)	56	50	48	50	50	50

4. 長期蓄熱実験

うめきた地区において季節間蓄熱を想定した1ヶ月単位の長期蓄熱実験(実験③)を行った。

4.1. 実験概要

8/19 から 11/4 まで、25 日間注水、29 日間停止、22 日間揚水の1サイクル行った。注水揚水流量は70t/h固定、注水温度15.4°Cで行った。11/4にポンプの不具合により停止したため、注水日数に対して揚水日数が3日程少なくなった。(Figure 6、Figure 7)

4.2. 実験結果

積算注水揚水流量、投入回収熱量、熱回収率の結果をTable 5に示す。積算注水流量に対し、積算揚水量が少し少ない結果となった。結果より、一カ月単位の実験でも熱回収率は70%程度得られることが分かった。

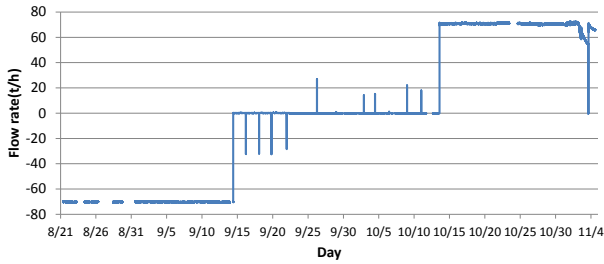


Figure 6 Flowrate Experiment③result

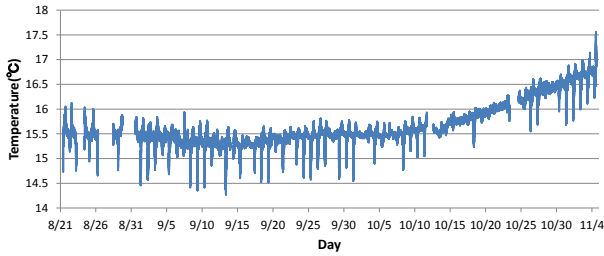


Figure 7 Aquifer temperature Experiment③result

Table 5 Heat recovery rate Experiment③result

Cycle number	1
Cumulative injection volume(t)	37456
Cumulative return volume(t)	36911
Input heating value(GJ)	406.0
Output heating value(GJ)	285.0
Heat recovery rate(%)	70

5. パラメータ同定

揚水温度応答を再現するために、Figure 8 の地盤モデル、Table 6 に示す計算条件で地下水流動ソフトを用いたシミュレーションを行った。流量、注水温度は実験値の経時変化を代入している。初期地中温は実測値より、実験①が 20℃、実験②が 18.5℃で設定する。昼夜間蓄熱実験では分散長が揚水温度に大きく影響を与え、長期間の蓄熱では地下水流速が揚水温度に大きな影響を与えるパラメータである。実験結果に対し縦分散長(横分散長は縦分散長の 1/10)と地下水流速を変化させていき、実験結果を説明できる縦分散長、地下水流速を同定する。その他の物性値については温度応答への影響が小さいことがわかっており、文献値を採用することとした。

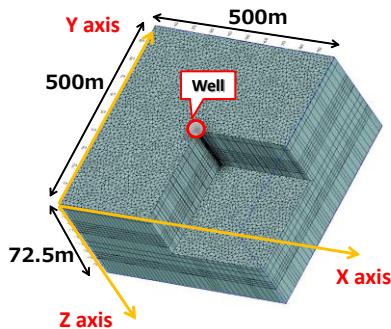


Figure 8 Ground model

Table 6 Simulation conditions

Calculate condition		
Calculate area		50m × 50m × 50m
Target Aquifer depth		GL-47.5~57.5m
Hydraulic conductivity	Gravel	$5.7 \times 10^{-4}(\text{m/s})$
	Cay ⁽²⁾	$1.0 \times 10^{-8}(\text{m/s})$
Thermal conductivity	Gravel ⁽³⁾	$3.18(\text{MJ/m}^3 \cdot \text{K})$
	Cay ⁽³⁾	$3.06(\text{MJ/m}^3 \cdot \text{K})$
Heat capacity	Gravel ⁽⁴⁾	$2.07(\text{W/mK})$
	Cay ⁽⁴⁾	$1.2(\text{W/mK})$
Porosity		0.3
Natural Ground water flow rate		-3.16m

5.1. 実験①②

昼夜間蓄熱実験では、地下水流速の影響は殆どないことから縦分散長のみ同定する。縦分散長を 0.01~5 の範囲で変化させ、シミュレーションの計算値が実験値とどの程度乖離しているかを示す RMSE(式 2)が最小となる値を決定する。実験①の 3~8 サイクル目の実験結果を再現する分散長の同定を行う。結果を Figure 9 に示す。3~8 サイクル全体で RMSE を算出し(Figure 11)、縦分散長 0.01、0.1 で最小となった。実験②では、1~5 サイクル目の実験結果に対して分散長を同定する。結果を Figure 10 に示す。1~5 サイクル全体で RMSE を算出し、縦分散長 0.1 で最小となった。

$$\text{RMSE} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_i - y'_i)^2} \cdots \text{式 2}$$

N: 全対象数、 y_i : 実験値、 y'_i : 計算値

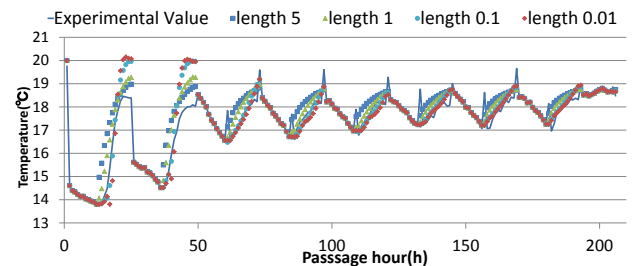


Figure 9 Comparison of Vertical dispersion length Experiment①

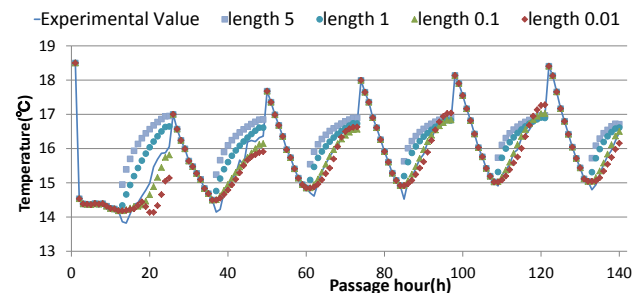


Figure 10 Comparison of Vertical dispersion length Experiment②

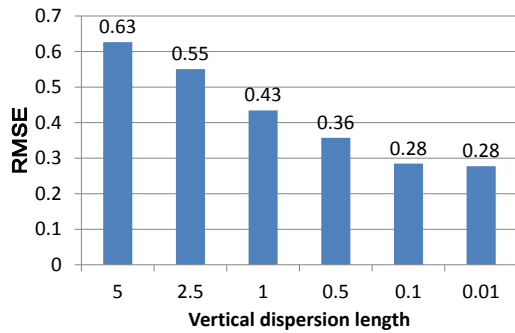


Figure 11 Comparison of RMSE Experiment①

6. 流量と縦分散長の関係

世界各地で行われた 59 件の実験の評価報告書⁵⁾ (Figure 12)によると、帯水層内の熱の広がり、縦分散長の関係は正の相関があると述べられている。Figure 13 に実験①の 1 サイクル目注水終了時のシミュレーションでの x 軸方向の温度分布(帯水層中央部の xy 平面で、y 軸を中心で固定)を示す。同様に、Figure 14 に実験③での 1 サイクル目注水終了時の温度分布を示す。昼夜間蓄熱実験での蓄熱の直径が 5m 程度であるの比べ、うめきたでの長期蓄熱実験での蓄熱の直径は 120m 程度と非常に大きいため縦分散長が大きくなったと考えられる。

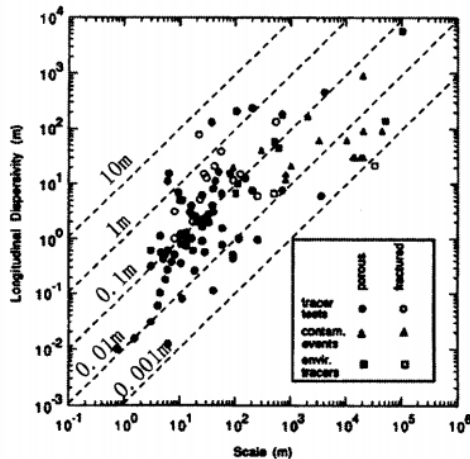


Figure 12 Relationship between scale and longitudinal Dispersion

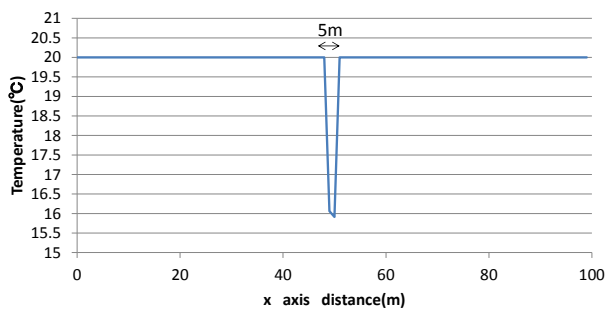


Figure 13 Aquifer temperature x axis distance Experiment①result

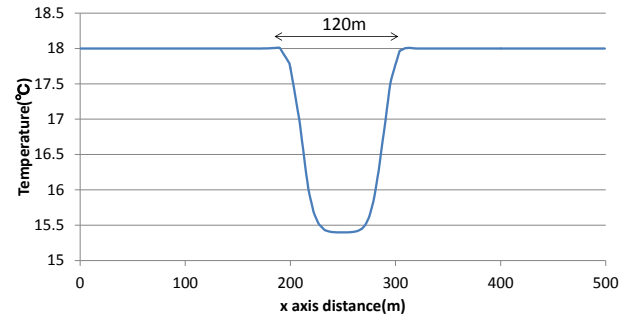


Figure 14 Aquifer temperature x axis distance Experiment③result

7. まとめ

昼夜間蓄熱実験では、高砂、うめきた共に注水流量と揚水流量が等しい場合、1 サイクル目では 61%~77%、5 サイクル目では 77%~82%の熱回収率が得られることが分かった。長期蓄熱の場合、うめきたでは 70%程度の熱回収率が得られた。また、うめきたでの昼夜間蓄熱実験では縦分散長は 0.1 となり、第 1 報より長期蓄熱では 2.5 となった。既往研究の結果からも、13℃注水試験、6℃注水試験共に縦分散長 0.4 で同定されたことから、注水温度や、昼夜間蓄熱程度の流量の変化では縦分散長に変化しないことが分かる。長期蓄熱での縦分散長が変化したのは、長期間蓄熱すると熱の広がりが大きくなり、縦分散長に影響を与えたと考えられる。縦分散長の値は、帯水層固有の値ではなく、注水流量による熱の広がり的大小に依存すると考えられる。

【謝辞】

本研究は、環境省の平成 28 年度 CO2 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業「帯水層蓄熱のための低コスト高性能熱源井とヒートポンプのシステム化に関する技術開発」の一環で行ったものであり、研究を行うにあたり協力賜った皆さまに感謝の意を表します。

【参考文献】

- 1) 竹口ら：帯水層蓄熱空調システムの普及に向けた研究開発-(第 2 報) 昼夜間蓄熱実験から得られた蓄熱特性-空調・衛生工学会全国大会発表論文集,2017,9 月
- 2) 日本機械学会：伝熱工学資料 改訂第 4 版、1986、丸善
- 3) DHI-WASY Software：FEFLOW 5.3 Reference Manual、
- 4) 佐藤邦明、岩佐義朗：地下水理学、2002、p.29、丸善
- 5) Lynn W.Gerher,Claire Welty, Kenneth R.Rehfeld:A Critical Review of Data in Field-Scale Dispersion in Aquifers,Water Resource Reserch-Vol.28-No7,p.1955-1974,1992 年 7 月

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究
 (第3報) 季節間蓄熱における冬期冷却塔蓄熱と夏期冷水予冷の検討
Study on Aquifer Thermal Storage System for Space Cooling and Heating
(Part3) Investigation of heat storage utilizing cooling tower in winter and precooling return
water in summer on seasonal thermal energy storage

○大東 亮平 (大阪市立大学) 西岡 真稔 (大阪市立大学)
 鍋島 美奈子 (大阪市立大学) 中尾 正喜 (大阪市立大学)
 中曽 康壽 (大阪市立大学) 中谷 公亮 (大阪市立大学)
 竹口 智也 (大阪市立大学) 中村 和弘 (ニュージェック)
 Ryohei OHIGASHI*¹ Masatoshi NISHIOKA*¹ Minako NABESHIMA*¹
 Masaki NAKAO*¹ Yasuhisa NAKASO*¹ Kosuke NAKATANI*¹
 Tomoya TAKEGUCHI*¹ Kazuhiro NAKAMURA*²
 *¹ Osaka City University *² NEWJEC

Thermal energy storage air conditioning system utilizing aquifer can contribute to energy conservation by using ground thermal energy and waste heat from buildings. The purpose of this study is to consider heat storage utilizing cooling tower in winter to balance heat storage amount in underground and precooling return water in summer to enlarge energy saving effect in summer. Also, through simulation study with aquifer thermal energy storage system simulation model, it is calculated energy consumption of the system and conventional air-conditioning system including heat machine and auxiliary machinery, and grasped change in energy saving effect by multi-year operation system.

1. 研究背景・目的

1.1. 研究背景

本研究では地下水利用の1種である帯水層蓄熱空調システム(以下 ATES とする)に着目した。ATES は、排熱を有効活用することにより省エネルギー効果が期待できるシステムである。ATES を導入する上では熱の広がりによる長期的な帯水層の温度上昇または低下により周辺環境への影響を防ぐことが重要である。そのためには、冬期と夏期の地中蓄熱量の年間熱収支の平衡などを可能とする運用が必要である。

1.2. 研究目的

先行研究¹⁾では Modelica 言語を用いたシミュレーションツールを用いてモデル構築し、ATES の導入効果及び蓄熱温度と直接利用や熱源水利用などの運転方法が熱源機の省エネ効果に及ぼす影響を明らかにした。

しかし山本らの研究では、地中蓄熱量の年間熱収支のバランスを可能とする運用については未検討であった。また、補機類の消費電力について未検討であり、ATES によるシステム全体の省エネ効果の把握に至ってなかった。さらに、帯水層の蓄熱性能が向上すると期待される

複数年での省エネ効果についても未検討であった。

そこで、本研究では地中蓄熱量の年間熱収支平衡のために冬期冷却塔蓄熱の検討、省エネルギー化が期待できる運用方法の検討および補機動力を含めたシステム全体の省エネ効果の把握、複数年での ATES による省エネ効果の把握を目的として行う。

2. シミュレーションの条件

2.1. 建物負荷

本研究では、建物で発生する負荷のうち稼働時間の長いベース部分を本システムで処理すると仮定した。そのため、設定した冷凍機の冷却能力(700kW)の約3倍の負荷が発生する延床面積 24000m²の業務施設を想定した。ベース部分以外の負荷は他の熱源システムで処理するとし、本検討では評価対象としていない。文献²⁾の負荷原単位を参考に設定した夏期(6月~9月)の冷房負荷を Fig.1 に示す。また暖房負荷(12月~3月)についても、文献を参考に同面積の業務施設で発生する負荷を Fig.2 のように設定した。本検討では、暖房負荷も冷凍機により処理するため、冷凍機の暖房能力である 850kW までを本システムで処理する。これらの月毎の負荷の日変動が

毎日繰り返されると仮定してシミュレーションを行った。

2.2. 従来システム

比較対象の従来システムは、冷暖ともに吸収式冷温水機を用いる方式、冷暖ともに空冷 HP を用いる方式、冷房はターボ冷凍機、暖房は空冷 HP を用いる方式とする。吸収式冷温水機の冷房時 COP は 1.25、暖房時 COP は 0.86 とし、冷却水ポンプと冷却塔ファンの消費電力をターボ冷凍機の冷却水ポンプと冷却塔ファンの 2 倍とする。空冷 HP とターボ冷凍機の機器特性は Modelica Buildings Library 内に実装されている熱源機モデルを用いている。このモデルに Table1 に示す冷凍機と空冷 HP の特性を表現した。

2.3. 運転方針 1(ATES)

冬期(12 月～3 月)・夏期(6 月～9 月)の運用方法を以下の①～④に示す。これらの運用法で 2 年間シミュレーションを行い、システム導入による省エネ効果について把握した。冬期運転の概要を Fig.3、夏期運転の概要を Fig.4 に示す。夏期・冬期の蓄熱温度を表 2 に示す。

①冬期暖房+冷水蓄熱

暖房+冷水蓄熱は、冬期の暖房負荷を冷凍機で処理し、地下水を熱源水として利用すると同時に冷排熱を地下水に与え、帯水層に蓄熱する運転である。冷水井戸への還水温度は 6℃とする。

②冬期冷却塔蓄熱

冷房負荷が暖房負荷より大きいことから冬期での地中蓄熱量が小さくなるので冬期と夏期の地中蓄熱量を平衡させるために冷却塔蓄熱を行う。冬期の外気温度が低い時、冷却塔を使って冷水を製造し、冷水井戸に地下水を還水する運転である。本研究では暖房負荷がなく、外気湿球温度が 4℃以下の場合に運転し、冷却水出口温度により還水温度は変化するとした。冷却水出口温度は外気湿球温度との温度差を 5℃として計算する。

③夏期・熱源水利用+冷水予冷

冷房時のエネルギー消費量が多いことから夏期での省エネ効果を大きくするために熱源水利用+冷水予冷を行う。冷水井戸の地下水を負荷側からの戻り冷水の予冷に用いることで冷凍機冷水入口温度を低下でき、冷凍機の負荷を抑制できる。また、冷水を予冷した地下水を冷却水の冷却として用いることで冷却水出口温度を低下できる。この運転により冷凍機の大幅な COP 向上が期待できる。温水井戸への還水温度は 18℃とする。

④夏期熱源水利用

熱源水利用は、冬期に蓄熱した地下水により冷却水を冷却する運転である。地下水を熱源として利用することで冷凍機の COP 向上が期待できる。揚水温度が 12℃以上になれば夏期熱源水利用へと切り替える。温水井戸への還水温度は 23℃とする。揚水量の上限は 100m³/h とし、その場合は還水温度を成り行きとする。

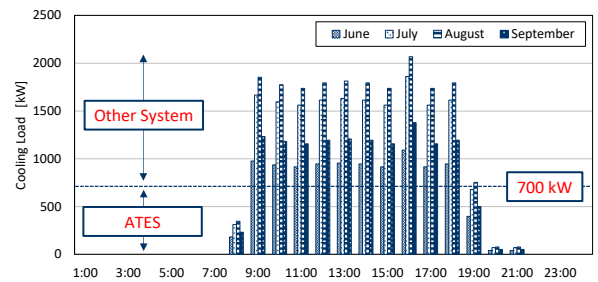


Fig.1 Cooling Load

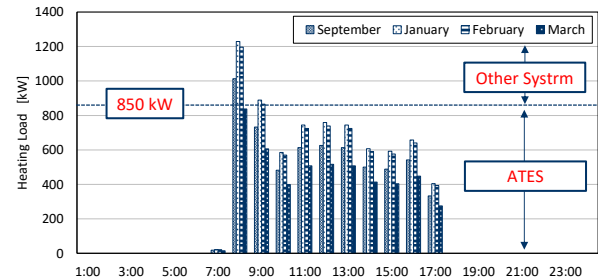


Fig.2 Heating Load

Table.1 Heat Source Machine Characteristics

		Inverter Turbo Chiller		Air-cooled HP	
		Cooling	Heating	Cooling	Heating
Capacity	kW	700	850	180	180
Chilled/Hot Water Inlet Temperature	℃	7	43	45	7
Chilled/Hot Water Outlet Temperature	℃	14	38	40	12
Cooling/Heat Source Water Inlet Temperature	℃	19	10	-	-
Cooling/Heat Source Water Outlet Temperature	℃	24	5	-	-
Air Inlet Temperature	℃	-	-	35	6
Air Outlet Temperature	℃	-	-	43.3	0.1
Chilled/Hot Water Flow Rate	m³/h	86.4	120.9	34.4	34.4
Cooling/Heat Source Water Flow Rate	m³/h	139.6	140.6	-	-
Air Flow Rate	m³/min	-	-	1248	1248
Power Consumption	kW	70	151.6	63	51.9

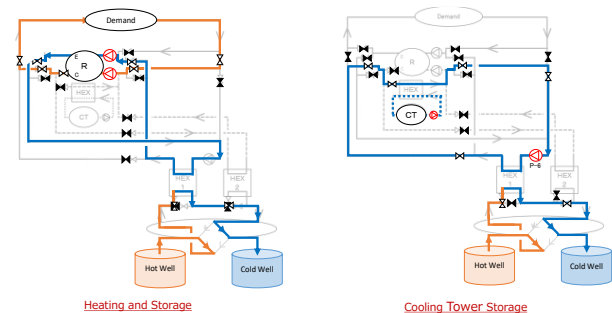


Fig.3 Winter Operation

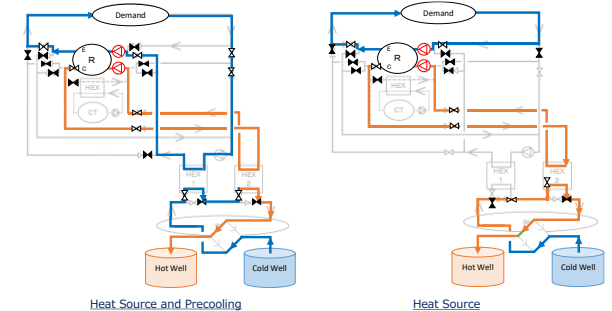


Fig.4 Summer Operation

Table2. Operation of auxiliary machinery

	Absorption Chiller Heater		Air-cooled HP		Inverter Turbo Chiller	ATES	
	Heating	Cooling	Heating	Cooling	Cooling	Heating	Cooling
Cold and Hot Water Pump	○	○	○	○	○	○	○
Cooling Water Pump	-	○	-	-	○	○	-
Cooling Tower Fan	-	○	-	-	○	○	-
Heat Source Water Pump	-	-	-	-	-	○	○

3. シミュレーション結果

3.1. 夏期導入効果

冷暖房の補機の動作を Table.2 に示す。冬期では、吸収式と比較すると省エネとなったが、空冷 HP と比較すると増エネとなった。夏期(6月~9月)の1次エネルギー消費量を Fig.6 に示す。吸収式と比較すると1年目では63.7%、2年目では61.7%の省エネとなった。また、空冷 HP と比較すると、1年目では55.3%、2年目では52.8%の省エネとなった。さらにターボ冷凍機と比較すると1年目では28.8%、2年目では24.9%の省エネとなった。ATES では冷水予冷により冷水入口温度が低下していることや熱源水利用により冷却水出口温度が低下しているため熱源機の効率が向上した。一方、ATES1年目と2年目を比較すると2年目のほうが増エネとなった。この要因は2年目では揚水温度が高くなり、冷水入口温度や冷却水出口が高くなることで熱源機の効率が低下するためである。

3.2. 年間収支

1年目と2年目の冬期と夏期の地中蓄熱量の年間収支を Fig.7、1年目と2年目の冬期と夏期の積算揚水(還水)量の比較を Fig.8 に示す。夏期と冬期の地中蓄熱量はほぼ同程度となり、暖房+冷水蓄熱のみでは夏期の方が地中蓄熱量は2倍程度大きい、冬期に冷却塔蓄熱を行うことにより、夏期と冬期の熱収支を平衡することができる。しかし、夏期と冬期の積算揚水(還水)量を比較すると夏期では冬期に比べ1.5~2倍程度大きいという結果となった。これにより冬期終了時での温水井戸では、夏期に温水井戸へ還水した地下水が残存するため、長期安定運用が困難になると考えられる。積算揚水(還水)量がアンバランスとなるのは、冬期では1年目での揚水温度と還水温度の差が12℃、2年目では最大で17℃であるが、夏期では1年目、2年目では最大12℃差となっており、冬期と夏期の揚水温度と還水温度の差が大きくなり流量に違いが生じたためである。以上のことから、冬期と夏期の地中蓄熱量の年間収支の平衡に加え、冬期と夏期の積算流量をバランスさせる必要がある。また、積算流量をバランスさせるためには冬期の還水温度を高くする必要があるために冷水予冷は行わないとする。

4. 積算流量アンバランスの改善

4.1. 温度制御の改善(運転方針2)

積算揚水(還水)量をバランスさせるためには、冬期での揚水温度と還水温度の差を小さくする必要がある。そのために暖房時では冷水井戸への還水温度を高く設定すること、冷却塔蓄熱の外気湿球温度の上限値を緩和することにより冬期での流量を増加させる。また夏期の運転では熱源水利用のみとする。そこで以下に示す温度条件でシミュレーションを行い、積算流量アンバランスの改善効果を把握する。①暖房+冷水蓄熱では揚水温度から-5℃

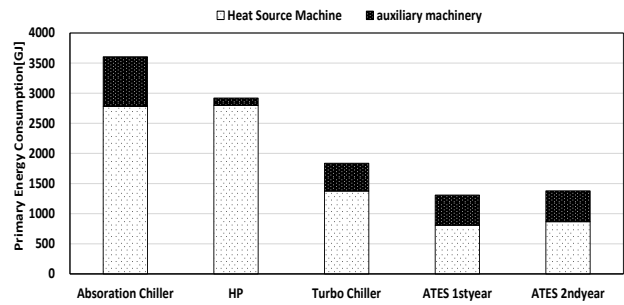


Fig.6 Integrated Primary Energy Consumption(Mode1,Summer)

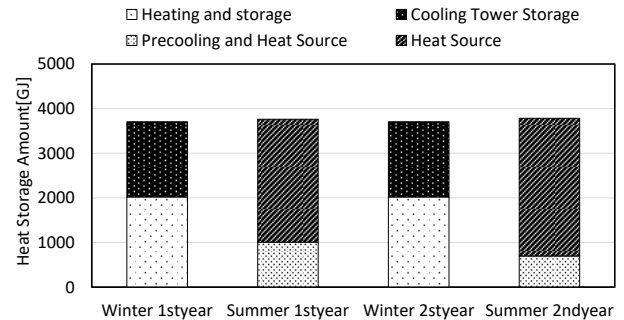


Fig.7 Heat Storage Amount(Mode1)

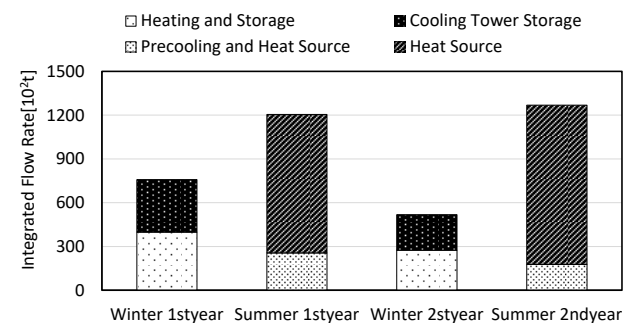


Fig.8 Integrated Flow Rate(Mode1)

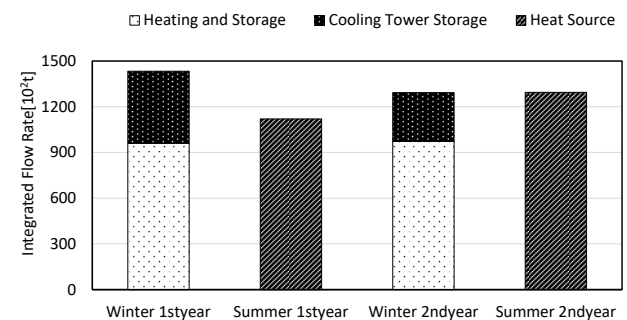


Fig.9 Integrated Flow Rate(Mode2)

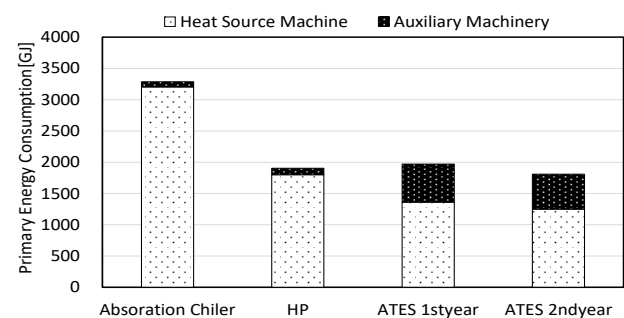


Fig.10 Integrated Primary Energy Consumption(Mode2,Winter)

差で冷水井戸へと還水する。②冷却塔蓄熱では外気湿球温度の上限値を 8℃とする。④熱源水利用では、還水温度を 23℃とする。また、冬期、夏期ともに温度差がつかず揚水量が 100m³/h を超える場合は揚水量を 100m³/h とし、還水温度は成り行きとする。

4.2. 積算流量アンバランスの改善効果

Fig.9 に 1 年目と 2 年目の冬期と夏期の積算揚水(還水)量の比較を示す。夏期と冬期の積算(還水)揚水量を比較すると 1 年目では夏期の方が冬期に比べ 1.3 倍程小さい。しかし、2 年目では揚水温度が高くなることで暖房時の流量は変化しないものの(揚水還水温度差が 5℃のため)、揚水温度と還水温度の差が小さくなるため冷却塔蓄熱での流量が減少した。また夏期では、2 年目に揚水温度が高くなるため夏期での流量が 1 年目に比べ増加した。そのため、2 年目では積算流量は同程度となり、冬期終了時での温水井戸では、夏期に温水井戸へ還水した地下水が残存しないようにすることができた。

4.3. 冬期導入効果

冬期の積算 1 次エネルギー消費量の比較を Fig.10 に示す。吸収式と比較すると ATES では、と 1 年目では 40.1%、2 年目では 45%の省エネとなった。空冷 HP と比較すると 1 年目では 3.5%増エネ、2 年目では 5.1%の省エネとなった。ATES では、熱源機出口温度が 1 年目に比べ 2 年目の方が高いため 2 年目では熱源機の COP が向上した。また、熱源水出口温度が空気出口温度よりも高いため、ATES では熱源機の COP が向上する。さらに、ATES1 年目と 2 年目を比較すると 2 年目の方が 1 年目に比べ揚水温度が高なり、熱源水出口温度が上昇するため、熱源機の 1 次エネルギー消費量が小さくなった。

4.4. 夏期導入効果

夏期(6月～9月)の 1 次エネルギー消費量を Fig.11 に示す。従来システムと比較すると 1 年目では 60.4%～22.3%、2 年目では 58.3%～19.4%の省エネとなった。一方、ATES1 年目と 2 年目を比較すると、1 年目に比べ 2 年目では揚水温度が高くなるため増エネとなった。

4.5. 年間導入効果

年間での導入効果を Fig.12 に示す。従来システムと比較すると、ATES1 年目では 49.1%～9.2%、2 年目では 50.7%～12.1%の省エネとなった。また、ATES1 年目と 2 年目を比較すると、夏期では 2 年目が増エネとなるものの、冬期では省エネとなり、年間では 2 年目の方が省エネとなった。

5. まとめ

(1)冷房負荷が暖房負荷に比べて大きいために夏期での地中蓄熱量が大きくなるが、冷却塔蓄熱を行うことで夏期と冬期の地中蓄熱量の熱収支をバランスさせることができた。

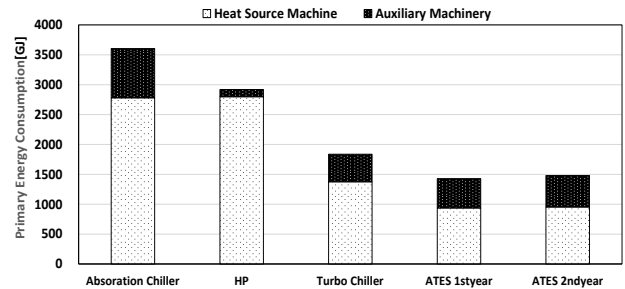


Fig.11 Integrated Primary Energy Consumption(Mode2,Summer)

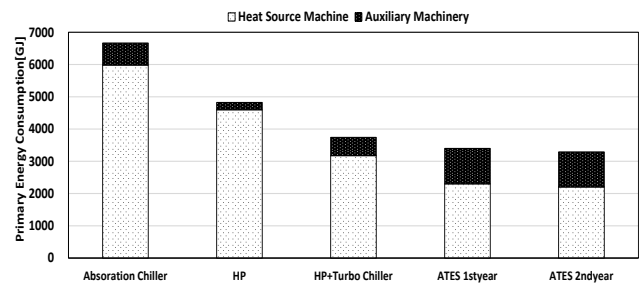


Fig.12 Annual Primary Energy Consumption(Mode2)

(2)冷水予冷を行う場合、冬期に低温で冷水井戸に還水する

必要があるため、夏期と冬期での揚水温度と還水温度の差が大きくなるため積算流量は夏期の方が大きくなり、積算流量がアンバランスとなった。

(3)積算揚水(還水)量は、冬期での揚水温度と還水温度の差を小さくするために、暖房時の還水温度を高くすること、冷却塔蓄熱の外気湿球温度の上限値を緩和することでバランスできた。

(4)ATES1 年目と 2 年目を比較すると、夏期では 1 年目に比べ 2 年目では揚水温度が高くなるため増エネとなるが、冬期では省エネとなった。また、年間では積算揚水(還水)量をバランスさせることにより 2 年目で省エネとなり、年間で最大 50.7%省エネとなった。

【謝辞】

本研究は、環境省の平成 29 年度 CO₂ 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業「帯水層蓄熱のための低コスト高性能熱源井とヒートポンプのシステム化に関する技術開発」の一環で行ったものであり、研究を行うにあたり協力賜った皆さまに感謝の意を表します。

【参考】

- 1) 山本ら：帯水層を利用した蓄熱空調システムの研究 - (第 2 報)季節間蓄熱について蓄熱温度が省エネ効果に及ぼす影響 - 空気調和・衛生工学会近畿支部発表論文集, 2017 年, 3 月
- 2) (社) 空気調和・衛生工学会, CGS 設計に関する研究
- 3) 伊藤ら：帯水層を利用した昼夜間蓄熱システムの研究 - 帯水層の温度応答を予測する集中定数モデルの構築 -, 空気調和・衛生工学会近畿支部発表論文集, 2011 年, 3 月

温泉熱を活用したハイブリッド熱源水ネットワークシステムの構築

(第4報) 温泉熱量の変化によるシステム導入効果の試算

Construction of Hybrid Heat Source Water Network System with Hot Spring Heat

(Part4) Estimates of System Introduction Effects by Defference in Hot Spring Heat Quantity

○康 尚義 (大阪市立大学) 鍋島 美奈子 (大阪市立大学)
 西岡 真稔 (大阪市立大学) 中尾 正喜 (大阪市立大学)
 三毛 正仁 (総合設備コンサルタント) 澤部 孝一 (総合設備コンサルタント)
 澤田 紗奈 (総合設備コンサルタント)

Naoyoshi KOH*¹ Minako NABESHIMA*¹ Masatoshi NISHIOKA*¹

Masaki NAKAO*¹ Masahito MIKE*² Koichi SAWABE*² Sana SAWADA*²

*¹ Osaka City University *² Sogo Setsubi Consulting Co., Ltd

Effective using of hot spring heat in accommodation facilities is not advanced so much. Part 3 showed that this system has about 38% energy saving effect on existing boiler systems. The purpose of this study is to estimate the influence of hot spring unused thermal energy on the energy saving effect compared with the heat source plant system. In order to achieve the purpose, we construct a new simulation model. Through simulation study with this model, the heat source water network system has about 17.6% reduction in power consumption compared to the heat source plant system.

1. はじめに

平成23年3月11日に発生した東日本大震災及び東京電力福島第一原子力発電所事故を受け、我が国のエネルギー施策の見直しが求められている。近年、未利用のエネルギーとして太陽光、風力、水力、地中熱、太陽熱、その他自然界に存在する熱等の再生可能エネルギーが注目されており、その有効活用への期待が高まっている。再生可能エネルギーは資源が枯渇せず、繰り返し利用でき、地球温暖化の原因となる二酸化炭素の排出量も少ない等の利点があるものの、安定したエネルギー供給と導入効果、初期・維持費用などの懸念が払拭されず、利用技術の普及が進んでいないものもある。特に、我が国は全国に27,000以上の源泉井戸が分布しており、そのうち温度が42℃以上の源泉井戸が約52%存在するため、温泉熱の未利用エネルギーとしてのポテンシャルは高い。しかし、高温源泉を保有する温泉施設では温泉熱の有効利用はせず大気への放熱や加水により浴場での利用温度まで調温することが多い。また浴場の排湯からの熱回収もほとんど行われておらず、温泉熱のポテンシャルの活用は十分なされていない。設備面では、給湯用に化石燃料を用いたボイラを使用している場合が多く、高効率のヒートポンプ(以下HP)を用いた給湯システムもあまり普及していない。

1.1 研究目的

本研究では温泉未利用熱(源泉および排湯未利用熱)に着目し、エネルギーの有効利用による温泉地域全体での省エネルギー化を促進させるため温泉熱源が点在する温泉地域の特徴を活かし、温泉熱の面的な有効利用を実現する「熱源水ネットワークシステム(以下熱源水NW)」について検討する。本研究では温泉熱利用が可能な複数の温泉施設からなる熱源水NWモデルを構築し、集中型熱供給システムを比較対象として、1次元の動的シミュレーションにより熱源水NWの省エネルギー効果を確認する。

1.2 温泉熱利用システム

温泉施設の一般的な給湯システムはボイラを使用する場合が多いが、温泉熱(源泉・排湯の温度差エネルギー)を熱交換器(以下HEX)とHP給湯機により利用するシステムも存在する。しかし、このような温泉熱利用システムの普及が進んでいないことが現実である。また源泉が集中する温泉地域では集中管理方式のシステムが導入されることもあるが温水を供給すること、集中管理のために保温工事を含めた配管の敷設コストが高価となってしまう点が課題として挙げられる。熱源水NWは温泉施設が点在する地域においても適応可能であり、温泉熱利用の給湯システムにより省エネルギー効果が期待されるが、国内での導入事例が無く導入効果の検討がなされていない。

1.4 先行研究の到達点と本研究の新規性

先行研究として温泉地域における熱源水 NW の導入効果の検証¹⁾が行われた。一般的な熱源水ネットワークシステムは集中した熱源を利用したシステムであるが本研究では分散した熱源を利用する。このシステム(Fig.1)は、2管(高温側と低温側)セットで埋設され、高温側から HP 給湯機用の熱を汲み上げ低温側に戻し、温泉からの回収熱を低温側から汲み上げた熱源水に与え高温側に戻す仕組みである。2管の両端は接続され熱源水は循環する。

本システムを用いて実測調査を行った温泉施設をベースとし、6施設での熱源水 NW の導入効果をシミュレーションにより明らかにした。結果、熱源水 NW は、既存システムより 16.9GJ/day、集中型熱供給システムより 8.9GJ/day の 1 次エネルギー消費量(以下 1 次 E 消費量)を削減できることが確認された。

先行研究において熱源水 NW の省エネルギー性能は明らかにされたが①温泉熱の各施設での利用よりもネットワークへの投入を優先していること②2重配管により配管・ポンプの導入コストが高いことが課題として挙げられる。そこで本研究では単一配管を用いた熱源水 NW(Fig.2)を提案した。温泉熱は各施設での利用を優先し、HP での採熱、上水予熱を行った後に余剰分をネットワークに投入する。投入された熱は施設間で多段階的に利用される。単一配管に変更したことでネットワーク内の熱源水温度が平均化されてしまうが、施設とネットワークの接続口が減少し、ポンプ台数が減ること、配管総延長が短縮できることにより大幅に導入費用を低減できる。

2. 各システムの概要

2.1 熱源水ネットワークシステムの概要

本研究で提案する熱源水 NW(Fig.3)は温泉地域において複数の温泉施設を単一のネットワーク配管で接続し、各施設の源泉や排湯からの熱回収により 25~30℃程度に昇温した熱源水を循環させ、熱源機器の熱源として利用するシステムである。熱源水ネットワークに繋がる各施設では、HP 給湯機の熱源として利用し、既存設備がボイラの場合でも上水予熱の熱源として利用することができるので省エネルギー効果が見込まれる。本研究で提案する熱源水 NW の利点としては温度・流量が変化する源泉のみではなく、排湯も利用する仕組みにより、温泉熱利用のための源泉汲み上げ量が増大しないこと、源泉量が少ない、温度レベルが低いような温泉地域であっても浴場からの排湯温度は一定温度以上で安定的であり、排湯熱回収によりシステム全体での COP の向上が期待される。

2.2 熱源水ネットワークシステムを構成する施設

Fig.4 に熱源水 NW を構成する施設例を示す。この施設は源泉井戸を保有する。施設内を流れる熱源水は排湯と

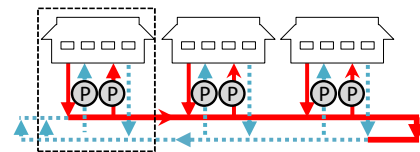


Fig.1 Double piping system

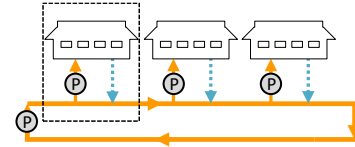


Fig.2 Single loop piping system

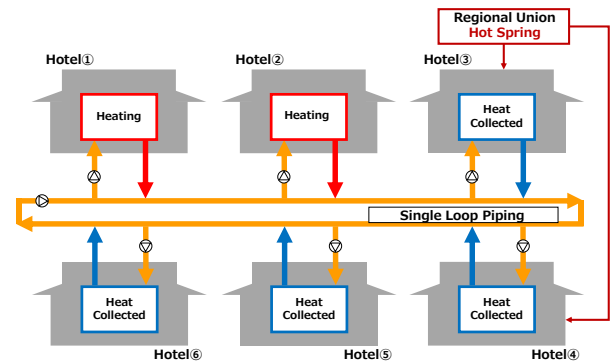


Fig.3 Heat source water network system

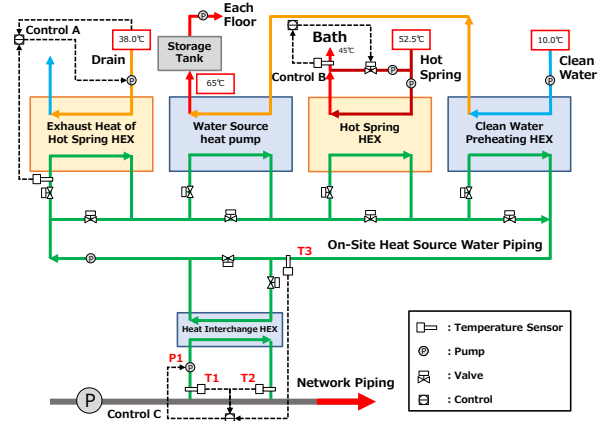


Fig.4 Facility configuration in hotel

熱交換を行い HP 給湯機で採熱される前に温度レベルを上げる。これにより HP 給湯機における熱源水の採熱温度が上昇し、COP が向上するため消費電力が低減される。また給湯需要量の変動に関しては蓄熱槽で調整し、採熱量が増加したことによる熱源水の温度低下は源泉熱回収によって賄う。このときの熱源水温度は上水よりも温度レベルが高いため上水予熱に利用することができる。予熱された上水は HP 給湯機に送水されるので給湯温度までの加熱量を低減できる。このように施設内では温泉熱の有効利用により HP 給湯機の消費電力を抑えるシステムが組まれている。また施設内で利用された後の余剰の熱はネットワーク配管内の熱源水と熱交換し他の施設に融通される。

2.4 集中型熱供給システム導入効果の概要

集中型熱供給システム(Fig.5)は、複数の温泉施設が建ち並ぶ温泉地域において 1 ケ所(または数ヶ所)に熱源プラントを設け、浴場用の温泉と給湯用の温水を供給するシステムである。集中して熱源プラントを設けることで、エネルギーの有効利用・安定供給、設備の経済性向上、大気汚染の防止等のメリットがある。地域の源泉採取箇所が集中的な配置で、源泉熱供給量が豊富であり熱効率が高くなる地域で適用される。本研究では熱源水 NW の比較対象として、従来の温泉熱利用による集中型熱供給システムのシミュレーションモデルを構築する。

3. システム構築に伴う設備・制御モデル

3.1 シミュレーションツール

物理モデリングツール Dymola®上に、制御システムを含めた温泉熱利用システムを構築した。

3.2 設備条件

■ヒートポンプ

HP の部分負荷特性を考慮。機器熱容量は考慮しない。

■配管

- ① 埋設深さを 0.6m とし土壌の熱容量は考慮しない。
- ② 集中型熱供給システムは高温の温泉・温水を送水するため配管を断熱し、熱源水 NW は断熱しない。
- ③ 施設内配管は完全に断熱されているとする。
- ④ 対流熱伝達、流体の熱容量、配管熱容量に由来する熱損失を考慮する。

■ポンプ

配管・機器抵抗に関する計算は行わず、定流量で吐出する。定格運転時の消費電力と稼働時間から日積算消費電力を算出する。

■熱交換器

2 流体は向流とし、機器熱容量は考慮しない。

4 シミュレーション概要

4.1 設定条件

シミュレーションモデルを構築するに当たり源泉温度、排湯温度、給湯需要量等の設定条件は H26 年度に群馬県四万温泉地域での実測調査²⁾の各月の 1 日分の結果を用いる。各システムを構成する施設は 6 棟とする。施設①と施設③は実測調査を行った施設を想定し、施設①は源泉を保有するが施設③は源泉を保有せず源泉を購入し、加熱して利用している。他の施設は規模に応じて源泉量や排湯量、給湯需要量を設定する。施設規模、構成の変更により施設単体では熱が不足しているが地域全体としては熱が余剰に存在する場合を想定し導入効果を把握する。

ネットワークを流れる熱源水は施設①→②...⑥→①の順に施設を循環し集中型熱供給システムは熱源プラント

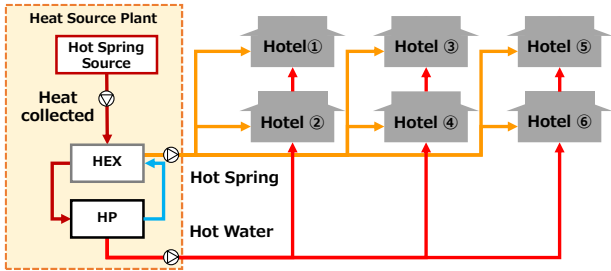


Fig.5 Concentrated heat source

Table.1 Monthly hot water demand (GJ/day)

	Apr.	Aug.	Oct.	Dec.
Hot Water Demand	45.8	31.9	38.9	49.5

Table.2 Setting of the Hotels

Hotel	Hot Water Demand	Purchase Hot Spring	Hot Spring	Drain
Unit	GJ/day	t/day	t/day	t/day
①	12.0	—	237	296
②	24.0	—	474	593
③	2.25	40.0	—	74
④	2.25	40.0	—	74
⑤	2.25	40.0	—	74
⑥	6.75	120.0	—	222
Sum	49.5	240	711	1,333

Table.3 Setting of the Hotels

	Hot Water Demand	Hot Spring	Drain
Unit	GJ/day	t/day	t/day
Heat Source Plant	49.5	951	—

内に参加する全温泉施設の給湯需要量を賄えるように HP 給湯機を複数設け同数の HEX を設置する。

既存施設は給湯需要量を全量ボイラで賄うとする。1 次 E 消費量は給湯需要量をボイラ効率で除して算出する。

4.3 ケース設定

Table.1~3 に示す設定を CaseA とする。熱源水 NW は源泉温度が低く分散する場合に、集中型熱供給システムは源泉温度が高く集中している場合に、一方より明らかに有利となるため、このような設定に関しては本研究から除外している。熱需要量(給湯需要量+源泉加熱量)は全てのケースで同じとする。

■CaseA について

温泉未利用熱が熱需要量より過多の設定。他ケースと温泉未利用熱の変化によるエネルギー消費量を比較する。

■CaseB について

温泉未利用熱と熱需要量が同量の設定。CaseA の源泉・排湯量の 67%とし、回収熱量の減少によるエネルギー消費量に及ぼす影響を把握する。

■CaseC について

温泉未利用熱が熱需要量より過少の設定。CaseA の源泉・排湯量の 40%とし、回収熱量の減少によるエネルギー消費量に及ぼす影響を把握する。

5. システムシミュレーション結果(源泉温度 52.5℃)

Fig.6 に CaseA の 1 次 E 消費量を示す。熱源水 NW の集中型熱供給システムに対する 1 次 E 消費量は給湯需要量が最も大きい 12 月に最大となり、17.6%の削減効果が、給湯需要量が最小である 8 月に 8.9%の増加となる。給湯需要量が小さい月において削減効果は小さくなり、HP の 1 次 E 消費量のみで比較した場合 9.4%の削減効果があるが、熱源水 NW では搬送動力が大きいため、システム全体の 1 次 E 消費量が増大する。4 月、10 月における削減効果は 13.5%、4%である。

Fig.7 に温泉採熱量と加熱量の関係を示す。各施設において施設内熱源水温度を基準とし、源泉・排湯からの採熱量と HP、上水予熱用 HEX での加熱量を把握する。施設内には HP、HEX に流入せずに循環する熱源水があり、この熱源水の熱容量による熱損失が加熱量に含まれてない。加熱量に対する採熱量の割合は源泉を保有する施設で高くなり、保有しない施設で約 7%小さくなる。全施設での加熱量に対する採熱量は概ね 8 割以上である。

本システムは各施設を単一の配管で接続しており循環する熱源水温度が平均化されたため安定して熱の回収と融通が行われた。

Fig.8 に各ケースの 1 次 E 消費量を示す。熱回収できる熱量は源泉・排湯量が最も多い CaseA で最大であり、最も少ない CaseC で最小である。1 次 E 消費量は各月 CaseA で最小となる。12 月では CaseC が CaseA の 1 次 E 消費量の約 1.2 倍、8 月では約 1.1 倍となる。

HP 給湯機の COP は各月 CaseA で最も高く(12 月で COP4.56)、熱源水温度についても同様の挙動を示すので、源泉・排湯からの熱回収を進めることで 1 次 E 消費量を削減できることが確認された。

Fig.9 に既存システムとの比較を示す。既存システムに対し集中型熱供給システム、熱源水 NW は平均 25.5%、30.6%の削減効果である。また 12 月における各システムの 1 次エネルギー換算 SCOP は既存システムで 0.77、集中型熱供給システムで 0.99、熱源水 NW で 1.20 であり、各温泉熱利用システムの省エネルギー性が示された。

6. 本章のまとめ

複数の温泉熱源があり、施設での温泉熱利用による HP 給湯機の消費電力低減が図れる運転を最適であると考え、熱源水 NW を構築した結果を以下に示す。

- (1) 集中型熱供給システムに対し 8 月以外で省エネルギー効果を確認。12 月は 17.6%の削減効果がある。
- (2) 単一配管を用いたシステムにより熱源水温度が平均化され各施設 8 割以上の温泉熱回収が可能。
- (3) 12 月で温泉未利用熱の減少により CaseC は CaseA より 1 次 E 消費量が約 20%増大する。

[あとがき]この成果は独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の委託業務の結果得られたものです。

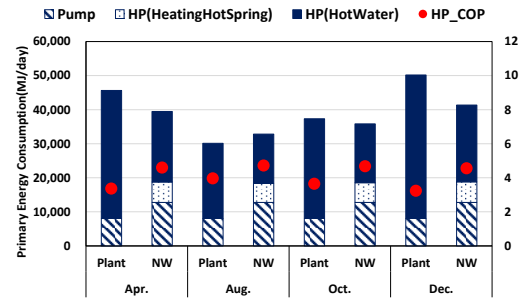


Fig.6 Primary energy consumption

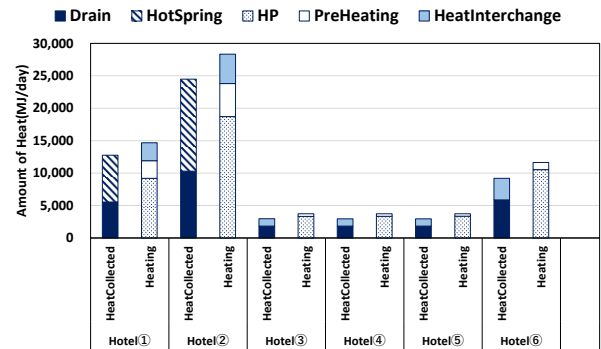


Fig.7 Heat acquisition and heating in each facility

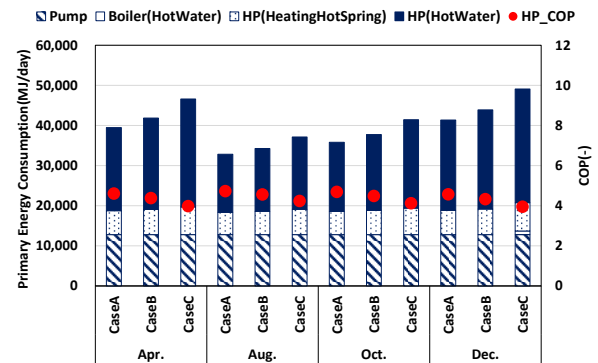


Fig.8 Primary energy consumption for each case

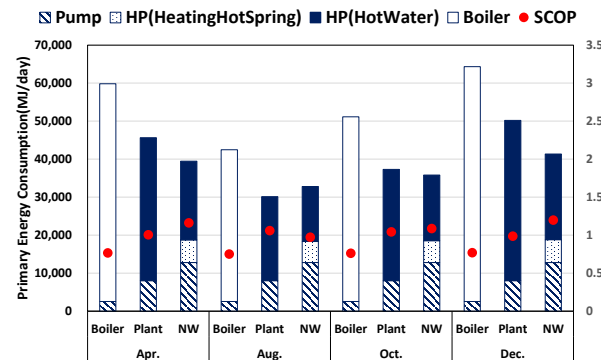


Fig.9 Comparison with existing boiler systems

- 1) 澤部孝一(ほか)「温泉と排湯を利用した熱源水ネットワークシステムの構築 (第3報)システム導入による地域全体でのエネルギー消費量削減効果の検討」
空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集第10巻 2016年9月
- 2) 康尚義(ほか)「温泉と排湯を利用した熱源水ネットワークシステムの構築 (第2報)宿泊施設の温泉・給湯需要および排湯温度に関する実測調査」
空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集第10巻 2016年9月

事務所ビル空調システムの運用改善事例

Case Study on Operational Improvement of the Office Building Air Conditioning System

○仲田 豊（関電ファシリティーズ） 武仲 一歩（関電ファシリティーズ） 三浦 朗（関電ファシリティーズ）
舩加 安崇（関電不動産開発） 岸本 卓也（関西電力） 山口 麻有（関西電力）

Yutaka NAKATA*¹ Kazuhumi TAKENAKA*¹ Akira MIURA*¹ Yasutaka KUSAKA*²
Takuya KISHIMOTO*³ Mayu YAMAGUCHI*³

*¹ Kanden Facilities Co., Ltd. *² Kanden Realty & Development Co., Ltd. *³ Kansai Electric Power Co., Ltd.

はじめに

東日本大震災以降、社会的な節電機運の高まりから当事務所ビルにおいても節電を進めてきたが、平成27年度以降入居者数の増加や平成28年度からの節電緩和等により電力使用量は平成24年度と同等レベルまで増加してきている。(Fig.1)

これまでの節電は空調設定温度の変更や照明の間引き等どちらかというと我慢を強いるものであったが、本報では、設備を運用・管理する立場としての強みを発揮し執務室の快適性を確保しつつ設備機器システムを適切に運用改善し省エネを図った結果について報告する。

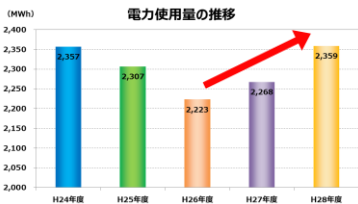


Fig.1 Trend of electricity consumption

1. 施設概要

本建物の概要を Table.1 に示す。延床面積約 13,500m²の中規模の事務所ビルで築44年と古いビルである。

空調熱源機は冷房能力 335kW、暖房能力 400kWの空冷ヒートポンプチラー3台を有し、容量 800m³の水蓄熱槽で年間蓄熱運用している。空調方式は大部分がセントラル方式であるが、一部の階はパッケージエアコンを導入している。電気の使用量は夏季が多く用途別では「熱源+空調」で45%程度を占めている。

Table.1 Building overview



建物名称：Sビル
所在地：滋賀県大津市
建物用途：事務所・オフィスビル
構造：鉄骨鉄筋コンクリート造
階数：地上9階、地下2階
敷地面積：4,876m²
建築面積：2,678m²
延床面積：13,536m²
築年数：44年

2. 運用対策

2.1 冬季蓄熱運用の見直し

冬季蓄熱ロスの低減および外気温の高い昼間に熱源を動かすことによる熱源のCOP向上を目的に冬季非蓄化を試みた。結果は Fig.2 に示すとおり、

- (1) COPは2.22→2.44に向上した。(▲10%)
- (2) 放熱ロスは27%→11%と大幅に減少した。(▲60%)
- (3) ポンプ電力量は日量で約30%の削減となった。
- (4) デマンド電力は夏季最大デマンド以下で収まった。



Fig.2 Results of verification of winter Non-heat storage operation

2.2 空調ファンインバータ制御改善

空調機(AC-1)のINV周波数が上限固定となっていたため、VAV設定温度および給気温度を最適化し、負荷に応じてINV周波数が変動するように改善した。

効果：空調機電力量 月平均 1,360kWh 削減 (▲22%)

2.3 夏季蓄熱運用の最適化

夏季の夜間蓄熱量が多く、残蓄熱量が多い傾向にあったため蓄熱量を減少させ放熱ロスの低減と蓄熱時のチラーのCOP向上を図った。

効果：放熱ロス 8月実績で対前年 36GJ 減少 (▲28%)

3. まとめ

運用改善対策前後の電力使用量の推移を Fig.3 に示す。

- ・電力使用量は、8月以降5ヶ月連続で減少
- ・12月末累計で前年度に比べ64MWh 減少 (▲3.6%)

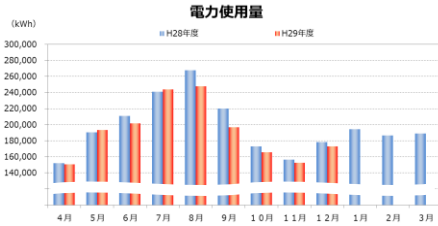


Fig.3 Comparison of electricity consumption

サーモグラフィによる睡眠時の温熱環境制御

Thermal Environment Control during Sleep by Using Infrared Thermal Imaging

○米田亜旗（パナソニック株式会社） 野坂健一郎（パナソニック株式会社）

楠亀弘一（パナソニックデバイスシンガポール）

平松未桜（奈良女子大学）

久保博子（奈良女子大学）

Aki YONEDA*¹ Kenichiro NOSAKA*¹ Koichi KUSUKAME*²Mio HIRAMATSU*³ Hiroko KUBO*³*¹ Panasonic Corporation *² Panasonic industrial devices Singapore *³ Nara Women's University

Wake after sleep onset (WASO) is occurred often in summer when weather becomes hot. Use of a timer to turn off an air-conditioner during night to avoid getting too cold is mostly claimed to be the main cause of the onset. To solve the problem, we developed the system that automatically and properly control temperature of an air-conditioner based on calculated heat-loss from the user's body inside thermal images. According to the experiment at the university's dormitory, we found significant drop in numbers of WASO when our system was introduced compared to the conventional approach using timer operation and constant temperature operation.

1. はじめに

日本の2人以上の世帯におけるルームエアコンの普及率は9割を超え、保有台数も平均で約3台に及ぶ¹⁾。しかし、夏季の暑熱時の睡眠において、エアコンが十分に活用されているとはいえない。「暑い」と感じているにもかかわらず、「健康によくないと思う」「体が冷える」等の理由により、エアコンを使わない、という人は多い²⁾。また、エアコン利用の際、タイマー運転の時間を短く設定し、就寝後にタイマーが切れて中途覚醒する人も多く³⁾、日本の暑熱時の睡眠には、多くの課題を有している。

寝具を剥ぐなどの要因で、睡眠中の温熱環境は変動する。しかし、睡眠中は不随意であり、温冷感に応じた行動的体温調節を行うことができない。センサを用いて睡眠者の温冷感を推定し、温冷感に応じた室温調整を行うことにより、暑くて寝苦しい状況や寒くて寝冷えする状況を回避できる可能性があると考えられる。

そこで、本研究では、暑熱時の睡眠中の被験者の温冷感を推定し、室温調整を行う実験を行い、その効果を検証した。

2. 方法

2.1 温冷感推定技術

人体の皮膚温と温冷感とが高い相関を持つことはいくつか報告例がある⁴⁾。また、室温が変動しているような、非定常な温熱環境における温冷感を推測する方法として、平均皮膚温と、その変動量、さらに人体からの放熱量な

ど複数のパラメータを用いた重回帰により温冷感を推定する手法も提案されている⁵⁾。さらに、前記した手法によって睡眠者の温冷感を推定し、推定した温冷感に応じて室温を制御する実験も報告されている⁶⁾。

しかし、既報の手法の多くは、被験者の皮膚にセンサを装着する必要がある、実際の生活の中での実施は困難である。一方、サーモカメラによって人の着衣を含む表面温度と、壁や床などの背景温度を測定し、人体から外界へ放射される放熱量（表面温度と背景温度との差分）を測定することで、温冷感を推定する手法が報告されている⁷⁾。我々は、寝具越しの人体の平均温度をサーモカメラによって測定し、睡眠中の放熱量を測定し、放熱量に応じて室温を制御する実験を行った。

2.2 サーモカメラによる空調制御システム

Fig. 1 は、本研究で用いたサーモカメラによる空調制御システムである。サーモカメラは、64画素の比較的低価格のものを用い、センサをモーターでスキャンさせ、得られたデータをパソコン（以下、PC）で超解像処理⁷⁾を行うことで、高解像度の熱画像を得る（Fig. 2）。この熱画像を画像処理し、寝具を含めた人領域を抽出する（Fig. 2）。人領域の平均表面温度を求め、室温センサの値との差分を取ることで、放熱量を得る。放熱量に応じて、リモコンの赤外線信号をPCから出力することで、エアコンの設定室温を変化させる。

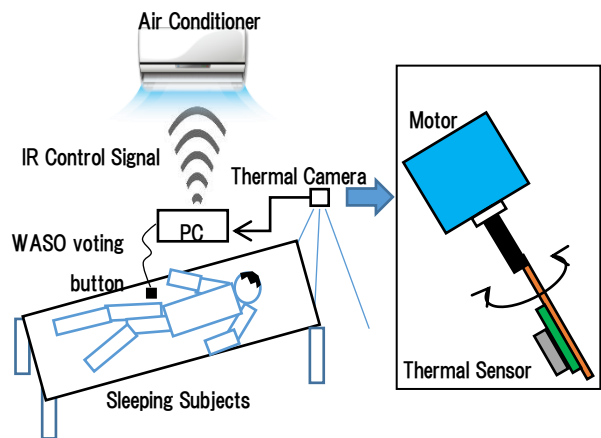


Fig.1 Air Conditioning Control System Using Thermal Camera

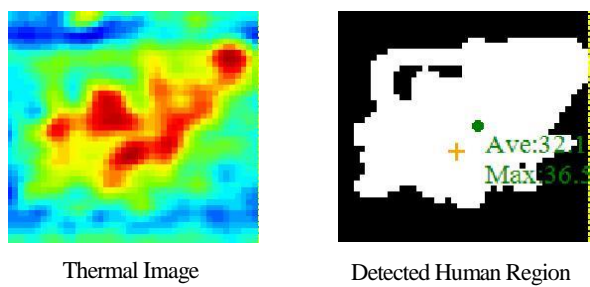


Fig.2 Human Region Detection in Thermal Image

2.3 予備実験

睡眠実験に先立ち、前記したサーモカメラによる空調制御システムによって温冷感が推定可能か、予備実験によって確認した。Table. 1に予備実験の概要を示す。恒温室に設置されたベッドに、奈良女子大学の学生 (n=6) を、同一のパジャマを着用させて横臥させ、その様子をサーモカメラで測定した。寝具はタオルケット一枚であり、15分に1回、かけ具合を変化させた（全身、腹部のみ、かけない）。さらに、1分に1回、温冷感を申告させた（Table. 2）。

Fig. 3にサーモカメラで測定した人領域の表面温度 (T_{cl}) とベッド付近の気温 (T_a) との差分と、温冷感との相関を示す。相関係数は $R=0.74$ と高く、ベッドに仰臥している姿勢において、放熱量に相当する値によって温冷感が予測可能なことが示された。

2.4 本実験

Table. 3 に本実験の概要を示す。奈良女子大学の学生寮に居住する学生から応募してもらい、比較的規則正しい生活をしている 12 名を採用した。初日に順応夜として実験の装備を付けて通常どおりの睡眠を取ってもらい、このうち十分な睡眠を取れた 11 名で実験を行った。これらの被験者の自室 (2.6m × 4.15m) に、前記したサーモカメラによる空調制御システムを設置した。センサは被験者のベッドの上部に設置し、全身が測定できるよう

にした。

Table 1 Outline of the Preliminary Experiment

Period	From 26 June to 11 July 2017	
Subjects	6 young female college students aged 21-26 (Average 22.8)	
Place	Climate Chamber in Nara Women's University	
Conditions	Room temperature	24°C, 27°C, and 30°C
	Covering with a blanket	Full, Belly only, and Absence
Measurement	Environment	Ta, RH
	Physiological responses	Temperature of a skin and a blanket
	Psychological responses	Thermal sensation vote

Table 2 Time Chart of the Preliminary Experiment

Time	15 min.			15 min.			15 min.		
	1 min.	1 min.	1 min.	1 min.	1 min.	1 min.	1 min.	1 min.	1 min.
Thermal Sensation Vote	○	○	...	○	○	...	○	○	...
Covering with a blanket	Full			Belly Only			Absence		

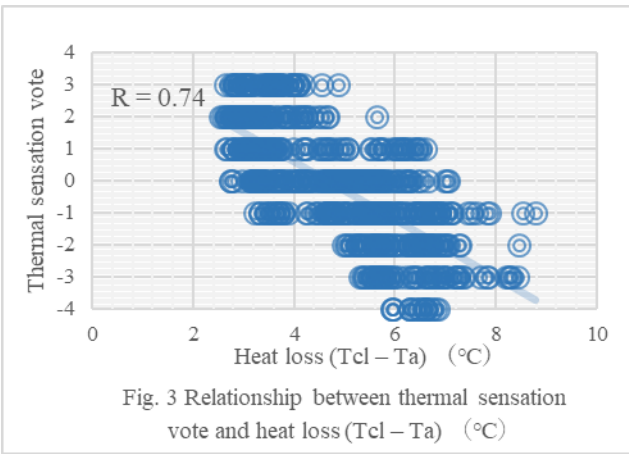


Fig. 3 Relationship between thermal sensation vote and heat loss ($T_{cl} - T_a$) (°C)

Table 3 Outline of the Experiment

Period	From 5 August to 5 September 2017	
Subjects	11 young female college students aged 20-22 (Average 21.0)	
Place	In the subjects' dormitory room	
Conditions	Air Conditioner controlling method	Method A: Using thermal camera Method B: Timer operation Method C: Constant temperature operation
	Room size	2.6m x 4.15m
	Air Conditioner capacity	2.2 kW (Min. 0.9kW, Max. 2.7kW)
	Air Conditioner capacity	2.2 kW (Min. 0.9kW, Max. 2.7kW)
Measurement	Environment	Ta, RH
	Physiological responses	Temperature of a skin and a blanket, WASO, body motion, heart rate, PSG
	Psychological responses	OSA, questionnaire about sleep at wake-up time

空調制御は、1 回の実験につき以下の 3 条件から 1 つを選択した。

- 1) 条件 A: サーモカメラによって測定した放熱量に応じエアコンの設定温度を変更（後述する）
 - 2) 条件 B: 1 時間のタイマーで停止する、一定温度設定のエアコン運転
 - 3) 条件 C: 終夜一定温度によるエアコン運転
- すべての条件において、エアコンの初期設定室温は、予め選択気温実験⁸⁾によって決定された、被験者が快適

と感じる室温とした。

なお、空調に用いるエアコンは、寮に元々設置されていた市販のルームエアコン(冷房能力(kW):min. 0.9, max. 2.7)を用いた。エアコンはベッドに寝た被験者の頭の上に設置され、被験者に直接送風があたらないよう、風向を調節した。

実験条件(空調方法)は、順応夜の後、1条件を2夜実施するよう、ランダムに割り当てられ、計7夜実験を行った。なお、被験者にはどの条件で就寝しているか伝えていない。被験者には、中途覚醒した時、中途覚醒申告用のボタンを押すよう指示した。ボタンの信号はPCに送信され、押下時刻をPCに記録した。さらに、翌朝の覚醒時に、OSAと、独自に設定された睡眠に関するアンケートを回答させた。

条件Aにおけるエアコン制御方法について説明する(Fig. 4)。就寝後、空調が安定する30分後に、5分間の T_{cl} と T_a の平均を測定し、その差 T_d を得る(a)。 T_d は、快適な状態の人体からの放熱量を表すものとして、 $T_{cl} - T_a$ が、 T_d と同一になるように、エアコンの設定温度を調整する(b)。例えば、寝具で体を覆うことで T_{cl} が低下すると(1)、 $T_{cl} - T_a$ を大きくするために、エアコンの設定温度を下げる(2)。寝具をはねのけることで T_{cl} が上昇すると(3)、 $T_{cl} - T_a$ を小さくするためにエアコンの設定温度を上げる(4)。さらに、覚醒に向けて室温を上昇させると快眠できるとの研究⁹⁾に基づき、夜半から朝にかけて、 T_d を 1.5°C 減少させる。 $T_{cl} - T_a$ が T_d と同一になるように室温を制御することで、室温は徐々に上昇する。

被験者の安全を確保するため、条件Aには、室温変動停止機能を設けた。システム側が意図した室温と、実際の室温が大きく異なった場合は、起床時まで、被験者が快適と感じる温度での一定温度運転に切り替えるよう制御した。

3. 結果と考察

3.1 サーモカメラによる室温制御

Fig. 5に、実際の実験によって測定された条件Aによる室温の制御結果を示す。▲のマーカは、エアコンに対して室温設定を行ったことを示す。本例では、0時近辺で、 $T_{cl} - T_a$ が T_d を下回った。つまり、被験者の放熱量が低下したため、若干低い温度に室温を設定したことがわかる。その後夜半にかけて安定した放熱量を維持した後、放熱量の基準値である T_d の減少(Fig4のc)が始まったことで、徐々に高い室温に設定している。意図したとおりの室温制御が行われていることがわかる。ただし、エアコンの制御能力不足の影響により、指定した温度にならない、室温上昇と下降を大きく繰り返すなど、意図した室温制御ができなかったケースも存在した。条

件Aの室温変動停止機能で一定温度運転に移行しなかったケースは、22夜の実験夜の半数の11夜、被験者は9名のみであった。

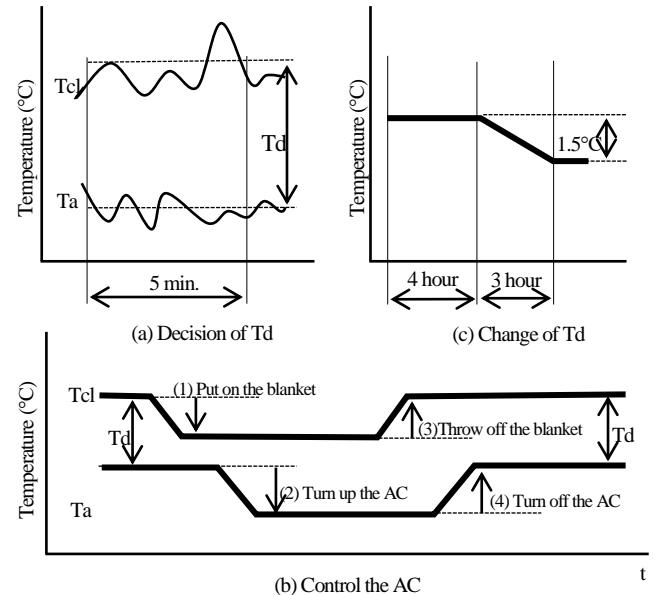


Fig.4 Control the Air-Conditioner using Thermal Camera

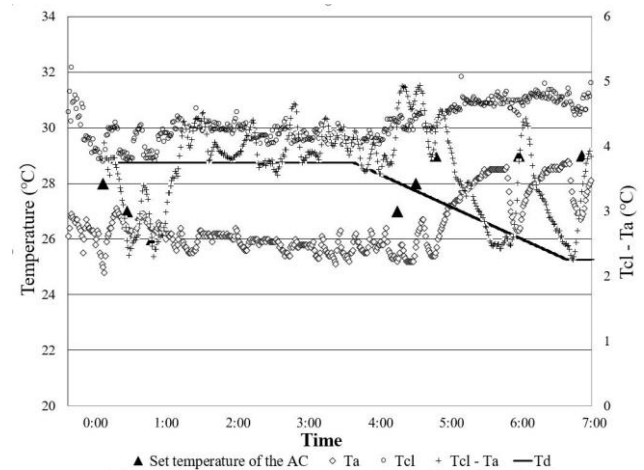


Fig.5 Thermal Environment Control during Sleep

3.2 快眠効果の確認

空調方法の違いが快眠と関連をもつか、多重比較による検定を行った。各実験における就寝から起床までの間隔が6時間~8時間と幅があったため、就寝から6時間までのデータに統一した。また、被験者ごとの特性に影響されないよう、3条件の空調方法をすべて実験している被験者のデータのみを採用した。すなわち、条件Aの室温変動停止機能により、条件Aでの実験が完了できなかった被験者のデータは除外した。検定方法はdunnett法(片側検定)を用い、条件Aと他の条件との有意差を求めた。グラフは箱ひげ図であり、図中の+記号は平均値を表す。

1) 中途覚醒数

睡眠中の中途覚醒の回数について、Fig. 6に示す。条件Aで空調した実験では、11例のうち1例のみ1回の中途覚醒が発生した以外は、中途覚醒が発生しなかった。

このため、条件Aは、条件Bと条件Cの両方と、有意に中途覚醒が少なかった($P < 0.05$)。条件Bはタイマー運転であり、夜半、冷房運転が切れると、中途覚醒してしまうという予想通りの結果が得られた。また、条件Aは、条件Cとも有意差があったことから、一定温度運転よりも、睡眠中の放熱量測定による室温調整を行った方が、快眠につながった可能性がある。なお、サンプルサイズは、欠測が発生したため、次項のケースより減少した。

2) アンケート

起床後の被験者に対し実施した睡眠に関するアンケートについて、Fig. 7に示す。なお、サンプルサイズは、A ($n = 11$)、B ($n = 18$)、C ($n = 18$)であった。

「乾いている」の項目について、条件Aは、条件Cに比べ、有意に値が小さかった($P < 0.1$)。一定温度で終夜連続運転する条件Cに比べ、放熱量に応じた室温調整を行う条件Aの方が、乾燥感の低下につながった可能性がある。

「暖かい」の項目について、条件Aは、条件Cに比べ、有意に値が小さかった($P < 0.05$)。条件Bはタイマー運転であり、夜半に何度も冷房が切れているので、被験者が睡眠中「暖かい」と感じることは自明の結果と言える。

「心地よい」の項目については、条件Aは他条件との間に有意差を見出せなかった。被験者が自覚できるほどの「心地よさ」は、実現できていたとは言えない。

3) その他の測定項目

その他のアンケート項目、OSA、体動、心拍、脳波による睡眠深度のいずれのデータにおいても、条件Aの睡眠について、他の方法と比べ、統計的有意差を見出すことはできなかった。

4. まとめ

サーモカメラにより睡眠中の温冷感を推定し、それに応じてエアコンを制御することで快眠効果を実現できるのか、実験を行った。中途覚醒回数や、起床時の感覚において、従来手法であるタイマー運転や一定温度運転に比べ、有意な効果を見出した。しかし、エアコンの制御能力不足で、指定した室温が実現できないケースが多く、それ以外の有意差のある快眠効果は確認できなかった。今後、室温制御を含めた実験方法を見直し、より確実な快眠効果を確認していきたい。

参考文献

- 1) 総務省統計局：主要耐久消費財の普及率の推移（二人以上の世帯），消費動向調査，2017. 3
- 2) 久保博子他：夏期の寝室温熱環境が高齢者と若齢者の終夜睡眠に与える影響，空気調和衛生学会近畿支部 学術研究発表会論文集，2013. 3

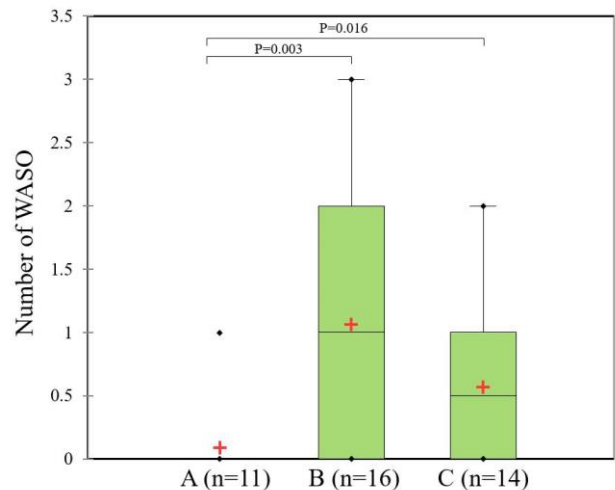


Fig.6 Number of WASO

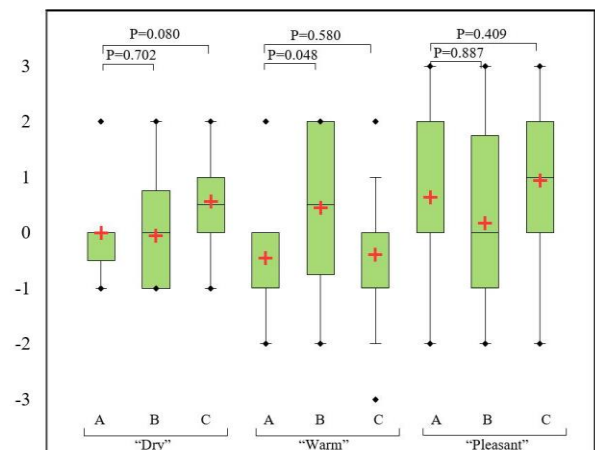


Fig.7 Questionnaire about sleep

3) 石丸秦他：夏季の都市部での睡眠温熱環境に関する実態調査，日本生気象学会雑誌，46(3)，41

4) 武川博三他：赤外線放射温度計での皮膚温度計に基づく温冷感覚推測，空気調和衛生学会近畿支部 学術研究発表会論文集，1995, 3

5) 森郁恵他：非定常状態における温冷感予測に関する実験的考察，日本建築学会計画系論文集 第563号，9-15, 2003.1

6) 石黒晃子他：睡眠時の温熱生理・心理反応の非定常モデル，京都大学学術情報リポジトリ，2009. 1

7) 楠亀弘一他：サーモカメラによる非接触温冷感センシング，パナソニック技報，Vol163 No.2，2017. 11

8) 久保博子他：夏期における自由選択気温に関する研究，日本人間工学会大会講演集，日本人間工学会第50回記念大会，2011. 5

9) 久保博子他：夏期における室温変化が終夜睡眠に及ぼす影響について，人間—生活環境系学会，23-24，2007. 11

外乱の影響下における渦輪の LES 解析による気流特性検証

Characteristic Verification of the Vortex Ring under the Influence of Airflow with LES

○前川 尚輝 (立命館大学) 近本 智行 (立命館大学) 李 明香 (立命館大学)

Naoki MAEKAWA*¹ Tomoyuki CHIKAMOTO*¹ Myonghyang LEE*¹

*¹ Ritsumeikan University

The vortex ring has straightness and low diffusivity. Also, it is possible to keep its own velocity. We focused on the vortex ring as a personal air-conditioning system in office. The vortex ring can deliver amount of heat more efficiently than existing air-conditioning system. As the previous report, we conducted smoke visualization experiments and PIV analysis. However, detailed structure of the vortex ring have not been revealed. Therefore, in this report, we conducted LES to analyze detailed structure of the vortex ring on the assumption that the vortex ring is introduced into office.

はじめに

各個人の温冷感は異なり、また節電・省エネの強化に伴い空調設定温度の緩和も要求されている。そこで、本研究では、空調吹出し手法として渦輪を用いたパルス気流制御に着目している^{文1)}。渦輪には直進性があり、気流の拡散性が少ないという特徴がある^{文2)}。その特徴を利用することで、従来の空調システムより少ない流量で執務者に熱量を効率的に届けられることが期待できる。さらに、渦輪の送出間隔を変えることで各個人の快適感に適した制御を可能とする (Fig. 1)。このことにより、省エネ性と各個人の快適性の両立を目指す。しかし、空調として利用制御するためには、渦輪の気流特性を把握する必要がある。

既報^{文3)}では、渦輪送出装置を製作し、ピストン動作や周辺気流を変化させた場合の渦輪の減衰と進行速度のデータを取得することで、渦輪の吹出気流の特性検証を行った。ここで、渦輪は並進しながらリング部分は回転運動する特徴がある。渦輪を人体に当てた時、進行速度による気流感に加え、回転速度による気流感が期待できる。そのため、渦輪の回転運動に関する詳細な分析を目的とし、PIV 解析^{注1)}を行った。しかし、スモークで可視化した流体の動きを追跡する PIV 解析では、高速回転する渦輪の挙動を捉えきれず、十分な結果を得ることができなかった。

そこで本報では、CFD 上で渦輪送出装置をモデル化し、LES (Large Eddy Simulation) による非定常解析を行うことで、渦輪の気流特性を検証した。時系列毎の渦輪の形状変化や速度の減衰を確認し、渦運動の詳細な構造を把握することを目的とした。

1. 渦輪送出装置

既報^{文3)}で製作した渦輪送出装置は、渦輪送出孔の周りにも吹出口 (以下、周り吹出口) を設けている (Fig. 2)。周り吹出口から吹出す冷風で渦輪送出孔周辺を冷却し、



Fig. 1 Pulse airflow diagram

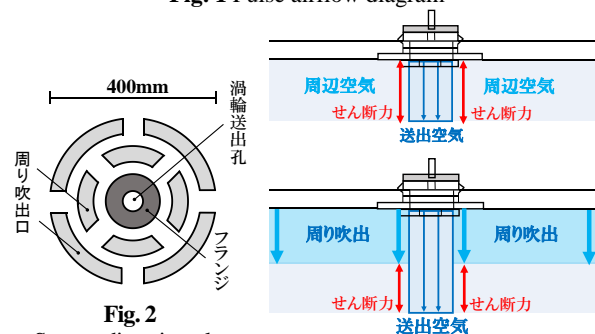


Fig. 2 Surrounding air outlet

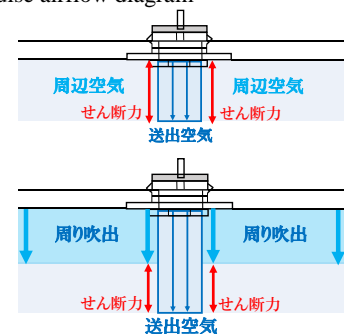


Fig. 3 Shear force diagram

ピストンを引き込むことで、装置内に冷風を供給する。ここで、渦輪の進行には周辺空気と送出空気 (渦輪) との間に生じる剪断力が影響を及ぼすと考えられる。そこで、その剪断層で生じる剪断力を弱め、拡散によるエネルギー減少を小さくすることで到達距離を伸ばすことができるのではないかと考えた (Fig. 3)。そこで、周り吹出口から吹出し気流を与えることで、剪断力を弱めた場合の実験を行ったが、周り吹出しは渦輪を乱す結果となった。これは、気流の供給経路や吹出口形状から吹出気流が乱流となっており、渦輪を乱してしまったためと考えられる。周り吹出しの気流性状を把握するために行った CFD 解析結果からも、周り吹出しは乱流となっていたことが確認でき、渦輪を乱す影響を与えていたと考えられる。そこで、本報では外乱 (周り吹出し) を層流・乱流にした場合の比較を行った。

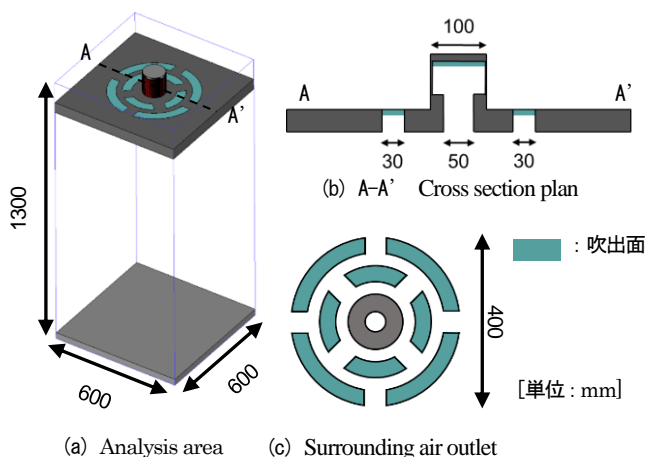


Fig. 4 CFD analytic model

2. CFD 解析概要

2.1 解析モデル

製作した渦輪送出装置を基に解析モデルを作成した。幅 600mm(X)×奥行 600mm(Y)×高さ 1300mm(Z)の空間を解析対象とした (Fig.4(a))。床面から 1100mm の高さの天井面に渦輪送出孔と周り吹出口 (Fig.4(b,c)) を設けた。

2.2 解析条件

Table.1 に解析条件を示す。乱流モデルは時系列毎に変化する渦輪の特性を捉えるために LES Smagorinsky モデルを使用し、非定常非圧縮計算を行った。メッシュサイズは領域全体を幅 5mm(X)×奥行 5mm(Y)×高さ 2.5mm(Z)とし、渦輪の進行経路領域は XY 方向にさらに 3 分割ずつメッシュを切っている。対象流体はすべて等温空気とした。計算時間間隔は各ステップでクーラン数^{注2)}が 0.5 を超えない自動計算とした。

2.3 精度検証

奥出^{文〇)}は、渦輪の崩壊直前に渦輪が波状変形し、渦周りを取り巻く回転方向の異なる一対の環を観測している。本解析からも、渦輪の崩壊直前に渦核が波状変形する様子を確認した (Fig.5)。また、同時に渦輪周りに回転方向の異なる渦を確認した (赤色と青色がそれぞれ回転方向の異なる渦を表す) (Fig.6)。このように、渦輪崩壊直前の挙動をよく捉えており、本解析の精度を確認した。

2.4 解析ケース

Table.2 に解析ケースを示す。空調としての実装時を想定した解析ケースとした。Case1 では、渦輪の送出条件を変えた場合の比較を行った (Fig.7)。ピストンの加速と停止前の減速を考慮した 2 つのケースを比較した。渦輪吹出風量は、実験時のピストン駆動時間と駆動距離から算出した^{注3)}。Case2 では、渦輪の外乱 (周り吹出し) 条件の比較を行った (Fig.8)。層流解析時の周り吹出口は、乱流時と風速・風量が同じになるよう面積を調整し、完全な円形とした。

Table.1 Analysis conditions

CFDコード	STREAM Ver.12
解析領域	600×600×1300[mm]
要素数	13,440,000
メッシュサイズ	0.8～5.0[mm]
乱流モデル	LES Smagorinskyモデル
流れ境界条件	
渦輪吹出し	図3参照
周り吹出し	表2,図4参照
床面	表面圧力0Pa
壁境界条件	
側面	フリースリップ

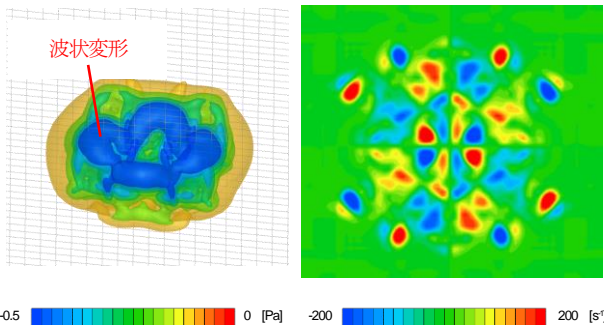


Fig. 5 Pressure equivalent face

Fig. 6 Vorticity contour

Table.2 Analysis cases

case	渦輪送出条件	外乱	
		設定方法	風速[m/s]
1 - 1	直線	なし	0
1 - 2	山型		
2 - 1	直線	直接 (乱流)	0.1
2 - 2			0.3
2 - 3		層流	0.1
2 - 4			0.3

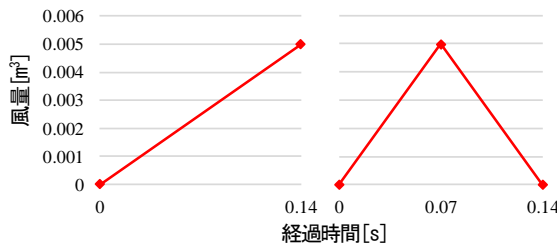


Fig. 7 Brow conditions

(left : straight line, right : chevron)

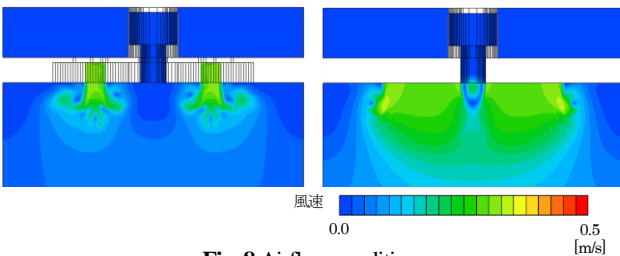
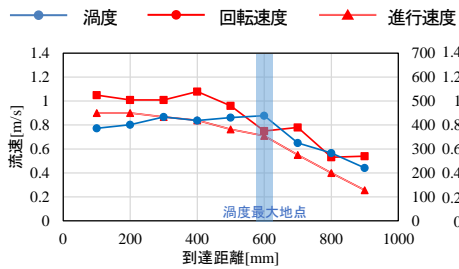


Fig. 8 Airflow conditions

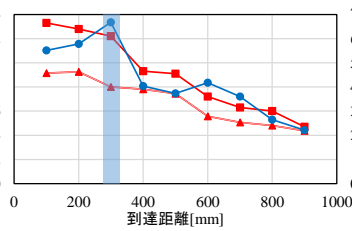
(left : eddy flow, right : laminar flow)

2.5 解析結果の分析方法

LES 解析から得られた結果を、渦度・進行速度・回転速度の 3 つの時系列変化から分析した。



(a) case1-1 (straight line)



(b) case1-1 (chevron)

Fig. 9 Brow conditions comparison (vorticity, rotational speed, velocity)

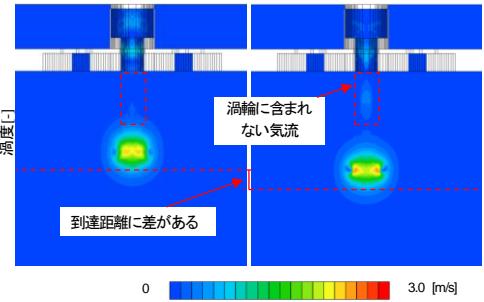


Fig. 10 Speed contour (left : case1-1, right : case1-2)

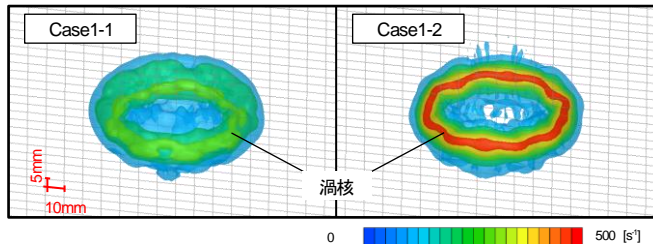


Fig. 11 Vorticity equivalent face (100mm point)

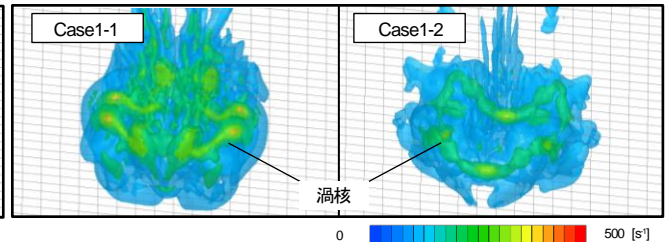


Fig. 12 Vorticity equivalent face (600mm point)

(1) 渦度の時系列変化

下式から渦度を算出し、渦輪が各測定点^{注4)}を通過する瞬間の解析領域内の渦度の最大値を計測した。

$$\omega = \text{rot } v = \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} - \frac{\partial v_y}{\partial z}, \frac{\partial v_x}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial x}, \frac{\partial v_y}{\partial x} - \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)$$

ω : 渦度[s⁻¹]、 v : 風速[m/s]

(2) 進行速度の時系列変化

渦輪の回転中心（渦核）が各測定点を通過する前後100mmの間の移動距離を移動時間で除して各測定点での進行速度を算出した。

(3) 回転速度の時系列変化

渦輪が各測定点を通過する瞬間の風速の水平方向成分の最大値を計測した。

3. CFD 解析結果

3.1 渦輪送出条件比較 (Fig.9~12)

(1) 渦度

Case1-1 では、ゆるやかに渦度が増加し、600mm 地点で最大となり減衰する (Fig.9)。一方で、Case1-2 では、送出直後からCase1-1 より渦度が大きく、最大となる300mm 地点まで増加し、急に減衰する。これは、送出条件が山型の場合、直線の場合と比べて送出風量が半分の時間で最大となるため、送出風速も大きくなり、0~300mm 地点で渦度が大きくなったためと考える。その後、急に減衰した要因として、0.07s 以降に送出される空気が一部渦輪に含まれず (Fig.10)、渦輪が輸送する風量が減少してしまったことが考えられる。渦度分布は100mm 地点では両ケース同様な形状をしているが、Case1-2 では渦核部分で渦度が大きくなっている (Fig.11)。一方、600mm 地点ではCase1-2 の方がサイズが小さく、渦核部分も波状変形している (Fig.12)。このことから、送出条件は直線の方が安定した渦輪が生成できると考える。

(2) 進行速度・回転速度

進行速度の減衰に大きな差は見られないが、900mm 地点では Case1-2 の方が大きくなっている。(Fig.9)これは、Case1-2 の方が送出風速が大きい分、進行方向へ向かうエネルギーが大きいためと考える。

各ケースにおいて回転速度は進行速度より大きいことが分かる。Case1-1 では、進行速度と同様に回転速度もゆるやかに減衰する。一方で、Case1-2 では、送出直後の回転速度が大きく、300mm 地点以降急に減衰する。これは、送出風速が大きい分、巻き上がる空気の数も大きくなるが、渦度の減少に伴い回転も弱まったためと考える。

3.2 外乱条件比較 (Fig.13~15)

(1) 渦度

外乱条件の違いにより渦度が最大となる地点は異なる (Fig.13)。Case2-1 と Case2-4 の渦度が最大となる前後100mm 地点の渦輪形状 (Fig.14) を圧力等値面で確認する^{注5,6)}と、最大となる地点前後で渦輪の形状が大きく変化していることが分かる。他のケースでも同様の傾向が見られた。このことから、渦度の上昇と渦輪の崩壊には関連性があると考えられる。このことを踏まえ、各ケース渦度が最大となる地点を比較すると。

外乱が乱流の場合、Case2-1 では、600mm 地点で渦度が最大となるが、Case2-2 では300mm 地点で最大となり、その後大きく減衰する。一方、外乱が層流の場合、Case2-3 では600mm 地点、Case2-4 では500mm 地点で最大となる。

層流・乱流どちらの場合も風速が早いほうが崩壊が早くなる。この時、乱流の場合崩壊が300mm 分早くなったが、層流の場合100mm 分となった。

Fig.12 から Case2-2 は Case2-1 より、渦核が大きく波状変形していることが分かる。このことから、外乱が乱流の

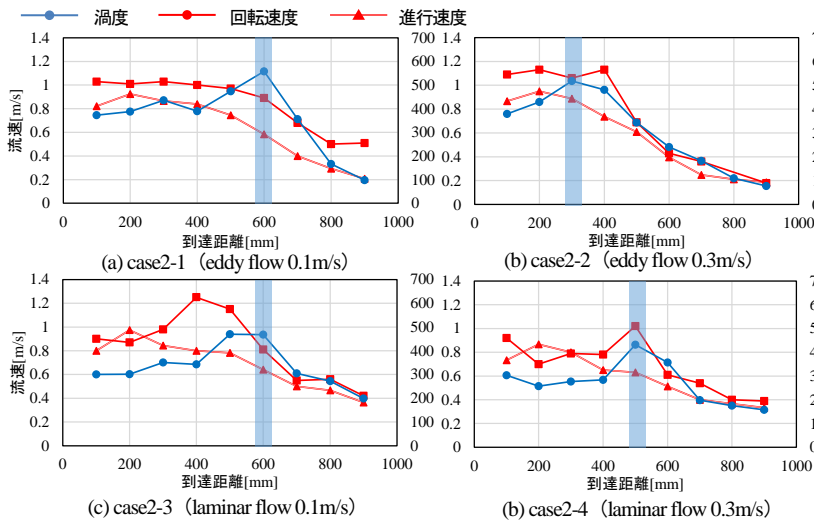


Fig. 13 Brow conditions comparison

(vorticity, rotational speed, velocity)

場合、0.1m/s と 0.3m/s で影響が大きく異なることが分かる。一方で、Case2-3 と Case2-4 では、渦度の大きさに僅かに差は見られるが、両ケース形状が大きく変化している様子は見られない (Fig.15)。

以上から、外乱が層流の場合、乱流と比べて渦輪の形状を維持しやすいと考える。

(2) 進行速度・回転速度

300mm 地点までは各ケースの進行速度に大きな差は見られない。900mm 地点において、乱流条件で比較するとどちらも進行速度が約 0.1m/s となり、層流条件で比較するとどちらも約 0.2m/s となる。つまり、周り吹出し 0.1m/s と 0.3m/s の差が進行速度に与える影響は小さいが、乱流は層流より進行速度への影響が大きくなる。これは乱流の場合、送出空気に進行方向以外の方向に外力を加えるためと考える。

各ケースにおいて Case1 と同様に回転速度は進行速度より大きいことが分かる。Case2-1 を除き、渦度が最大となる地点付近で回転速度も最大となる。これは渦輪の崩壊時に風速の水平方向成分も大きくなるためと考える。

4. まとめと今後の展望

本報では、渦運動の詳細な構造を把握することを目的とし、送出条件及び外乱条件を変えた場合の LES 解析を行った。

- 1) 既往研究で観測された渦輪の挙動を本 CFD 解析でも捉え、解析精度を確認した。
- 2) 気流感を増加させる回転速度は進行速度より大きく、約 1.0~1.5 倍の大きさになった。
- 3) 山型は直線より、送出風速が大きい、渦輪が輸送する風量が小さくなった。
- 4) 渦輪崩壊直前に渦度が一時的に大きくなる。この時、渦輪周りに回転方向の異なる渦度の分布を確認した。
- 5) 層流は乱流より、渦輪形状・進行速度を維持しやすい

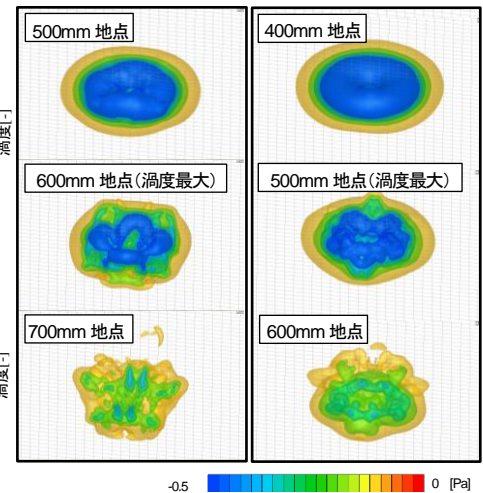


Fig. 14 Pressure equivalent face

(left : case2-1, right : case2-4)

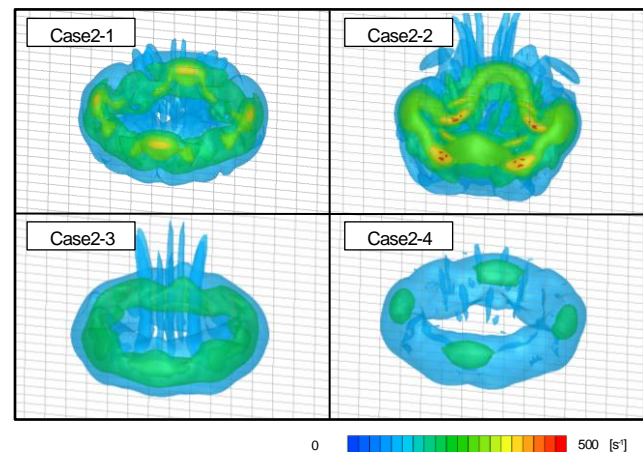


Fig. 15 Vorticity equivalent face (300mm point)

かった。

今後、空調吹出に渦輪を利用するためには、空調として必要な熱量を送出する制御が必要であり、渦輪が輸送できる熱量を解析する必要がある。

注釈

- 1) 可視化された粒子画像から、二次元断面中の流体の速度と方向を同時に計測する手法。
- 2) 1 タイムステップあたりに流れが何要素分進むかを表す。
- 3) ピストン速度 700mm/s、ストローク長さ 100mm のケースの風量とピストン駆動時間を算出した。
- 4) 送出地点から 900mm 地点まで、100mm 毎の計 9 ケ所。
- 5) 渦の中心ほど圧力が低くなる特徴を利用し、圧力等値面で渦輪の形状を確認した。
- 6) 渦度等値面では、渦輪の後流や二次渦の影響まで一緒に Table. 示してしまうため、圧力等値面で渦輪の形状を確認した。

参考文献

- 1) 近本他：ヒューマンファクターを組み込んだ空調システム・制御システムの構築 (その 1) 研究概要及び渦輪を用いた連続送出特性、日本建築学会大会学術講演梗概集 (関東)、pp.1309-1310、2015 年 9 月
- 2) 久保他：居住域空調の温熱環境・省エネルギー性に関する研究 (その 11) 渦輪を送出する空調吹出の有効性の確認、日本建築学会大会 D-2、pp.913-914、2012 年 9 月
- 3) 近本他：ヒューマンファクターを組み込んだ空調システム・制御システムの構築 (その 2) 渦輪を用いたパルス気流送出装置による吹出気流の特性検証実験、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.117-120、2016 年 9 月
- 4) 奥出他：流れ模様で得た渦輪の変形過程とその構造、日本流体力学会誌 ながれ 19(2000)、pp.374-384

夏季の室温上昇が人体生理と温熱環境の許容に及ぼす影響に関する研究

Effect of Room Temperature Rise on Human Physiology and Acceptance of Thermal Environment

○ 亀山 大介 (立命館大学)

近本 智行 (立命館大学)

李 明香 (立命館大学)

Daisuke KAMEYAMA*1 Tomoyuki CHIKAMOTO*1 Myonghyang LEE*1

*1 Ritsumeikan University

Air-conditioned room temperature is not constant. If air conditioning controls room temperature based on sensing change of it, room temperature fluctuation occurs in actually. Therefore, considering effect of room temperature fluctuation on thermal comfort is important. This study investigates effect of room temperature fluctuation on thermal comfort to connect the improvement of thermal comfort by controlling temperature fluctuation. This experiment focused on rate of room temperature rise.

はじめに

一般的に空調設備は室温を一定に制御しようとしている。しかし、実際には空調空間の室温は変動してしまう。室温をセンシングしながら予測制御しても室温変動が起きるのが現実である。したがって、空調空間の温熱環境の快適性を考える上で、室温の変動を考慮することは重要である。また、人間の許容できる温度範囲では空調運転を行わないゼロエナジーバンド制御^{文1)}や、空調機を周期的に運転・停止させるパッシブリズム空調^{文2)}が存在しており、これらは省エネルギー・省コストを実現するために室温の変動を許容している。これらのように、室温変動を組み込んだ空調制御システムを構築することで省エネ性の向上に繋がる可能性がある。また、室温変動の影響を考慮して制御することで、現在の計画されていない室温変動のある空調空間の快適性・生産性が更に向上すると考える。

一方、温熱環境の快適性に関する研究は、一般的に定常環境を想定しており、PMV等の快適指標は室温が時間経過とともに変化する非定常環境を想定していない。非定常環境を対象とした研究^{文3)}は室温をステップ変化させる実験によって検討されているため、段階的に室温が変化するような環境を想定しているわけではない。したがって、室温変化率(単位時間あたりの室温変化量)の違いが人の心理・生理に及ぼす影響を明らかにする必要がある。

本研究では、室温変化率を変えた case と室温一定の case の被験者実験を通して、非定常環境と定常環境の生理反応・心理量を比較するとともに非定常環境内における室温変化率の違いが温熱環境の許容に及ぼす影響を検証することを目的とする。また、室温変動のある環境の快適性を考える上で、特に快適域から不快方向へ室温が変化する時にどこまで快適を保てるか検討が重要である。

そこで、本実験では非定常環境として快適温度である 26℃^{注1)}からの室温上昇の実験を行う。

1. 実験概要

1.1 実験条件

本実験は2017年7月下旬～9月上旬に立命館大学びわこくさつキャンパスのセル内にある恒温恒湿室(内寸:幅2000mm、奥行き2000mm、天井高2700mm)2部屋にて行った。環境測定にはアメニティメータ・熱電対を用いた。Fig.1に実験室概要及び測定点を示す。被験者は健康な男子大学生3名であり、着衣量0.6clo(長袖シャツ、ノーネクタイ)、代謝量1.3met(デスクワーク)とした。実験は1人ずつ行い、概日リズムを考慮し、各被験者は10時～、13時～、16時～のいずれか同じ時間帯に実験を行った。また、前日の睡眠時間を十分確保させ、飲酒は禁止とした。

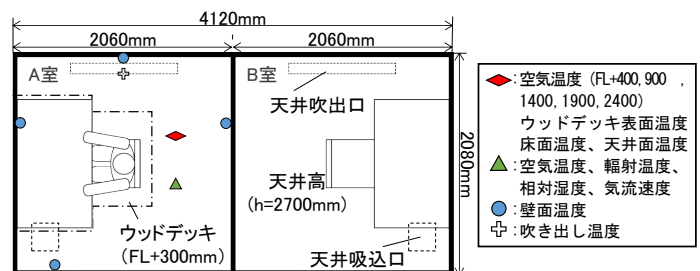


Fig.1 Laboratory and measuring points

1.2 実験 case

実験は室温上昇実験と室温一定実験に分けて行い、室温上昇実験は被験者3名に実施し、室温一定実験はその内2名に実施した。Fig.2に被験者1人分の全 case の室温の実測値を示す。

(1) 室温上昇実験 (非定常環境)

26℃から29℃への室温上昇を与えた実験を行い、室温上昇率を大・中・小の3caseとした。3℃上昇するのに掛かる時間の目標値を大:15分、中:30分、小:45分と

した。3case を各 2 回と予備 1 回の計 7 回実験を行った。

(2) 室温一定実験（定常環境）

室温一定の case は 26℃～29℃を 0.5℃刻みの 7case 各 1 回実験を行った。

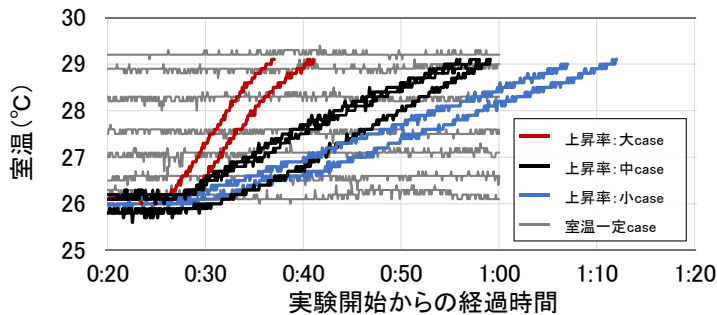


Fig.2 Measured room temperature of all cases

1.3 実験手順

Fig.3 に各実験の手順を示す。

(1) 室温上昇実験（非定常環境）

被験者は 26℃一定の A 室に入室し、約 30 分間安静にした後に実験を開始する。実験開始 20 分後から毎分アンケート申告を行い、更に 5 分後（実験開始 25 分後）から室温を上昇させ始める。室温 29.1℃に達した時点で実験終了とする。皮膚温度測定用の熱電対は安静にしている間に装着する。

(2) 室温一定実験（定常環境）

室温上昇実験と条件を統一するため、実験開始前に 26℃一定に制御された B 室にて約 30 分間安静にする。その後、case ごとの設定室温に一定制御された A 室に移動して熱電対を装着し、実験開始とする。実験開始 20 分後から 5 分毎にアンケート申告を行い、実験開始 60 分で実験終了とする。

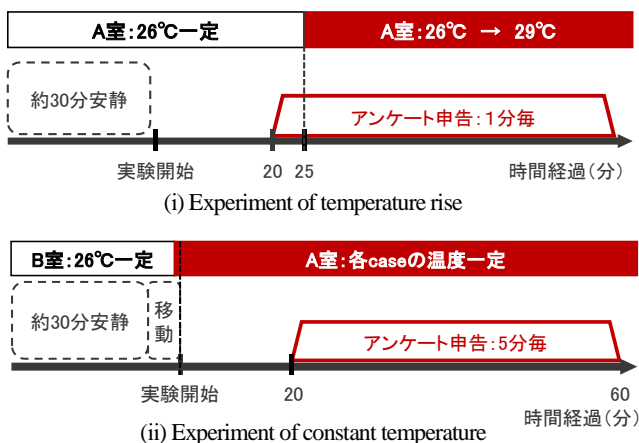


Fig.3 Experimental procedure

1.4 測定項目

実験室の環境測定以外に、次の測定等を行った。

(1) アンケート申告

温冷感・快適感申告は一般的に-3～+3 の 7 段階だが、更に 5 分割して申告させた^{注2)}。同時に発汗の有無や温熱環境の許容について申告させた。

(2) 人体生理測定

皮膚温度は熱電対を用いて測定した。頭、上腕、手、足、下腿、大腿、胴、胸部、耳たぶ、指先の計 10 点を測定し、Hardy-DuBois の 7 点法より平均皮膚温度を算出した。また、被験者の胸部付近で衣服内（肌着内）の温湿度と衣服表面温度を測定した。

2. 実験結果

2.1 室温一定時と室温上昇時の申告の比較

(1) 温冷感・快適感申告

Fig.4 に被験者 1 人分の申告と室温の関係を示す^{注3)}。申告とその瞬間の室温をプロットしている。図中の線（室温上昇時のみ）は、時系列で連続する申告を結んだものである。i)の温冷感において、特に 27.5℃～29℃の室温上昇時の温冷感は室温一定時より暑い側に分布している。しかし、室温上昇前の 26℃付近では室温上昇時と一定時の申告は概ね一致しており、むしろ寒い側に分布している。したがって、室温上昇時の温冷感は室温一定時の申告範囲から暑い側に逸脱している。同様に、ii)の快適感においても室温一定時の申告範囲から不快側に逸脱した。

(2) 温冷感と PMV の比較

Fig.5 に同被験者の温冷感と PMV の関係を示す。室温一定時の温冷感と PMV の近似線は寒い側にある。これは、実験時の外気温が 29.1～33.9℃であり、より暑い環境にいた履歴が寒い側の申告にさせたと考えられる。しかし、近似線の傾きは温冷感と PMV の一致線（以後、一致線）に近く、室温一定時の PMV は温冷感を相対的には予測できている。しかし、室温上昇時の温冷感と PMV の分布は一致線と大きくずれており、室温が時間に伴い上昇するような非定常環境では PMV の適応が難しいと言える。

(3) 発汗による温冷感の変化

Fig.4 において、室温一定時に申告が変化しており、室温上昇時に寒い・快適側に申告が推移する箇所が見られる。これは発汗の影響と考えられる。Fig.6 に同被験者の発汗による温冷感変化を示す^{注4)}。特に室温上昇時の発汗時には温冷感が大きく低下しており、室温上昇時と一定時の温冷感低下後の申告値は同室温の時に同程度である。しかし、Fig.4 で確認できるように、室温上昇時では一度下がった温冷感が室温一定時の申告の範囲から再び逸脱している。

(4) 温熱環境の許容

Fig.7 に幾つかの室温帯に分け、それぞれに占める温熱環境の許容申告の割合を示す。室温上昇時では室温一定時と同じ室温帯であっても、「許容できない」「どちらかといえば許容できない」の申告の割合が大きく、室温上昇時の 29±0.2℃では、許容できない側の申告のみとなっている。

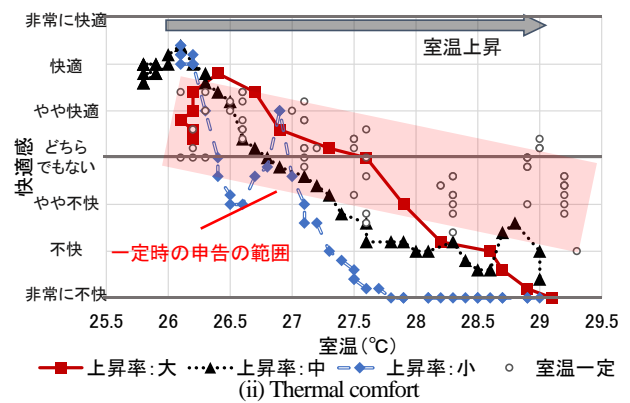
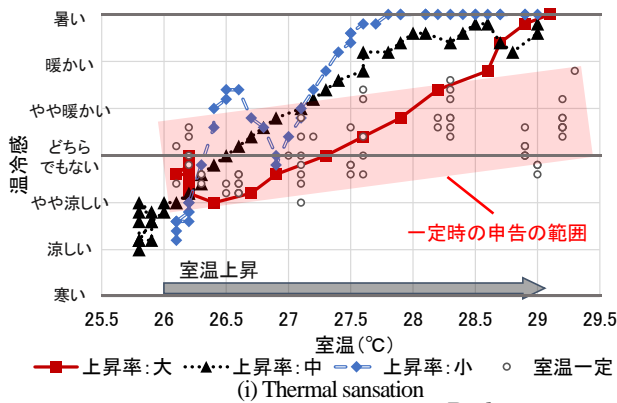


Fig.4 Declaration and room temperature at that moment

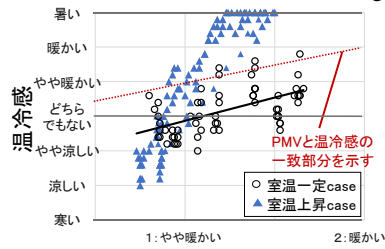


Fig.5 Thermal sensation and PMV

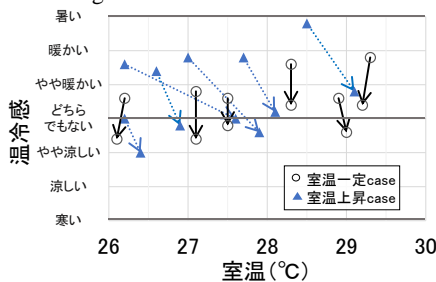


Fig.6 Decline in thermal sensation by sweating

以上より、快適温度から室温上昇している時、その上昇していること自体が被験者の心理に暑く、不快な影響を与えていると考えられる。

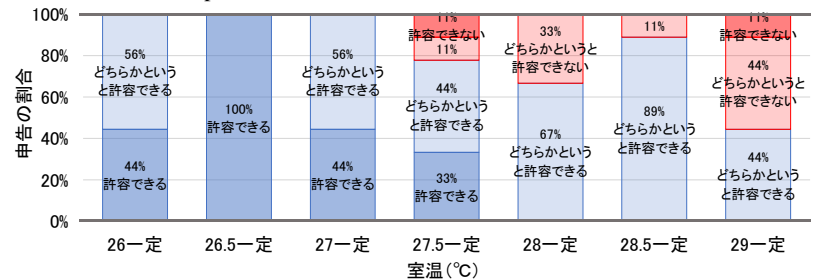
2.2 室温上昇率の違いが心理・生理に及ぼす影響

(1) 室温上昇に対する温冷感の応答

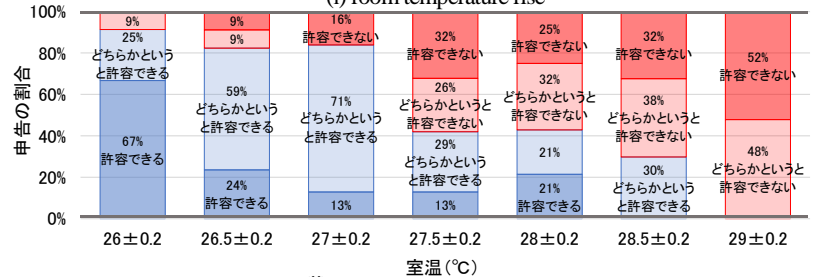
Fig.8 に各被験者の室温上昇時の温冷感の時間変化を示す。Fig.9 に室温上昇に対する温冷感変化の近似線を示す^{注5)}。Fig.8 において、発汗の影響を大きく受けているが、室温上昇率が大きい case の温冷感が早く暑い側に推移している。Fig.9 において、室温上昇率が小さい case の近似線の傾きが大きい。これは、同じ室温で比較すると、室温上昇率が小さい case の温冷感が暑い側に偏ることを示唆している。しかし、被験者 C において上昇率が小さい 1 case で、近似線の傾きが小さい。これについては 2.3 で理由を考察する。

(2) 室温上昇に対する衣服内温度の応答

Fig.10 に室温上昇に対する衣服内温度変化の近似線を示す^{注6)}。衣服内温度は室温上昇に伴って上昇している。また、室温上昇率が小さい case の近似線の傾きが大きい。これは、衣服は断熱性能を有しており、室温上昇率が大きいほど衣服内温度の上昇の遅れが大きくなるためだと考えられる。



(i) room temperature rise

(ii) constant room temperature
Fig.7 Rate of thermal permission

以上より、室温変化が生じる環境において、同じ室温であっても、変化率の違いにより人体近傍の衣服内環境は異なる時間遅れを生じるため、人の心理・生理にも影響があると考えられる。快適温度からの室温上昇時は、室温上昇率が小さい方が長い間快適を保てるが、快適な室温の上限は低いと考えられる。

2.3 室温上昇直後の温冷感と知覚

Fig.11 に室温が 26.5°C に達するまでに限定した室温上昇に対する温冷感変化の近似線を示す^{注7)}。室温上昇率によって差があるわけではないが、Fig.9 と比較すると、全体的に勾近似線の傾きが小さく、0 以下の傾きも確認できる。これは、室温上昇直後は温冷感が上昇しにくく、室温上昇開始に対して温冷感の上昇開始が遅れることを示す。ここで、室温上昇直後の申告は室温上昇に気付く前や、気付く段階の申告であると考えられ^{注8)}、知覚が温冷感の上昇開始が遅れることに関係していると考えられる。前述した Fig.9 の被験者 C の室温変化率が小さい case も室温が 27.8°C になるまで温冷感に変化がなく、室温上昇していることを気付いていなかったと考えられる。

以上より、室温上昇の知覚の有無によって温冷感に影響を受けると考え、知覚できないような室温上昇であれば、心理への影響が小さくなる可能性がある。

3. まとめ

非定常環境と定常環境の生理反応・心理量の比較及び非定常環境内における室温変化率の違いが温熱許容に及ぼす影響を検証することを目的として、室温上昇率を変えたcaseと室温一定のcaseを与えた被験者実験を行った。

室温上昇時の温冷感・快適感はPMVや室温一定時の温冷感・快適感から大きく逸脱しているため、室温の上昇自体が人に暑く、不快な影響を与えると考えられる。また、室温上昇時、同じ室温であっても室温上昇率によって温冷感が異なった。その要因として、変化率の違いにより人体近傍の衣服内環境は異なる時間遅れを生じることが影響していると考えられる。したがって、快適温度からの室温上昇時は、室温上昇率が小さい方が、長く快適を保てるが、許容できなくなる室温は低いと考えられる。一方で、知覚と心理が関係していると考え、知覚できない室温上昇であれば心理への影響を小さくし、快適を保てる室温の上限が広がる可能性がある。

本実験は室温上昇を与えるcaseを連続して行っていること、アンケート申告を頻繁に繰り返していることから室温上昇に対して敏感な状況であった。今後、執務環境に近い状態で室温変化を知覚しているのか、知覚の有無が心理にどの程度影響しているか検証する必要がある。

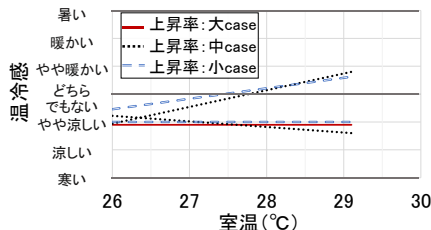
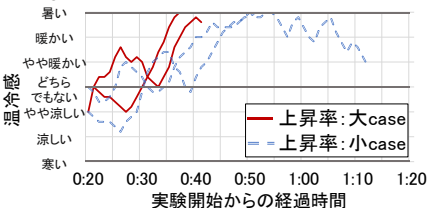
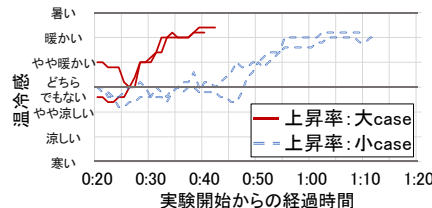


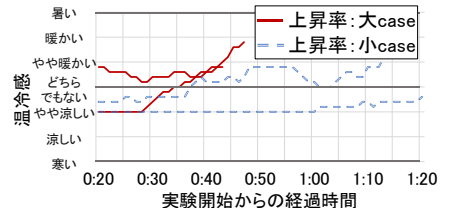
Fig.11 Thermal sensation with room temperature (~26.5°C)



(i) Subject A

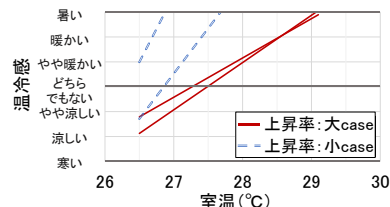


(ii) Subject B

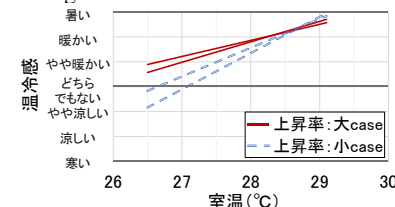


(iii) Subject C

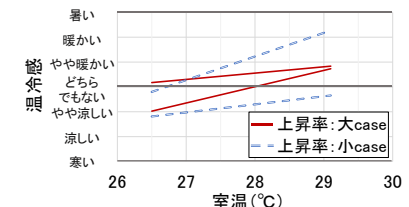
Fig.8 Thermal sensation with time



(i) Subject A

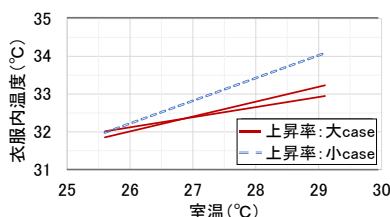


(ii) Subject B

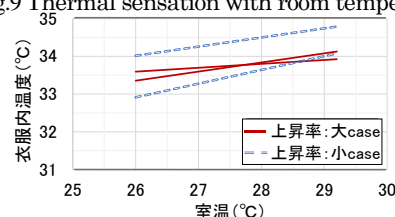


(iii) Subject C

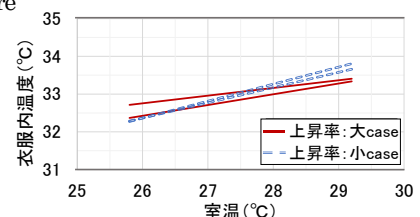
Fig.9 Thermal sensation with room temperature



(i) Subject A



(ii) Subject B



(iii) Subject C

Fig.10 Temperature inside clothes with room temperature

参考文献

- 1) 佐藤孝輔ほか：ゼロカーボン建築の実現可能性に関する研究：(第3報)ゼロエネルギーバンドの設定と冷暖房負荷及び空調エネルギー削減可能量の試算、学術講演会論文集、平成22年(1)、pp689-692、2010-8
- 2) 坊垣和明ほか：パッシブブリズミング空調における快適性と省エネルギーに関する研究：第1報-パッシブブリズミング空調が快適性に及ぼす影響に関する実験：夏季実測結果について、空気調和・衛生工学会論文集(64)、pp61-71、1997-1
- 3) 高田暁ほか：非定常状態における温冷感予測式に関する研究：皮膚温を用いた予測式の提案、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp361-362、2009-7

注釈

- 1) 2015年度の被験者実験で、26°C一定の快適感申告の割合において、約90%が快適側の申告であり、不快側の申告がなかったため、26°Cを快適温度とした。28°C一定ではわずかに不快側の申告があった。
- 2) 7段階では、温冷感の小さな変化に対応できないと考え、更に細かく申告できるようにした。
- 3) 室温上昇実験7回のうち、大・中・小それぞれ1回ずつを代表としている。
- 4) 温冷感が低下し始めた時点から下がりきる時点までを抽出した。発汗は発汗感もしくは衣服内湿度から発汗の有無を判断した。図中の矢印は発汗時の温冷感低下の開始(矢印始点)から終了(矢印終点)の温冷感と室温の変化を示している。
- 5) 2.3に述べた通り、室温上昇直後は知覚差によって温冷感の上昇に違いが生じると考え、26.5°C以上を近似線作成の範囲とした。また、発汗の影響が考えられる部分や温冷感が上昇しきった後の部分は除き、温冷感が上昇している部分のみ抽出した。
- 6) 被験者Aの上昇率：小のcase1つで衣服内温度の変動が大きかったため除いた。
- 7) 近似線は実験開始25分後～26.5°Cに達するまでの申告から作成し、26.5°C～29°Cまでの申告は図に反映されていないが、Fig.9と比較するために近似線は29°Cまで外挿した。最も温冷感の変化が小さいため、知覚が鈍いと考えられる被験者Cを代表とし、実験開始25分後の温冷感が高かった2つのcaseは除いた。
- 8) 全実験終了後のヒアリングでは、被験者は室温が上昇していることに気付いていた。したがって室温が上昇する過程で知覚していると考えられる。

謝辞

本研究において、終始熱心なご指導を頂いた、立命館大学研究員である小畑光央様に感謝の意を表します。

実大実験及び生理量数値解析による トラクタの快適性・省エネ性改善に向けた遮熱・冷却手法に関する研究 Examination for Method of Thermal Insulation and Cooling to Improve Comfort and Energy Saving in a Tractor Cab by Experiment and Numerical Analysis

○織田浩平（立命館大学） 近本智行（立命館大学） 李明香（立命館大学）

福留二郎（ヤンマー） 池上聡一郎（ヤンマー）

Kohei ODA*¹ Tomoyuki CHIKAMOTO*¹ Myonghyang LEE*¹ Jiro FUKUDOME*³ Soichiro IKEGAMI*³

*¹ Ritsumeikan University *³ Yanmar Co, Ltd.

The purpose of this research is the development of cooling methods to provide comfortable environment for an operator and reducing air-conditioning energy consumption in the tractor cab. Necessity of local cooling was found by results on the analysis of human physiological conditions, but psychological conditions have not been found. Therefore, this paper is being reported about the outline and results of the subjective experiment. We analyzed relations of human physiological and psychological conditions when difference of amount of solar radiation, direct cooling from the chair.

はじめに

従来、操縦者が外部環境に大きく影響を受ける開放型のトラクタが主流であったが、近年、快適な作業環境を形成するために密閉型キャビン（以後、車室）が普及し始めた。しかし、トラクタの車室は、Fig.1のような自動車等と異なる特有の要因により暑熱環境になりやすい。また、人体側の暑熱要因として着衣量の大きさや運転操作による代謝量の上昇が考えられる。このような熱負荷が大きく日射によって不均一な温熱環境が形成される車室で、車室内を均一に冷却するためには多大な冷房エネルギーを消費する。既往研究において、車室内の温熱環境解析は自動車や電車で先行して行われてきた^{文1) 文2)}。トラクタにおいても、車室の熱負荷の数値解析^{文3)}や日射の影響を加味した生理量の解析と遮熱フィルムの検討^{文4)}が行われている。しかし、車室内の不均一で部位ごとの熱負荷が偏在している環境の生理量と心理量や冷房エネルギー消費量と快適性の関係は明らかにされていない。

そこで本研究は、トラクタの快適性と省エネ性の改善に向けた遮熱・冷却手法の提案を目的とする。提案を行うにあたり、負荷偏在が過剰な環境では、部位温冷感と全身温冷感と乖離するため、局所的な刺激の影響を分析することが必要である。



Fig.1 Difference of Thermal Characteristic Between Car and Tractor Cab

1. 研究フロー

Fig.2に研究のフロー図を示す。既報^{文5)}では、人が乗車していない状態の夏期車室環境の実測を行った。また、車室の窓や屋根、天井材などの外皮仕様が、車室環境と人体生理に及ぼす影響を車室モデルと人体モデルにより解析した。この解析から、外皮仕様の変更と共に空調負荷も増減するが、生理量への影響は少ないことが分かった。そこで、局部冷却を人体に行った時の生理量変化を解析した。

さらに、心理量も分析するために被験者実験を行い、局部冷却時の心理量の考察を行った^{文6)}。首への気流の快適性が明らかとなったが、実験の境界条件に関して、日射環境や高放射環境を再現できなかったため、不快度が低く心理量の比較考察結果としては不十分であると判断した。

そこで本研究では、日射による不均一な温熱環境を再現した車室での被験者実験により、局部冷却の効果検証、被験者の生理・心理的反応の考察を行う。また、実験の実測値を境界条件に人体モデルでの生理量数値解析を行い、実測値と併せて生理量や熱バランスと快適性の関係性を考察する。さらに、実験で得られた空調機と座面冷却のエネルギー消費量を考察して、効果的な遮熱・冷却手法の提案を行う。

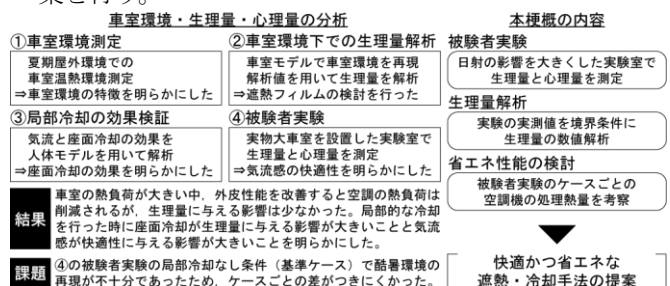


Fig.2 Research Flow

2. マネキン・被験者実験及び数値解析の概要

省エネかつ快適な遮熱・冷却手法の提案に向けて、①マネキンを使用して生理量数値解析に用いる放射温度の境界条件の測定、②被験者実験による車室環境・生理量・心理量・エネルギー消費量のデータの分析、③マネキンと被験者実験の測定値を境界条件とした生理量解析、の順に研究を進めた。そして、それぞれの結果から車室環境・生理量・心理量・エネルギー消費量を分析した。

2.1 実験施設・冷却椅子の概要

Fig.3 に実験施設と冷却椅子の写真を示す。実験は米原市にある Y 社研究所内の実験棟の中で行った。断熱材で作成した実験室の中で、車室右側方に水銀灯 (160W×54 個) を設置し照射することで、車室温熱環境の不均一性を再現した。冷却椅子は、厚さ 15mm の断熱ウレタンの上にナイロンチューブを敷いて冷水を流し、その直上の厚さ 3mm のゲルシートを冷却することで、着座した被験者に直接冷熱を与える仕組みである。

2.2 実験方法及び境界条件

実験は 11 月初旬、被験者は身長と BMI 指数が似通った男子大学生 3 名 (A, B, C) で、着衣を夏作業着 (長袖, 長ズボン, 0.71clo) に統一して実験を行った。車室内は直達日射と躯体蓄熱の影響により、人体の各部位に不均一な放射温度が与えられると考えられる。そのため、マネキンの各部位に黒色ビニルテープで熱電対を貼り付けて、各部位の放射温度を測定した (Fig.4)。また、実験の測定値を生理量数値解析の境界条件に用いるため、人体周囲の空気温度を 9 点測定した (Fig.4)。



Fig.3 Views of the Laboratory and Cooling Chair, Thermal Image

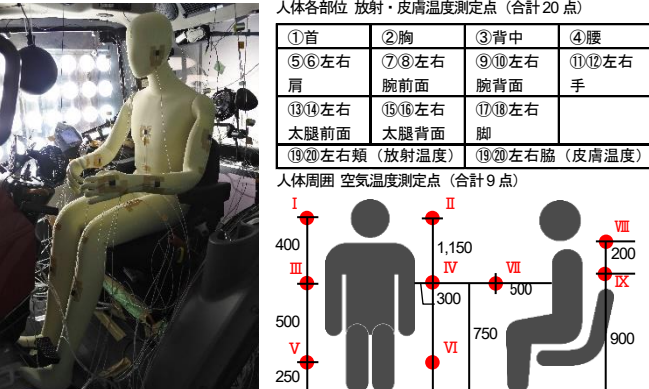


Fig.4 Measure Points of Air Temperature and Radiation Temperature for Each Part of the Body

Fig.5 に実験方法を示す。車室入室前に身体を夏期環境に慣らすために 10 分以上待機させた。その後、40 分間車室に入室し、2 分間隔でアンケートを行った。申告内容は全身と部位の温冷感・発汗感、全身の快適感・発汗の不快感である。温冷感と快適感は ASHRAE の 7 段階評価をさらに 0.1 刻みで細分化したものをを用いた。

Table1 に実験条件を示す。実験条件は、日射強度大・座面冷却なしの条件を基準条件 (Case0) とし、日射強度小・座面冷却なしの条件 (Case1) と日射強度大・座席冷却 20°C の条件 (Case2) の 3 条件を行った。

2.3 実験の測定値を用いた生理量数値解析の概要

実験で測定した生理量と心理量の関係の分析を深めるために、実験の測定値を境界条件に生理量の数値解析 (解析モデル: COM^{文7)} を行った。Table2 に数値解析の境界条件を示す。代謝量は 1.0met とし、全ての部位に同じ相対湿度と気流速度を入力した。また、人体モデル各部位それぞれに異なる空気温度と放射温度、着衣量を入力した。

実測値を用いて数値解析を行ったところ、解析結果と実測結果の皮膚温度に誤差が生じる部位が存在した。そのため、結果がずれていた部位の放射温度の入力値を実測結果に合うまで 1°C ずつ補正をかけた。このことから、マネキンでの測定では直射が当たらない部分の放射温度が十分に測定できていないことが明らかになった。

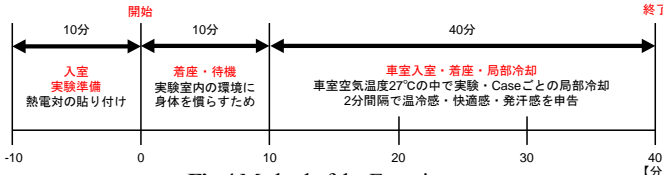


Fig.4 Method of the Experiment

Table1 Experimental Cases				
全 Case 共通条件	条件	場所・備考	パラメータ	単位
	空気温度	車室外	35°C	°C
	風速	全般空調	人体に気流は当てない	m/s
	相対湿度	コラムカバー平均	30-40	%
	着衣量	長袖, 長ズボン	0.71	clo
実験 Case	Case	日射強度	空気温度 [°C]	冷却部位
	Case0 (基準)	大 (9列点灯)	27	無し
	Case1	小 (7列点灯)		
	Case2	大 (9列点灯)		座席面

※日射は水銀灯160W/個を54個、右側から照射する
※日射強度は9列点灯時(空気温度+6.6°C)、7列点灯時(空気温度+6°C)

Table2 Input Data for Numerical Analysis of Physiological Conditions			
部位	空気温度 [°C]	放射温度 [°C]	着衣量 [clo]
頭	I, II, VIIの平均値	⑮, ⑯の平均値	0.00
首	VII	①+1°C	0.00
腕	VII	②+3°C	1.39
背中	IX×1/3+背面温度×2/3	③+1°C	1.19
尻	VII×1/3+座面温度×2/3	④	0.99
左肩	IV	⑤+4°C	1.17
左腕	IV×2/3+VII×1/3	⑦, ⑧の平均値	0.46
左手	VII×1/5+VI×4/5	⑪-2°C	0.00
右肩	III	⑥	1.17
右腕	III×2/3+VII×1/3	⑧, ⑯の平均値	0.46
右手	VII×1/5+V×4/5	⑫-9°C	0.00
左太腿	VII×2/6+VI×2/6+座面温度×2/6	⑬, ⑭の平均値	0.46
左脚	VI	⑰-2°C	0.63
左足	VI	⑰-4°C	0.54
右太腿	VII×2/6+V×2/6+座面温度×2/6	⑭, ⑯の平均値	0.46
右脚	V	⑱-3°C	0.63
右足	V	⑱-5°C	0.54
各部位の相対湿度 [%], 気流速度 [m/s]: 代表測定点			
代謝量は全身で1.0met, Case2_座面冷却の時は両太腿に冷却椅子の除去熱量 [W] を入力			

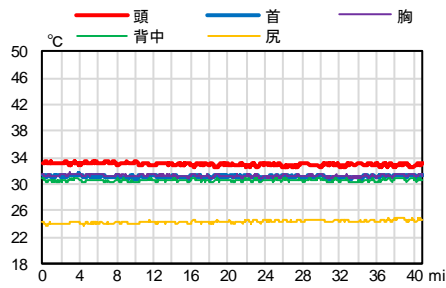


Fig.6 Radiation Temperature for Each Part of the Body

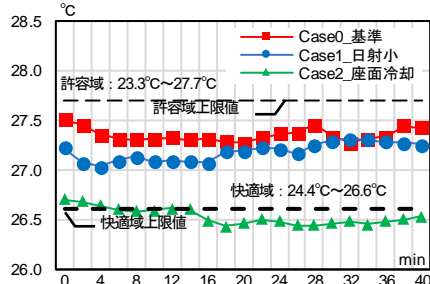


Fig.7 Operative Temperature in the Cabin

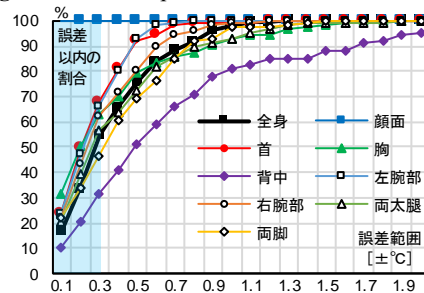


Fig.8 Difference of Skin Temperature Between Measurement and Numerical Analysis

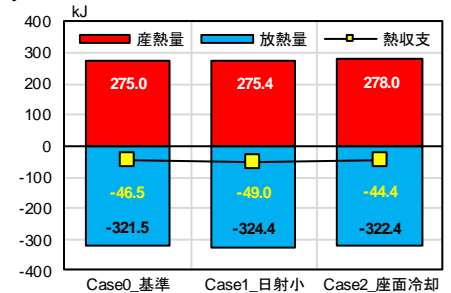


Fig.9 Thermal Balance in the Human Body

3. マネキン及び被験者実験・生理量数値解析結果

3.1 実験環境測定結果及び実験環境と生理量の関係

Fig.6 に各部位の放射温度の測定結果 (Case0), Fig.7 に車室内の作用温度を示す。着座して右側方から日射を照射しているため、身体左右の放射温度が異なる。また、上下方向にも放射温度、空気温度分布が大きいので、車室内の作用温度は代表点から算出するのではなく、身体各部位とその周囲で測定した放射温度と空気温度を各部位の体表面積で重み付けをして算出した。なお、作用温度を算出^{注1)}する際の各部位の放射熱伝達率と対流熱伝達率は文献値を用いた^{文7)}。Case2 (座面冷却) で最も作用温度が低くなるのは、冷却椅子の座面温度も人体に作用する温度であると仮定し空気温度と同じ扱いにして作用温度を計算したからである。

Fig.8 に部位別皮膚温度の解析値が実測値とどれだけ一致したかの割合を示す。実験の測定値を用いて生理量の数値解析を行った結果、被験者によっては発汗等による誤差があった。しかし、各部位皮膚温度測定値の $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ 以内に各部位皮膚温度の解析値が約 50%以上収まった (背中を除く) ため、数値解析に入力した境界条件は大きくずれてはいないと判断した。その条件を用いて 40 分間の人体の熱収支を解析 (Fig.9) すると、作用温度が皮膚温度よりも低いため、やや放熱側 (約 -46.5kJ) で熱収支が安定した。熱収支が放熱側に大きく偏らなかったのは、実験中の作用温度が発汗を伴わない程度の温度であったからだと考えられる。

Table3 に PMV の計算条件と作用温度の快適範囲を示す。PMV は全身のみではなく、部位ごとの感度を測るために、着衣量、空気温度と放射温度を部位ごとに入力した「部位 PMV」を算出した。Fig.10 に実験条件時の PMV を示す。ISO-7730 では PMV が $-0.5 \sim 0.5$ (PPD: 10%以下)

Table3 Calculation Condition for PMV, Comfortable Range of Operative Temperature

全身・部位PMV計算条件（空気温度～着衣量）											
空気温度 [℃]・放射温度 [℃]：各部位の実測値											
相対湿度：35.0% 気流速度：0.1m/s、代謝量：1.0met（各条件全部共通）											
着衣量	全身	顔面	首	胸	背中	左腕部	右腕部	両太腿	両脚	単位	
	0.713	0.000	0.000	1.387	1.194	0.676	0.676	0.465	0.632	clo	
PMV（-0.5～0.5）PPD：10%以下の時の【作用温度の快適域】											
作用温度	最小値	24.4	28.3	28.3	19.6	21.9	24.4	24.0	25.1	23.9	℃
	最大値	26.6	30.0	30.0	24.0	25.4	27.2	27.2	27.6	25.5	
PMV（-1.0～1.0）PPD：25%以下の時の【作用温度の許容域】											
作用温度	最小値	23.3	27.4	27.4	17.4	20.2	23.1	22.5	23.9	23.0	℃
	最大値	27.7	30.9	30.9	26.2	27.1	28.6	28.7	28.9	26.4	

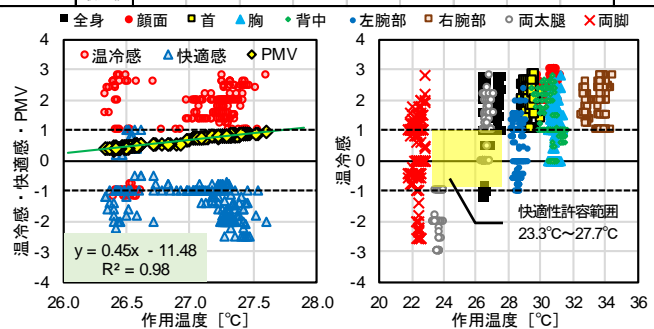


Fig.10 Correlation Between Operative Temperature and PMV, Thermal Sensation

の範囲を快適域と推奨しているが、本研究では PMV が $-1.0 \sim 1.0$ (PPD: 25%以下) の範囲を快適性許容範囲 (以下、許容域) と設定し、温冷感の分析を行う。作用温度と PMV には強い相関関係があり、そこから各部位の作用温度の許容域を算出した (Table3)。全ての実験において実験環境は PMV が $-1.0 \sim 1.0$ の許容域内で、作用温度も同様であったため、熱収支の結果からもわかる通り、本実験環境は不快ではない温度帯であったことが分かった。しかし、実際の温冷感は許容域外の申告が多く、快適性も低い。また、部位ごとの温冷感についても、許容域におさまる申告は少なく、実験環境が暑いことを示している。これは、数値解析と PMV の計算ともに人体への直達日射の受熱量が考慮されていないからだと考えられる。

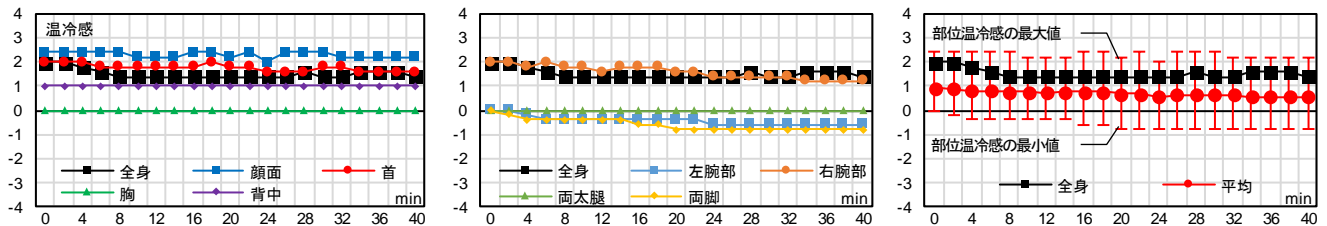


Fig.11 Thermal Sensation and Thermal Sensation of Each Human Body, Average Thermal Sensation

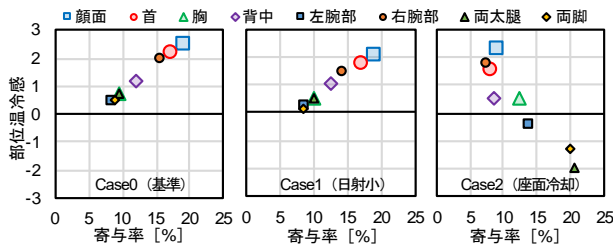


Fig.12 Contribution Rate of Thermal Sensation

3.2 全身温冷感と部位別温冷感の関係の考察

Fig.11 に温冷感の40分間の変動を示す。不均一な車室温熱環境では、部位ごとに温冷感が異なり、全身温冷感の方が部位温冷感の平均値よりも高く申告された。これは、全身温冷感が特定の部位温冷感の影響を強く受けるからだと考える。そのため、全身温冷感に対する各部位温冷感の影響度を示す寄与率を部位温冷感の分散の比率から算出した^{注2)}。Fig.12 に実験終了時点の全身温冷感に対する部位温冷感の寄与率を示す（発汗量が多く温冷感申告の傾向が異なった被験者Cを除外した）。寄与率は全身温冷感が部位温冷感の平均値より高い場合、温冷感の高い部位の寄与率が大きくなり、逆の場合は温冷感の低い部位の寄与率が大きくなる。また、部位温冷感の分散が小さいときは寄与率が全体的に12.5%に近づく。Case1では、日射の影響を強く受ける顔面、首、右腕部の寄与率がCase0より低下している。また、Case2では、冷却部位の寄与率が大きいことから、全身温冷感は局所的な刺激（日射・冷却）に強く影響されることが明らかになった。しかし、座面冷却を行っても快適性が向上しない被験者も存在したため、快適性と省エネ性を改善するためには、まず不快部位を取り除く必要がある。

4. 作用温度の変化に対する各データの変化

Table4, Fig.13 にCase0からの各データの変化の割合・差を示す。COMSET*^{文7)}は作用温度と正の相関(R2=0.950)があるため、作用温度が低下するとCOMSET*も低下する。そして、Case2で作用温度とCOMSET*が快適域に達したため、座面冷却時の快適性が向上した。また、各ケースで測定した車室内空調機の処理熱量はCase0の685.4Wから比較するとCase1で0.3%、Case2で6.0%（冷却椅子の処理熱量を除く）低減した。しかし、Case2は冷却椅子の処理熱量（48.6W）も考慮すると701.9Wとなり冷却の合計処理熱量ではCase0よりも大きくなった。

5. まとめ

本研究は省エネかつ快適な遮熱・冷却手法の提案を目

Table4 Change of Each Data from Reference Case

	作用温度 [°C]	Case0_基準 からの低減率 [%]	COMSET* [°C]	Case0_基準 からの低減率 [%]	冷房除去熱量 [W]	Case0_基準 からの低減率 [%]
Case0	27.36		23.32		690.61	
Case1	27.29	0.261	23.25	0.272	684.07	0.948
Case2	26.49	3.175	21.90	6.067	645.82	6.486
	PMV	Case0_基準 からの差	Case0_基準 からの差	Case0_基準 からの差	Case0_基準 からの差	Case0_基準 からの差
Case0	0.86		1.75		-1.95	
Case1	0.80	-0.05	1.70	-0.05	-1.40	0.55
Case2	0.49	-0.37	-0.25	-2.00	-0.15	1.80

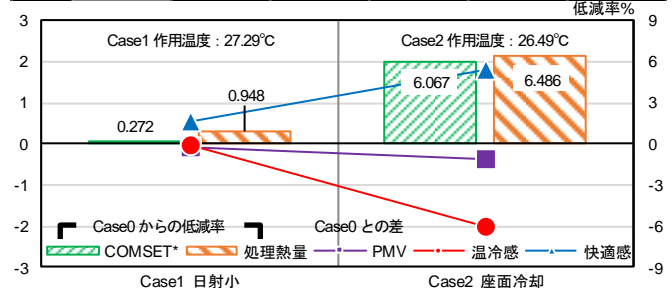


Fig.13 Change of Each Data from Reference Case

的に被験者実験と生理量数値解析を行い、熱負荷の偏在が大きい車室環境での生理量・心理量の関係を分析した。得られた知見を下記に示す。

- ・数値解析上、人体の熱収支が安定する温熱環境であっても、日射により局所的な不快感が発生している場合は全身温冷感が許容域を超えることが明らかになった。
- ・局部刺激が強く部分負荷の偏在が大きい環境において快適性を向上させるためには、人体の熱収支を解くだけでなく、部分負荷の大きい部位の負荷を、許容できる範囲まで緩和させる制御が必要である。
- ・車室の快適性と省エネ性を改善するためには、部分負荷を減らす制御が必要不可欠である。そこで、負荷が偏在した時の部位温冷感の評価方法として寄与率という形で評価をした。

注釈・参考文献

- 注1) $OT = \frac{\alpha_c \theta + \alpha_r MRT}{\alpha_c + \alpha_r}$ OT: 作用温度, θ : 空気温度, MRT: 平均放射温度。
 α_c : 対流熱伝達率, α_r : 放射熱伝達率
 注2) $aTS_A + bTS_B + cTS_C + dTS_D + eTS_E + fTS_F + gTS_G + hTS_H = TS_{total}$
 $TS_A: TS_B: TS_C: TS_D: TS_E: TS_F: TS_G: TS_H = a: b: c: d: e: f: g: h$
 TS : Thermal Sensation, 小文字: 荷重係数,
 a, A から順に顔面, 首, 胸, 背中, 左腕部, 右腕部, 両太腿, 両脚
 寄与率の例 (顔面): $aTS_A/TS_{total} * 100$, (首): $bTS_B/TS_{total} * 100$
 文1) 田辺新一ほか: クールダウン時の車室乗客の温冷感・快不快感予測に関する研究, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2011.9.14-16
 文2) 林伸明ほか: シミュレーションによる車内温熱環境の再現と評価, JR EAST Technical Review-No.53, 13-18
 文3) Ružić, D. & Časnj, F. (2011). Agricultural Tractor Cab Characteristics Relevant for Microclimatic Conditions. Journal of Applied Engineering Science Vol.2, No.9, (June 2011), pp. 323-330, ISSN 1451-4117
 文4) 松本照幸ほか: キャブ内の熱的快適性向上の研究 (第2報) 環境試験室におけるキャブ内の温熱環境解析, 農業機械学会誌 58(1): 103-111, 1996
 文5) 織田浩平ほか: トラクタの車室環境改善に向けた実大実験及び人体モデルによる検証 (その3) 車室環境及び局所冷却が人体に及ぼす影響の解析, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, I-46, 2016年9月
 文6) 織田浩平ほか: トラクタの車室環境改善に向けた実大実験及び人体モデルによる検証 (その5) 車室環境における局所冷却が人体に及ぼす影響の検証実験, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, D-5, 2017年9月
 文7) 田辺新一ほか: 温熱環境評価のための人体熱数値計算モデル COM の開発, 日本建築学会環境系論文集 第599号, 31-38, 2006年1月

パーソナル空調方式における吹出気流の CFD 解析手法に関する研究 (その 1) 吹出気流の風速詳細測定及び CFD 解析

CFD Modeling of Airflow through Personal Air Supply Terminal (Part 1) Detailed Velocity Measurement and CFD Analysis of Supplied Airflow

○西堀 啓規 (大阪市立大学)

山中 俊夫 (大阪大学)

梅宮 典子 (大阪市立大学)

小林 佑輔 (竹中工務店)

小林 知広 (大阪市立大学)

甲谷 寿史 (大阪大学)

粕谷 敦 (竹中工務店)

和田 一樹 (竹中工務店)

Hiroki NISHIHORI *¹

Tomohiro KOBAYASHI *¹

Toshio YAMANAKA *²

Hisashi KOTANI *²

Noriko UMEMIYA *¹

Atsushi KASUYA *³

Yusuke KOBAYASHI *³

Kazuki WADA *³

*¹Osaka City University

*²Osaka University

*³Takenaka Corporation

Personal air conditioning system is an air conditioning method to provide a satisfactory thermal environment. In designing this system, CFD becomes a beneficial means because the detailed distribution of temperature and air quality must be taken into account. The purpose of this study is to establish a CFD modeling method of the airflow from personal air supply terminal. The velocity distribution was measured by the hot wire anemometer to obtain boundary conditions and true value of CFD. The accuracy of the CFD simulations using the boundary condition from measurement is finally verified.

1. はじめに

近年、執務室において在室者個々の快適性確保のためのパーソナル換気・空調が注目されている^{1,3)}。また、省エネルギーの観点からタスクアンビエント空調の導入も増えており、本研究では天井チャンバーを用いて全面有孔天井からのアンビエント空調とパーソナル空調を組み合わせた方式 (Fig.1) に着目している。このようなシステムの設計及び運用検討時には、例えば吹出気流の到達距離やアンビエント吹出しとの風量比、さらにはそれが室全体の温度分布に及ぼす影響など詳細な解析が必要となり、数値流体力学 (CFD 解析) が有効と言える。

パーソナル吹出気流は複雑な気流性状を有するため、CFD で再現するためには気流性状を詳細に把握した上で適切な境界条件を与えた解析を行う必要がある。そこで本研究では、吹出口近傍の気流測定により CFD 解析の境界条件と精度検証時の真値を取得する目的で風速測定実験を行った上で CFD 解析を行い、解析精度検証を行った。

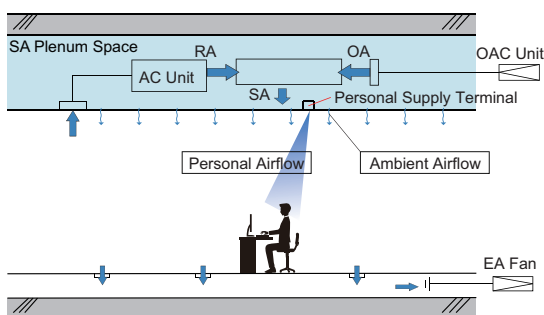


Fig.1 Targeted Air Conditioning System

2. パーソナル吹出気流の風速測定実験

2.1 実験の概要

大阪市立大学工学部 C 棟内部のホール空間において Fig.2 に示す装置を作成して等温環境で鉛直下向きにパーソナル気流を吹き出し、「CFD 解析の境界条件取得」及び「精度検証時の比較対象となる真値の取得」を目的として 2 種の風速測定実験を行った。

2.2 風速測定実験の概要

CFD の流入境界条件取得のため、既往研究⁴⁾で基本性能の評価が行われているパーソナル吹出口を対象に熱線風速計を用いて吹出口面の風速測定を行う。吹出口と測定点を Fig.3 に示す。吹出口ユニットの軸流ファンはコンバーターで DC24V に固定して一定風速を吹き出した。吹出口は正円形状であるが、気流の到達距離を延ばすために内部中央には十字状に平板が設置されている。このため気流は完全な軸対称

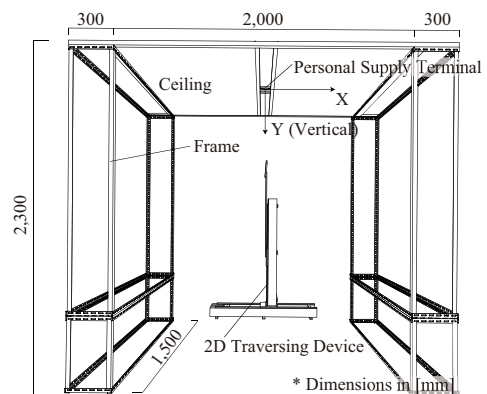


Fig.2 Experimental Setup

流とは言い難いが、境界条件モデルを簡潔にするため対称性を仮定し、**Fig.3 (2)**に示す中心線上の19点で風速測定を行なった。全ての測定点においてX型とI型の熱線プローブ（日本カノマックス、0252R-T5 及び 0251R-T5）を用いて1回ずつ風速測定を行うこととし、前者は2次元の平均風速、後者は乱流統計量の k と ε の取得^{註1)}に用いた。なお、X型プローブはX成分とY成分の風速が測定可能な向きに、I型プローブはX成分とY成分の合成風速を測定する向きに設置し、測定は全て1.0 kHzで60秒間行った。

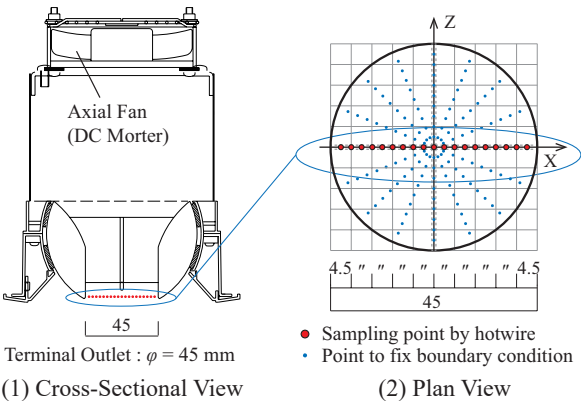


Fig.3 Personal Air Supply Terminal and Sampling Point of Velocity for Boundary Condition

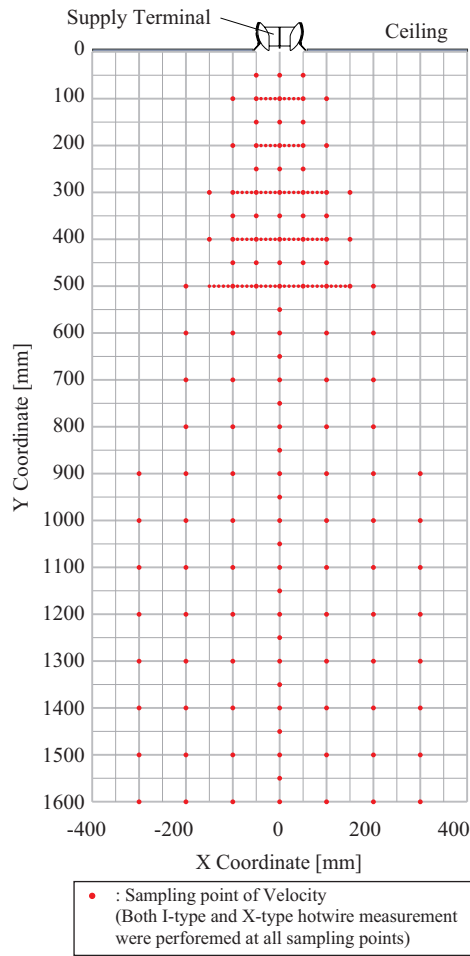


Fig.4 Sampling Points on the Center Cross-Section

同様に2種のプロブを用い、CFDの真値取得を目的として中心断面上（Z=0 mm）で風速を測定した。測定点を**Fig.4**に示す。境界条件測定同様、サンプリング周波数は1.0 kHzで平均化時間は60 sとした。

2.3 風速測定結果

吹出面における風速測定の結果を**Table 1**にまとめて示す。また、X型プローブによる平均風速ベクトルを**Fig.5 (1)**に示す。全体的に風向が傾いており、厳密に鉛直下向きに吹出せていなかった可能性もあるが、ここではアームに取り付けたX型プローブが若干傾いていた可能性を考慮し、吹出口直下の風向が下向きになるよう全点の結果を同角度で回転して補正した（**Fig.5 (2)**）。中心断面でZ成分の平均風速は0で、流れ場全体としては軸対称流と仮定し、CFDでは測定結果を22.5°ずつZ軸を中心に座標回転して**Fig.3 (2)**に示す全145点で3次元の平均風速と k 及び ε を境界条件として与えることとし、これをパーソナル気流のCFD境界条件モデルとする。

Table 1 Recorded Mean Velocity and Estimated Turbulent Statistics to be Applied for Inlet Boundary Condition of CFD

ID	X [mm]	Vx [m/s]	Vy [m/s]	k [m ² /s ²]	ε [m ² /s ³]
1	-20.25	0.290	4.42	0.692	14.8
2	-18.00	0.386	4.80	0.784	20.3
3	-15.75	0.532	5.06	0.813	23.4
4	-13.50	0.612	5.18	0.866	24.3
5	-11.25	0.666	5.25	0.918	24.3
6	-9.00	0.680	5.28	0.957	25.8
7	-6.75	0.693	5.27	0.913	25.8
8	-4.50	0.696	5.05	0.873	24.0
9	-2.25	0.608	4.37	0.893	25.1
10	0.00	0.340	3.75	0.676	21.0
11	2.25	0.301	4.36	0.911	27.3
12	4.50	0.254	4.76	0.875	23.3
13	6.75	0.199	4.83	0.881	25.0
14	9.00	0.155	4.94	0.952	26.4
15	11.25	0.135	5.03	1.020	28.7
16	13.50	0.200	5.24	1.037	28.4
17	15.75	0.333	5.30	1.030	27.3
18	18.00	0.555	5.28	1.036	24.8
19	20.25	0.781	5.07	0.976	23.7

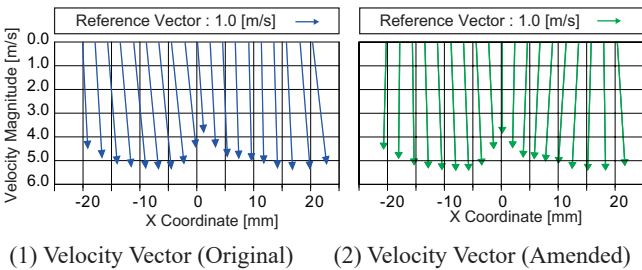


Fig.5 Velocity Vector Plots along the Central Line at Outlet Surface obtained by X-type Hotwire Probe

Fig.6 に精度検証用風速測定で X 型プローブにより得られた全域の風速コンターと Y=500 mm までの風速ベクトルを示す。気流の広がり具合は ± 100 mm 程度で指向性の強さが確認でき、風向もほぼ鉛直下向きに噴出されていることが確認できる。吹出面から概ね 1,000 mm 程度の位置で残風速が 1.0 m/s となった。この測定結果をパーソナル気流の真値とし、次章では CFD 解析結果と比較して精度検証を行う。

3. CFD 解析を用いたパーソナル吹出気流の再現

3.1 解析概要

実験装置と同様の領域を再現して CFD による等温定常解析を行う。**Fig.7** に解析領域と計算格子分割を示す。実験時に装置に壁面は設けていなかったが、吹出気流の拡散幅に対して十分長い領域であることから、計算の安定性向上を意図して領域の側面は壁面境界として下部 100 mm のみを流出境界とし

た。流入境界には前章で作成した CFD 境界条件モデルを与えた。**Fig.7 (2)** に示す流入境界面の計算格子は **Fig.3 (2)** の境界条件の規定点とは無関係に配置されているが、距離が最も近い規定点の値を流入境界条件としてそのまま与えた。乱流モデルは標準 $k-\epsilon$ モデル (SKE)、SST $k-\omega$ モデル (SST)、応力方程式モデル (RSM) の 3 種を用い、解析精度を検証する。解析条件を **Table 2** にまとめて示す。

3.2 CFD 解析の結果と精度検証

Fig.8 に全測定点での風速測定結果と CFD 解析結果を比較して示す。ここでは実験値・解析値ともに X, Y 成分の平均風速の 2 乗和の平方根を比較している。SKE と SST では概ね実験と解析が近い値となっている。一方 RSM では特に高風速の領域で CFD が風速を過小評価しており、平均二乗誤差も相対的に大きくなった。

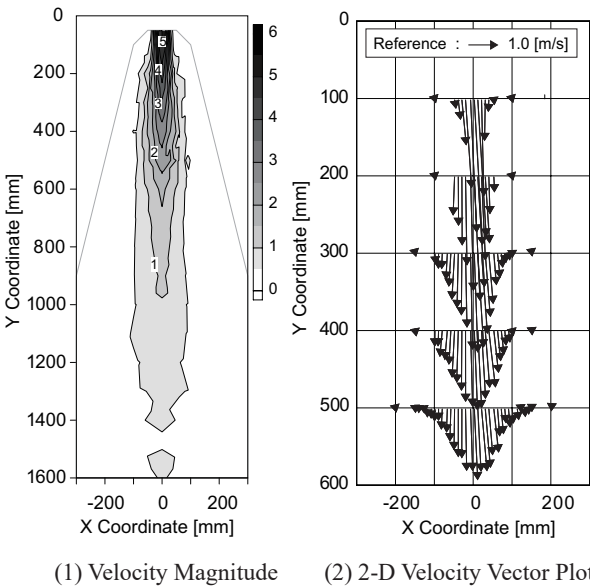
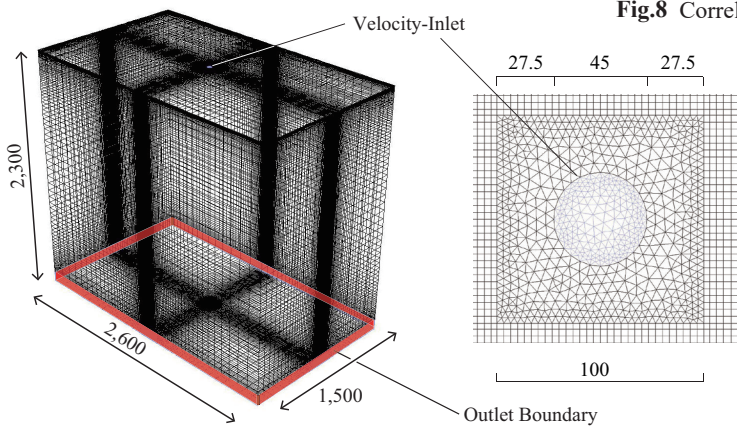
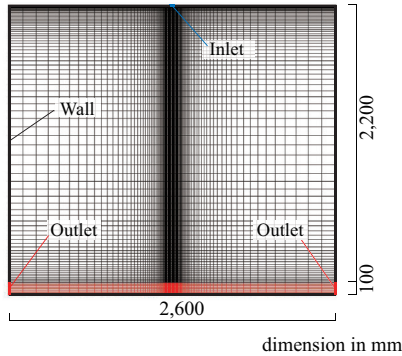


Fig.6 Contour of Velocity Magnitude and 2-D Velocity Vector Plots obtained from X-type Hotwire Measurement



(1) Whole Domain (2) Enlarged View around Inlet Boundary



(3) XY Cross-Section

Fig.7 Calculation Domain and Mesh Layout for CFD Analysis

Table2 CFD Analysis Condition

Calculation Domain	2,600 (X) 2,300 (Y) 1,500 (Z) mm		
CFD code	ANSYS Fluent 17.0		
Algorithm	SIMPLE		
Discretization Scheme for Advection Term	QUICK		
Boundary Condition	Inlet	Each component of velocity, k and ε (obtained from hotwire measurement)	
	Outlet	Gauge pressure : 0 Pa	
Turbulence Model	Standard $k\text{-}\varepsilon$ Model		
	SST $k\text{-}\omega$ Model		
	Reynolds Stress Model		
Total Number of Cells	1,121,868		

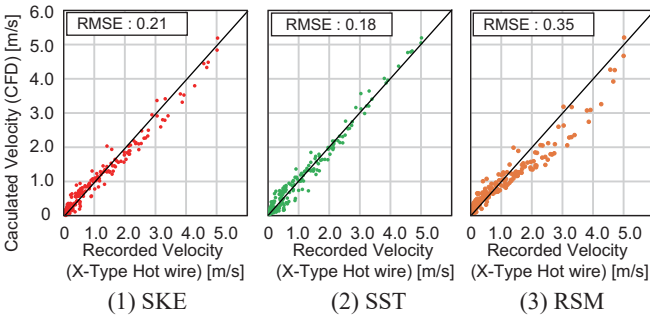


Fig.8 Correlation between Experimental and CFD Results

Fig.9 に CFD の風速コンターと吹出口周辺の風速ベクトル分布を示す。なお、風速ベクトルは実験結果とも重ねて示す。SKE と SST では残風速が 1.0 m/s となるのは吹出口から概ね 1,000 mm の位置となり実験と同様の傾向となったが、RSM では 800 mm 程度と明らかに噴流の到達距離が適切に再現されていないと言える。また、風速ベクトルを見ても SKE と SST では実験と CFD 解析が比較的良く一致する結果となっているが、RSM では明らかに噴流の広がりを実験より過大に評価されており、鉛直方向の運動量の拡散が大きく計算される結果となった。

Fig.10 に吹出口直下における風速の鉛直分布を示す。この結果からも RSM が風速を過小評価していることがわかり、SKE は吹き出し直後に若干過小評価するものの概ね良好であり、SST が実験と最も良く一致した。この結果、本研究では SST が最も良くパーソナル吹出気流を再現できたものの、SKE でもほぼ同程度の精度で、比較的良く再現が可能と言える。

4. まとめ

本研究ではパーソナル吹出気流の風速を測定し、実験結果に基づいて CFD の吹出境界条件モデルを作成して解析を行い精度検証を行った。その結果 SST $k\text{-}\omega$ モデルで精度良く一致した。また、標準 $k\text{-}\varepsilon$ モデルを用いても傾向は変わらず、SST $k\text{-}\omega$ モデルとほぼ同程度の精度を有することが確認できた。

註釈

- 1) 本報では I 型熱線流速計の瞬時出力に基づき乱流エネルギー k とエネルギー散逸率 ε の実験値を算定した。風速の変動成分は X, Y 成分の合計を出力すると仮定し、乱れの長さスケールは自己相関に基づく特徴時間から以下のように算出した。

$$k = \frac{1}{2} \left(\frac{3}{2} \overline{u'^2_{\text{Recorded}}} \right)$$

$$\varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{\Lambda}$$

$$\Lambda = \overline{u'^2_{\text{Recorded}}}^{-1} \times \int_0^\infty \rho(\tau) d\tau$$

k : Turbulent kinetic energy [m^2/s^2]

ε : Energy dissipation rate [m^2/s^3]

u_{Recorded} : Instantaneous velocity recorded by hot wire [m/s]

u'_{Recorded} : Fluctuating component of recorded velocity [m/s]

Λ : Integral length scale [m]

$\rho(\tau)$: Auto correlation [-]

参考文献

- 1) A.K. Melikov : 「Personalized Ventilation」, *Indoor Air*, Vol.14, Issue Supplement s7, pp.157-167, 2004
- 2) R. Li, S.C. Sekhar, A.K. Melikov : 「Thermal comfort and IAQ assessment of under-floor air distribution system integrated with personalized ventilation in hot and humid climate」, *Building and Environment*, Vol.45, pp.1906-1913, 2010.
- 3) 矢田, 鶴飼, 野部 : 「パーソナル空調システムの性能評価法に関する研究」, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第 3 巻, pp.89-92, I-48, 2016.9
- 4) 粕谷, 和田, 西端ら : 「天井吹出方式パーソナル空調システムの性能評価 (第一報)」, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-7, 2016.3

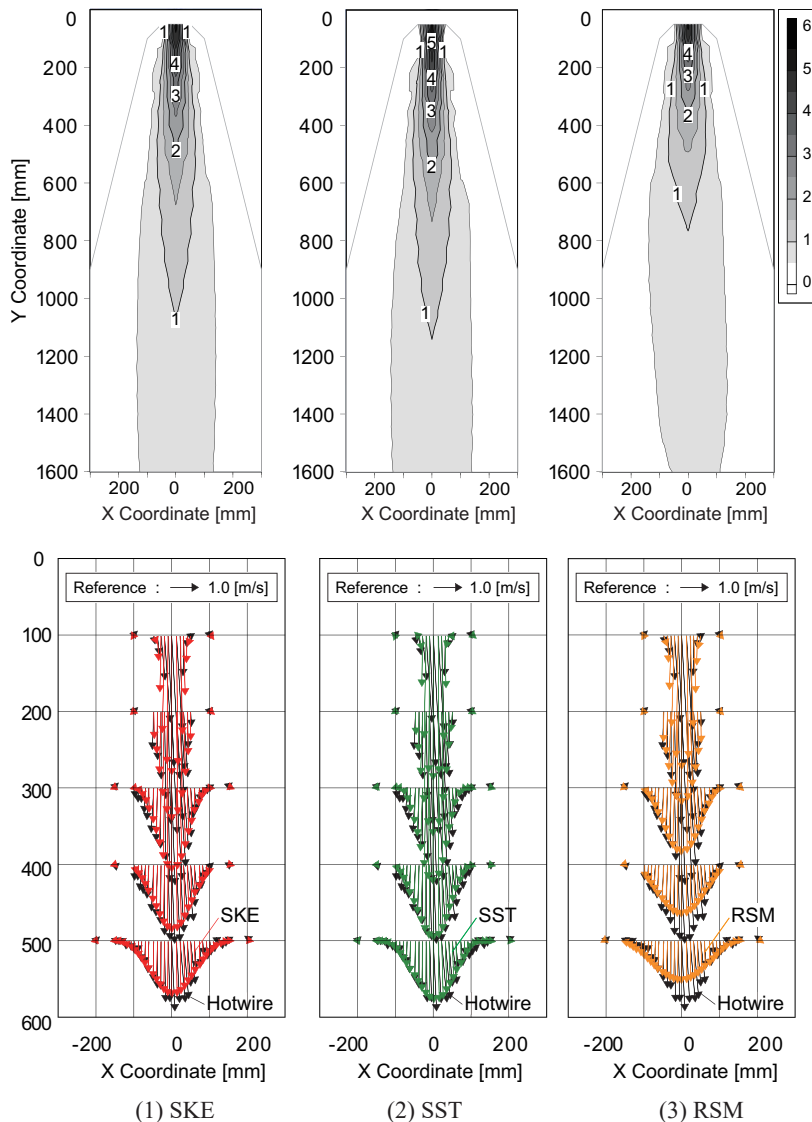


Fig.9 Contour of Velocity Magnitude and Velocity Vector Plots obtained from CFD

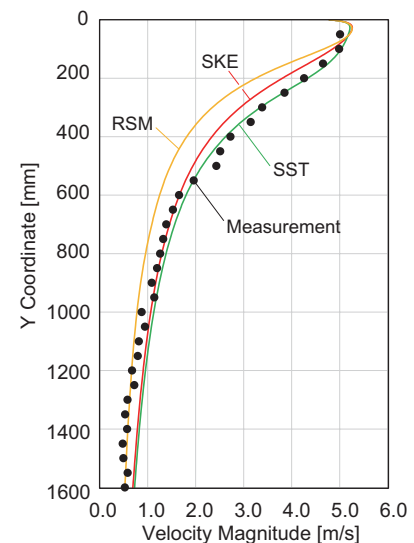


Fig.10 Vertical Distribution of Velocity Magnitude along the Central Line

放射状壁面噴流を用いた準置換換気方式空調に関する研究
(その 13) 鉛直温度分布予測のための乱流熱拡散係数の関数式の検討

A Study on Semi-Displacement Ventilation using Radial Wall Jet
Prediction of Turbulent Thermal Diffusivity for Vertical Temperature Profile

○ 西海 利哉 (大阪市立大学) 小林 知広 (大阪市立大学) 梅宮 典子 (大阪市立大学)
Toshiya NISHIUMI *¹ Tomohiro KOBAYASHI *¹ Noriko UMEMIYA *¹
*¹ Osaka City University

The Impinging Jet Ventilation (IJV) system is an air-conditioning method to form thermal stratification. In this system, the air within the occupied zone is moderately mixed if compared with Displacement Ventilation system. The authors aim to establish a simplified prediction method of vertical temperature profile based on the Block Model. This paper analyzes an impinging jet ventilated room of relatively large ceiling height, and explores appropriate method to give the turbulent thermal diffusivity which plays an important role in the Block Model to predict vertical temperature profile.

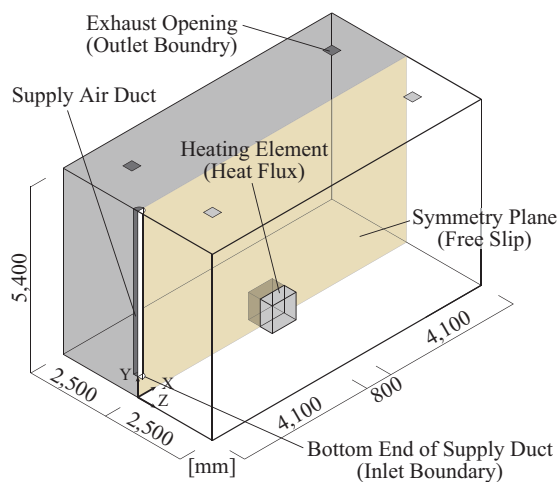
1. はじめに

温度成層を形成する換気方式として、床面付近から鉛直下向きに給気を行う準置換換気方式¹⁾ (Impinging Jet Ventilation 方式、以降 IJV 方式) がある。この IJV 方式は、従来の置換換気方式に比べ水平方向の温度分布が生じ難い等のメリットがあるが、現状 IJV 方式が形成する室内温度分布は十分に解明されていない。そこで、本研究では IJV 方式が形成する室内鉛直温度分布の簡易予測手法の提案を最終目的とする。既往研究^{2),3)} においては、それぞれ天井高 2.7m、5.4m の室を対象として CFD 解析およびブロックモデルを用いた鉛直温度分布予測を行い、各々の天井高条件において最も適切な乱流熱拡散係数を、アルキメデス数を用いて提示した。しかし、このアルキメデス数は各天井高において個別に与えられた式であるため、本報では、既往研究の条件と今回追加した条件を含め、異なる天井高条件にも対応し得る関数式の提案を行う。

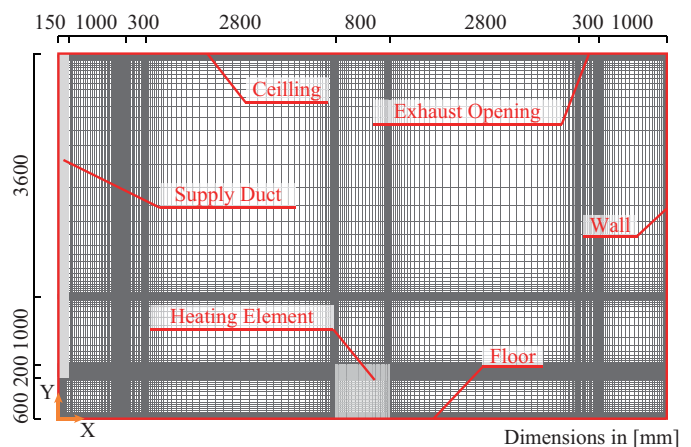
2. CFD を用いた鉛直温度分布解析

既往研究では、天井高 2.7m の室を対象とし、床上 600mm に設置した IJV の吹出口を 1 個 (Case 1)、2 個 (Case 2)、4 個 (Case 3)、6 個 (Case 4) の 4 条件に変化させ、給気風量は 400m³/h、600m³/h、900m³/h、1200m³/h の 4 条件を設定し、全 16 条件において CFD 解析とブロックモデルのアルキメデス数の提案が行われている。また、天井高 5.4m の室においては、同様の吹出口数 4 条件で、600m³/h、900m³/h、1200m³/h の 3 条件、全 12 条件において同様にアルキメデス数の提案を行った。

本報では、5.4m の室の吹出口数 1 個、2 個、4 個、6 個の 4 条件を対象とし、給気風量 400m³/h での CFD 解析およびブロックモデルを用いた鉛直温度分布予測を新たに行った。なお、給気温度は全条件において 20℃としている。CFD の解析条件については既報³⁾ を参照されたい。**Fig.1** に解析対象空間およびメッシュレイアウト、**Fig.2** に Case 1 ~ 4 の平面図を示す。



(1) Calculation Domain



(2) Mesh Layout

Fig.1 Calculation Domain and Mesh Layout (Case 1)

3. ブロックモデル概要

本研究では、戸河里らの提案したブロックモデル⁴⁾を基にして、鉛直温度分布の予測を行う。今回対象とした天井高 5.4m の室においては、1 ブロック高さを 270mm とし、鉛直方向に 20 分割して計算を行う。水平方向には室ブロック・壁面近傍ブロック・ブルームブロックに分割し、各ブロック間の移流・乱流熱拡散及び壁面での熱伝達による風量・熱量収支を解くことで、室ブロック温度を求める。計算の詳細については既報²⁾を参照されたい。**Fig.3** にブロックモデルの概要を示す。

4. 乱流熱拡散係数の同定

戸河里らのブロックモデルは、一般的な大空間における上下温度分布を予測するものであるが、IJV 方式においては従来の換気方式に比べ室空気が混合しやすく、乱流拡散による熱移動が鉛直温度分布に比較的強く影響を及ぼす。この乱流拡散による熱移動は、熱移動係数 C_b [W/(m²・K)] を用いて評価しているが、この値は乱流熱拡散係数 a_t [m²/s] と容積比熱 C_p ρ [J/(m³・K)] 及びブロック高さ H_b [m] から算出^{注1)}する。よって、IJV 方式に適応するブロックモデルにおいては、この a_t を適切に与える必要がある。そこで、CFD 解析による鉛直温度分布の結果を真値とし、ブロックモデルにより予測した鉛直温度分布が CFD 結果と最もよく一致する時の a_t を、最小二乗法を用いて同定を行う。本報では、既報³⁾に基づいて室上部 15 ブロックを a_{t_upper} 、室下部 5 ブロックを a_{t_lower} とし、同様の手法を用い、前述した 400m³/h の 4 条件において a_t の同定を新たに行った。

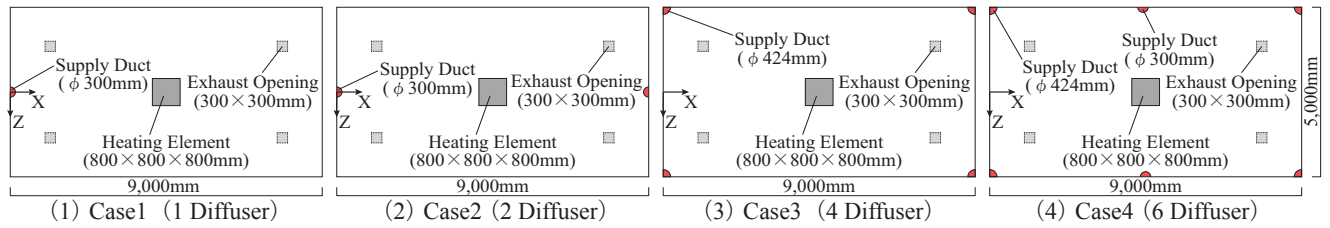


Fig.2 Floor Plan of Diffuser Condition

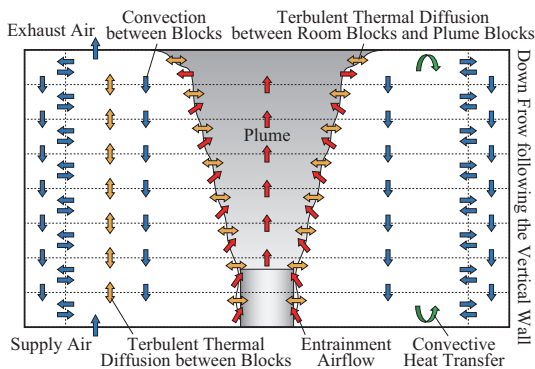


Fig.3 Block Model Overview

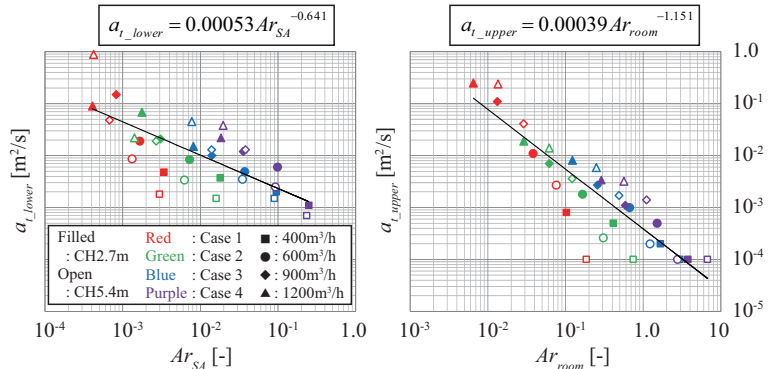
5. 乱流熱拡散係数の関数化

既往研究で同定した天井高 2.7m の室における 16 条件及び天井高 5.4m における 12 条件に、本報で同定した 4 条件を加えた全 32 条件の a_t から、ブロックモデルに用いる乱流熱拡散係数の関数化を行う。ここで、既往研究同様に室の気流性状を表すパラメータとなるアルキメデス数を、室上部と室下部で 2 種類定義する。室上部においては、天井高の異なる室に対応するため天井高を代表長さとし、給気と最上部ブロックの温度差に基づくアルキメデス数 Ar_{room} を定義した。室下部においては吹出気流の影響を考慮し、吹出口面積の平方根を代表長さとし、給気と最下部ブロックの温度差に基づくアルキメデス数 Ar_{sa} を定義した^{注2)}。

$$Ar_{room} = \frac{g \cdot \beta \cdot H_r \cdot (T_i - T_{SA})}{U_{SA}^2} \quad \dots(1)$$

$$Ar_{SA} = \frac{g \cdot \beta \cdot \sqrt{A_m} \cdot (T_n - T_{SA})}{U_{SA}^2} \quad \dots(2)$$

(1)、(2) 式による Ar 数と a_t の関係式を **Fig.4** に示す。室下部、室上部ともに比較的明確な関係が見られた。この関数式を用いた場合のブロックモデルによる鉛直温度分布の予測結果と、同定した a_t を用いた場合の予測結果を、CFD 解析による鉛直温度分布とともに天井高 2.7m の 16 条件を **Fig.5** に、天井高 5.4m の 16 条件を **Fig.6** に示す。関数式を用いたブロックモデルにより、どの条件においても概ね温度分布を再現することが出来た。よって、ここで定義した 2 種のアルキメデス数により適切な a_t を与えることで、天井高の異なる室においてもブロックモデルを用いて鉛直温度分布の予測が可能であると言える。



(1) Bottom of Room (a_{t_lower})

(2) Top of Room (a_{t_upper})

Fig.4 Function of Archimedes Number to Determine a_t

6. まとめ

本報では天井高 5.4m、給気風量 400m³/h における吹出口数を変更した 4 条件での CFD 解析及び乱流熱拡散係数の同定を行い、既往研究を含めた全 32 条件から、異なる天井高に対応し得る乱流熱拡散係数の予測式の提案を行った。今後は、IJV 方式において形成される汚染物濃度分布の性状把握と、その簡易予測手法の検討を行う。

[注釈]

注 1) 熱移動係数 C_b [W/(m²K)] は乱流拡散による上下室ブロック間の熱移動量算定のための係数で、 $C_b = a_r \times C_p \rho / H_b$ で与えた。

注 2) g : 重力加速度 [m/s²], β : 体膨張率 [1/K], H_r : 天井高 [m], T_i : 最上部ブロック温度 [°C], T_{sa} : 給気温度 [°C], U_{sa} : 給気風速 [m²/s], A_m : 吹出口面積 [m²], T_n : 最下部ブロック温度 [°C]

[参考文献]

- 1) T. Karamipناه, H.B. Awbi : Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation, *Building and Environment*, Vol.37, pp.1329-1342, 2002
- 2) 小林知広, 杉田雄希, 梅宮典子: 床面衝突噴流を用いた準置換換気方式に関する研究 - CFD を用いた数値実験に基づくブロックモデルによる室内鉛直温度分布の予測 -, 日本建築学会環境系論文集, 第 81 巻, 第 730 号, pp.1117-1125, 2016.12
- 3) 西海利哉, 小林知広, 梅宮典子, 杉田雄希: 放射状壁面噴流を用いた準置換換気方式空調に関する研究 (その 11) - 天井の高い空間における乱流熱拡散係数の同定 -
- 4) 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, pp.9-19, 1991

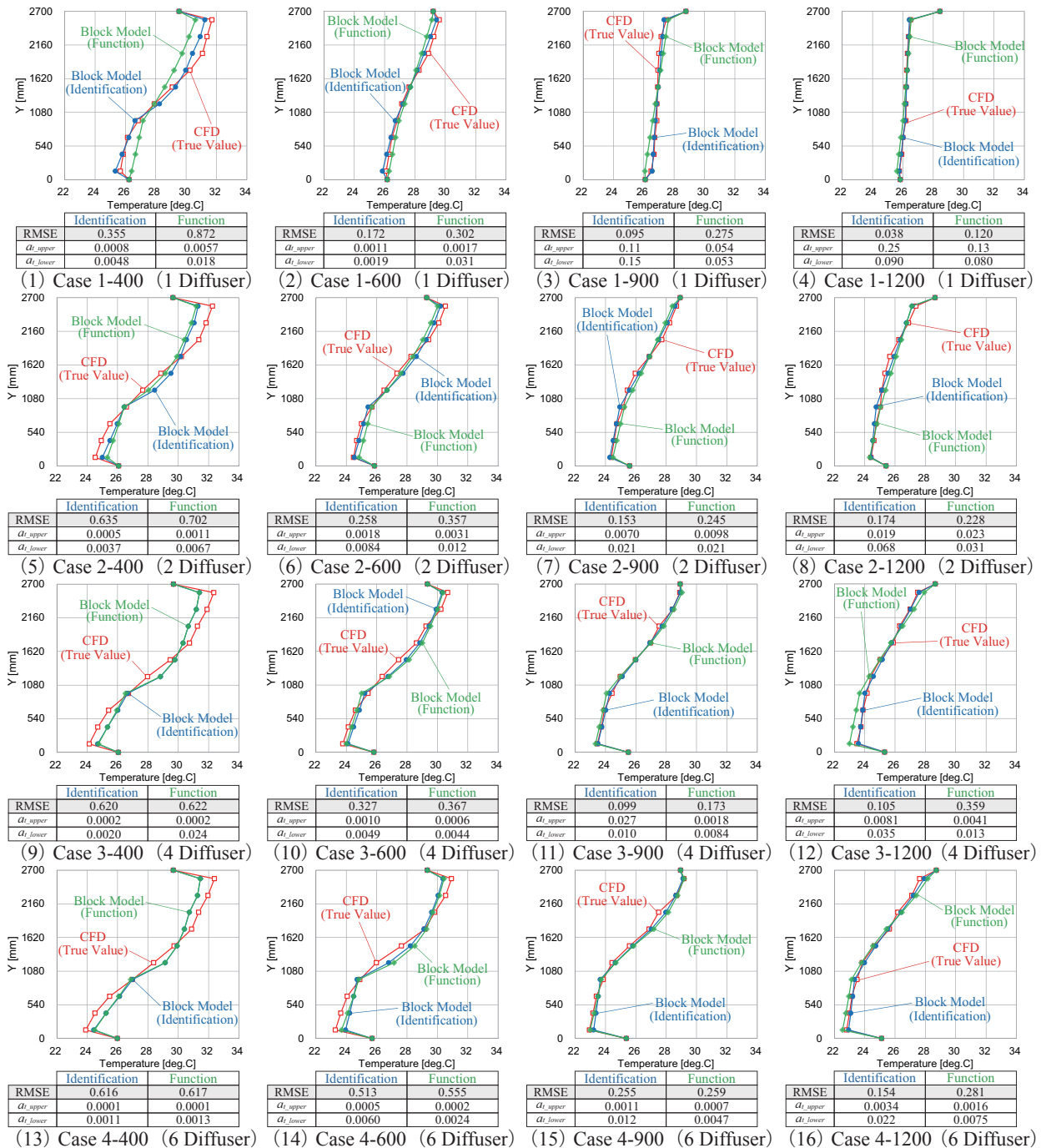


Fig.5 Vertical Profiles of Temperature and Turbulent Thermal Diffusivity Identified and Function (Ceiling Height 2.7m)

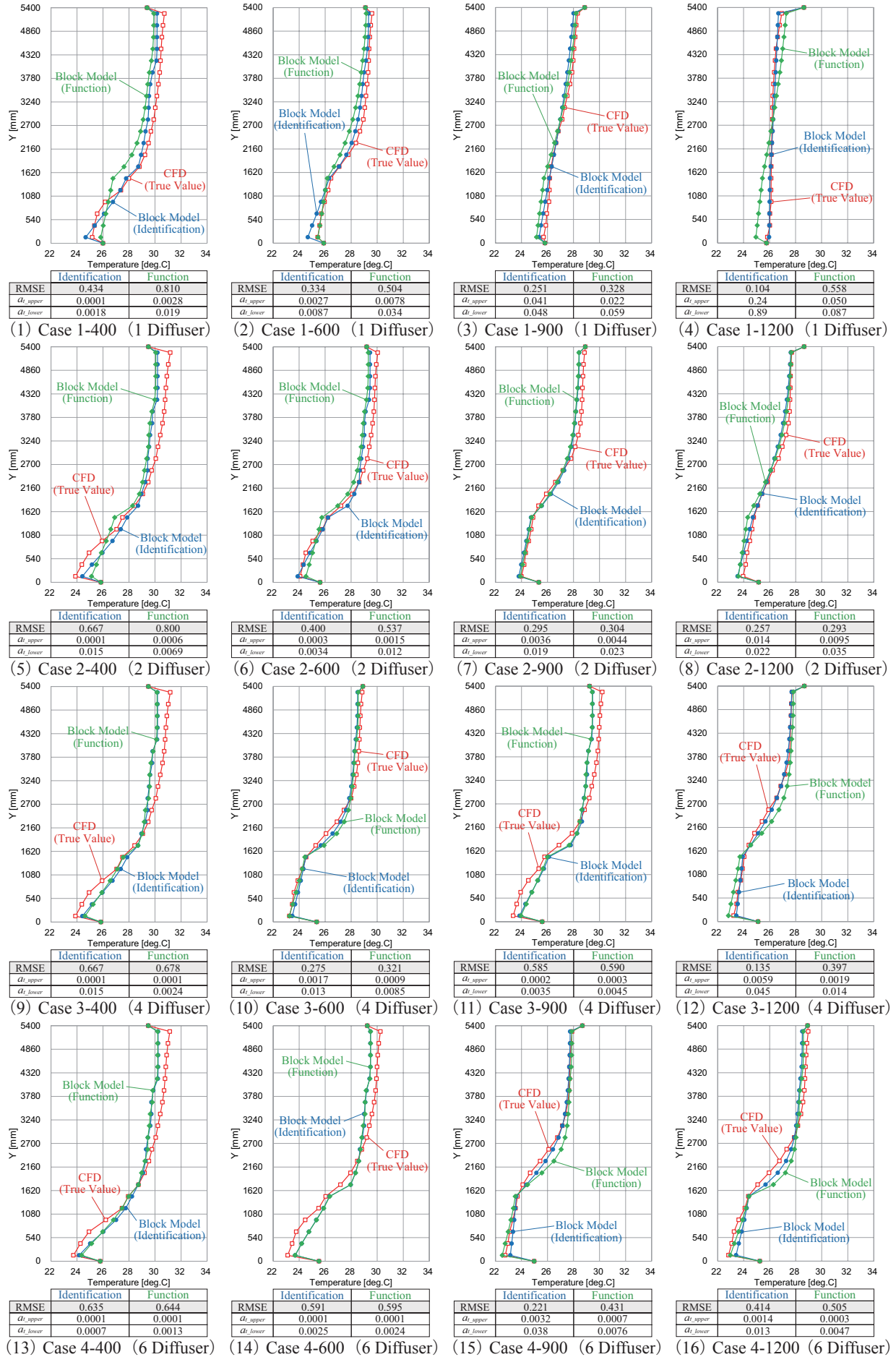


Fig.6 Vertical Profiles of Temperature and Turbulent Thermal Diffusivity Identified and Function (Ceiling Height 5.4m)

無菌治療室を対象とした換気システムの性能評価に関する研究
(その2) 気流方向と給気面積が等温場の換気効率に及ぼす影響

**Evaluation of Mechanical Ventilation System for Bio-Clean Sickroom
(Part2) Effect of Flow Direction and Supply Opening Area on Ventilation Efficiency
under Isothermal Condition**

○ 村山 熙 (大阪市立大学) 小林 知広 (大阪市立大学) 梅宮 典子 (大阪市立大学)

Hiroshi MURAYAMA *¹ Tomohiro KOBAYASHI *¹ Noriko UMEMIYA *¹

*¹ Osaka City University

After the guideline regarding bio-clean sickroom by Ministry of Health, Labour and Welfare was revised, it shall now be provided with vertical, horizontal or both combination laminar ventilation system. Nevertheless, details of these ventilation system have not been sufficiently defined. Consequently, the performance of bio-clean sickroom has not been evaluated quantitatively. This work conducts CFD analysis for eight cases of ventilation system for bio-clean sick room, and evaluates their ventilation performance in terms of ventilation efficiency.

1. はじめに

平成 24 年 4 月以降、厚生労働省告示¹⁾によって基本診療料施設基準の一部が改正された。これにより「無菌治療室管理加算 1」の施設基準が変更され、「当該治療室の空調設備が垂直層流方式、水平層流方式又はその双方を併用した方式であること」という項目が追加された²⁾。それぞれの方式に関して具体的にどのような空調方式が当該施設基準を満たすかについては厚生労働省による疑義解釈は見られるものの、明確に定義されているとは言い難い。無菌治療室に関する研究事例³⁾はこれまでに見られるが、性能評

価手法も確立されておらず、定量的な性能評価例もあまり見られない。そこで本研究では、無菌治療室を対象とした各種換気方式の換気効率に着目し、定量的な性能評価を行うことを目的とする。前報⁴⁾では 4 種の換気システムを対象に、CFD 解析を用いて空気交換効率の評価を行った。しかし、その評価は主に給排気の方法による影響の把握に止まっており、給気風速や給気口面積等の詳細な設計条件の影響は不明な点も多い。そこで本報では傾向をより体系的に整備することを目的に、気流方向と給気口面積を変更した解析を行った結果について報告する。

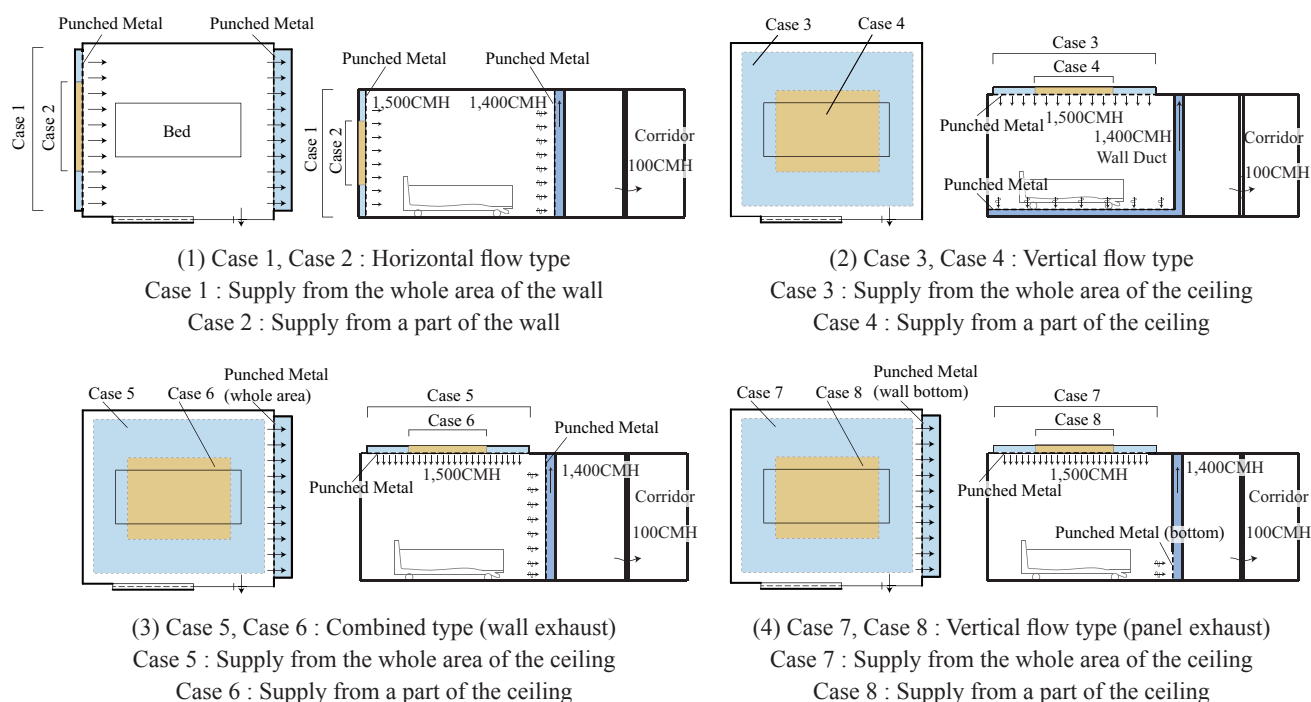


Fig.1 Floor plan and system diagram of ventilation system for bio-clean sickroom

2. 対象とする無菌治療室の換気システム

本報では法的に施設基準を満たすだけでなく、より定量的な換気効率予測を可能にすることを目的として気流方向と給気口面積を変更したパラメトリックスタディによる性能評価を行う。本研究で対象とする病室モデルの平面図と換気システムを **Fig.1** に示す。解析対象の病室は 2,900 mm × 3,200 mm の平面で天井高を 2,500 mm の形状とした。全条件で病室への給気量を 1,500 [m³/h] で統一し、陽圧とする必要があることから 1,400 [m³/h] を排気口、100 [m³/h] をドアガラリからの流出とした。

本報では **Case 1** ～ **Case 8** の計 8 条件を解析対象とした。**Case 1, 2** はベッド付近のパンチングメタル壁面からの給気で、対面のパンチングメタル壁面より排気する水平層流方式を想定した方式である。**Case 1** と **2** ではそれぞれ給気面積が異なり、**Case 1** は壁面の全面からの給気、**Case 2** は壁面的一部分からの給気とした。なお、排気側のパンチングメタルは両条件で対面全域として統一した。

Case 3, 4 は天井給気でパンチングメタルの床面から下方向に吸い込み、床下で水平方向に吸引することで壁ダクトから排気する垂直層流方式とし、同様に給気面積のみ変更して **Case 3** が天井の全面からの給気、**Case 4** が天井の一部分からの給気である。

Case 5, 6 は天井給気で、壁面全体から排気する水平・垂直層流の双方併用を想定した換気方式で、同じく給気面積を変更し、**Case 5** が天井の全面からの給気、**Case 6** が天井の一部分からの給気とした。

Case 7, 8 は基本的には **Case 5, 6** と同様の換気システムであるが、壁面の排気口を下部のみに変更した条件とした水平・垂直層流の双方併用を想定した換気方式で、同じく給気面積のみを変更して、**Case 7** が天井の全面からの給気、**Case 8** が天井の一部分からの給気である。

3.CFD 解析による換気効率評価の手法

3.1 解析領域及び解析手法の概要

Fig.1 に示した解析対象を CFD により再現して CFD 解析を行う。例として **Case 4** の解析領域とメッシュレイアウトを **Fig.2** に示す。乱流モデルには標準 *k-ε* モデルを用いて定常計算を行なった。実際の無菌治療室には患者からの熱上昇流の発生やその他各種熱負荷が存在し、それらは室内の気流場に大きな影響を及ぼすと考えられる。しかし本報では給気・排気的方式が室の換気効率に及ぼす基本的な傾向を理解するためまずは等温場での解析を行なった。**Table 1** に CFD 解析条件をまとめて示す。全条件で病室中央にベッドを再現しており、給気部、排気部はパンチングメタルを介してチャンパー空間と繋がっている状況を想定した。

3.2 パンチングメタル部の再現方法

パンチングメタルの孔を CFD 解析で詳細まで再現しつつ室全体を解析することは計算負荷の観点から難しいため、既往研究⁴⁾で採用したパンチングメタルの圧力損失特性のみを該当する領域の構造格子に組み込む手法を用いた。この手法では解析時に以下

Table 1 CFD analysis condition

CFD code		ANSYS Fluent 17.0	
Turbulence Model		Standard k-epsilon Model	
Algorithm		SIMPLE	
Discretization Scheme for Advection Term		QUICK	
Boundry Condition	Inlet	1,500CMH	
		<i>k, ε</i> : based on Turbulent Intensity and Length Scale <i>I</i> =10.0 %, <i>L</i> =198mm	
	Outlet	Based on Flow Rate and Outlet Area	
	Walls	Room Walls : Standard Wall Function	
Total Number of Cells		Case 1 : 1,483,934	Case 2 : 1,389,120
		Case 3 : 1,638,964	Case 4 : 1,528,774
		Case 5 : 1,336,248	Case 6 : 1,575,558
		Case 7 : 1,628,220	Case 8 : 1,452,092
Modeling Method of Punched Metal		Sink Term for Momentum Equation based on Pressure Loss Characteristics	

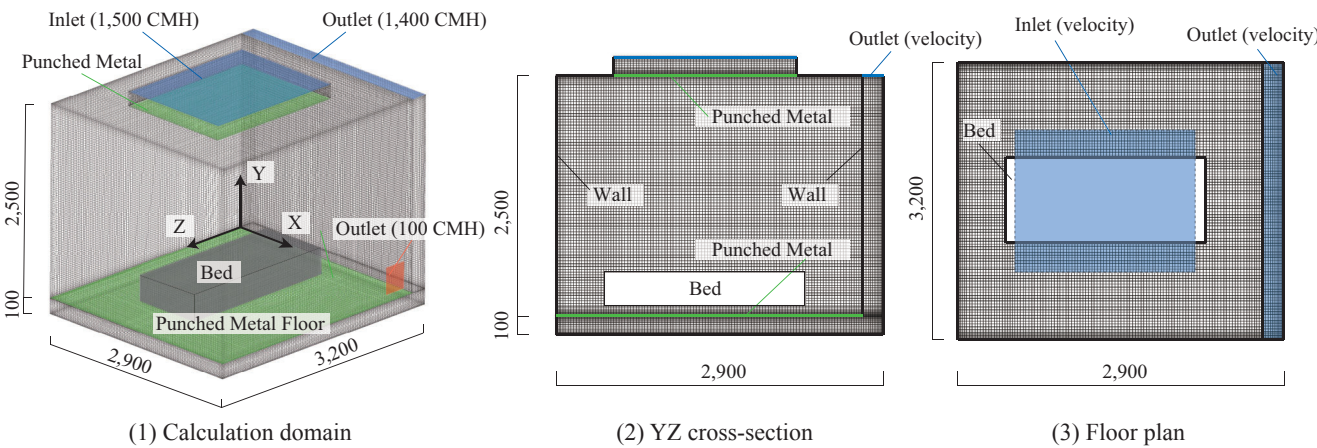


Fig.2 Example of the calculation domain and mesh layout (Case 4)

で示される損失項を運動量保存式に加える。

$$\Delta p_i = - \left(\frac{\mu}{\alpha_i} v + C_{2i} \frac{1}{2} \rho v^2 \right) \Delta n \quad (1)$$

右辺第1項はダルシー則に基づく粘性による損失項で右辺第2項は慣性による損失項を表す。ここで、 α_i [m²] は浸透率、逆数の $1/\alpha_i$ [1/m²] が粘性抵抗係数を表し、 C_{2i} [1/m] は慣性抵抗係数を表す。また、 Δp_i [Pa] は圧力損失、 μ [kg/m·s] は粘性係数、 v [m/s] は速度、 ρ [kg/m³] は密度、 Δn [mm] は格子の厚みを表す。本報では、既報⁴⁾で整備した圧力損失特性 (**Fig.3**) を用いて上記の抵抗係数を算出して運動量損失項を付加することでパンチングメタルを再現した。

3.3 換気効率の評価方法

本報では既報⁴⁾同様に厚生労働省告示の「水平層流方式、垂直層流方式又はその双方を併用した方式」は「ピストンフローに近い室内気流」と解釈し、空気齢に基づき室の空気交換能力を表す指標により換気効率を評価する。室全体の評価には室空気交換効

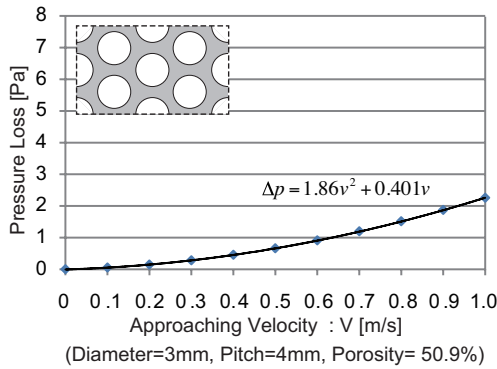


Fig.3 Pressure loss of punched metal

率を用いる。名目換気時間を τ_n 、室全体の平均空気齢を $\langle \tau \rangle$ とすると、室全体の室空気交換効率 ε^a は以下のように表すことができる。

$$\varepsilon^a = \frac{\tau_n}{2\langle \tau \rangle} \quad (2)$$

なお、 ε^a は完全なピストンフローを 1.0 とした室全体の換気効率指標であり、0 ~ 1.0 で定義される。また、特定の位置における換気効率評価には局所空気交換指数を用いる。局所平均空気齢を τ_p とすると、局所空気交換指数 ε_p^a は以下のように表すことができる。

$$\varepsilon_p^a = \frac{\tau_n}{\tau_p} \quad (3)$$

局所平均空気齢は SVE3⁵⁾ を算出することで求めた。SVE3 は局所平均空気齢を名目換気時間で除した無次元の換気効率指標であり、室内で一様に Passive Contaminant を発生させる解析を行うことで以下の式を用いて算出される。

$$SVE3(x) = \frac{C'(x)}{q/Q} \quad (4)$$

ここで $C'(x)$ [kg/m³] は室内一様汚染質発生時の x 点の濃度、 q [kg/s] は汚染質発生量、 Q [m³/s] は換気量のため分母は完全混合濃度を表す。本研究では空気と同物性のガスを室内で一様発生させ、乱流シュミット数を 1.0 として濃度を解くことで SVE3 を算出した。

4. 解析結果と考察

4.1 SVE3 の分布

ベッド中央断面における SVE3 分布図を **Fig.4** に示す。Case 1 においては全体的に SVE3 が高い部分があり見られず、給気側パンチングメタル面では

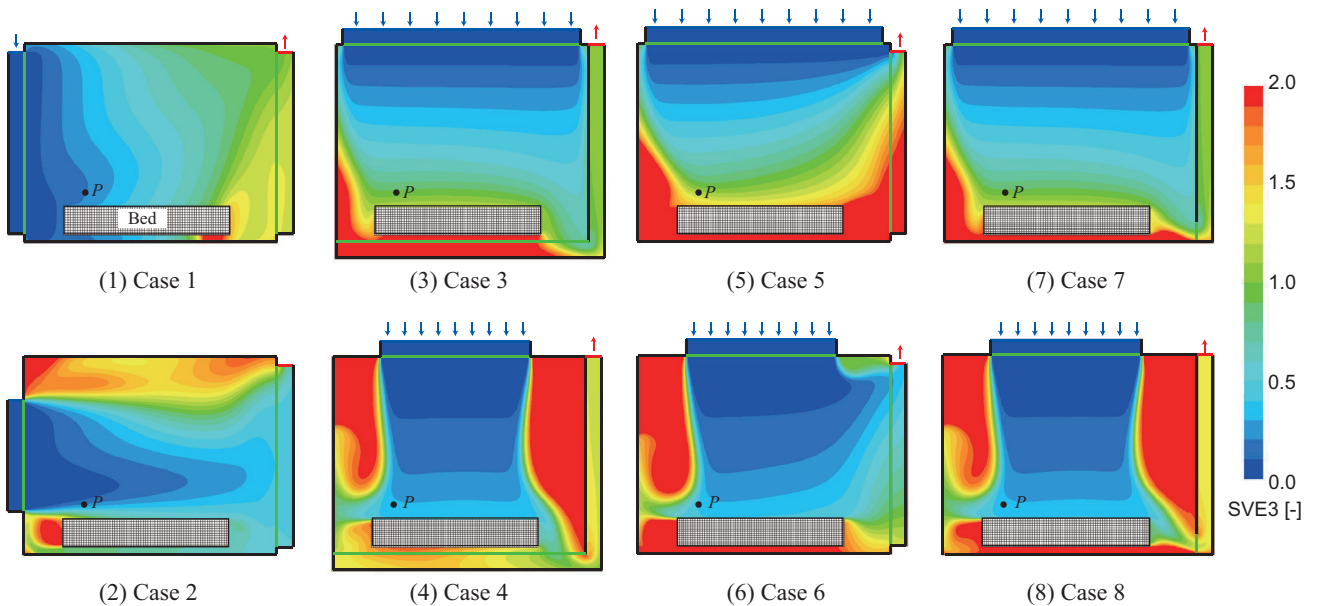


Fig.4 SVE3 distribution on the central cross-section of the room

0.1 以下で、室内で下流のパンチングメタル壁面に近づくにつれて SVE が 1.0 に近づいており、理想的なピストンフローに近い流れを形成していると言える。Case 2 については給気部付近の天井や床などで SVE3 の値が高い部分が見られ、給気面の前面とそれ以外の箇所でのばらつきが比較的大きくなった。

Case 3, 4 の垂直層流を想定した方式ではともにパンチングメタル直下で SVE3 の値が小さく、Case 4 ではベッド付近で Case 3 よりも低い値となり、より新鮮な空気が患者に到達しやすいと言える。しかし給気面直下以外の領域では SVE3 の値が大きく、給気面を天井の一部に限定すると室内の空気の新鮮度大きな分布が形成されやすくなることが示された。

Case 5, 6 の水平・垂直層流の併用を想定した方式では、天井面から給気して壁面全体から排気するために排気面上部では給気直後の比較的新鮮な空気を吸い込むことでショートサーキットが発生している。そのため、ベッド付近の SVE3 の値は他の Case と比較しても高い値を示す結果となった。

Case 7, 8 の水平・垂直層流の併用を想定した方式では、排気面側ではない壁面付近やベッド下のスペースでの SVE3 の値が高く、特に Case 8 では給気面直下以外の領域で非常に高い値をとる結果となった。この 2 条件の分布の傾向としては Case 3, 4 と類似しており、床面から吸い込んで床下で空気を水平方向に吸い込んだ場合でも、床付近の壁面から吸い込む条件と大きな差異がないことが示された。

4.2. 換気効率指標による定量的評価

各条件における換気効率指標の計算結果を Table 2 に示す。検討点 P は局所空気交換指数の算出位置であり、患者が長時間暴露されると思われるベッド直上の位置を採用した。 ε^a 、 ε_p^a とともに Case 1 が最も高い値を示し、水平層流方式で給気面積を大きく取ることが室全体として最も換気効率が良いと言える。

ε^a 、 ε_p^a とともに最も低い値を示したのは Case 5 であり、ショートサーキットが起きていることが換気効率低下の原因と考えられる。また、Case 3 から Case 8 においては、給気面積が小さい条件で ε_p^a が高い値を示す傾向にはなったが、これは面積を絞ったために給気風速が高いことに起因し、室内で空気齢分布のばらつきが大きくなる点に注意が必要である。易感染者の在室を考えると、長時間暴露されるベッド周辺の空気質が最も重要ではあるが、病室全体の空気齢を小さく保つことも必要であり、その意味では概して大きな給気面積を確保することで好ましい結果が得られたと言える。

6. まとめ

本報では無菌治療室を対象に各種換気方式について CFD 解析を行い、空気齢に基づく換気効率指標を算出することで性能評価を行った。その結果、水平層流方式で給気面積を大きくとることが室全体及びベッド上の換気効率を上昇させるために有効と示された。今後はより現実的な状況を想定して、非等温条件における換気効率評価を行う所存である。

[参考文献]

- 1) 平成 24 年厚生労働省告示第 77 号：「基本診療料の施設基準等の一部を改正する件」
- 2) 平成 24 年厚生労働省通知 (保医発 0305 第 2 号)：「基本診療料の施設基準等及びその届出に関する手続きの取り扱いについて」別添 3 第 12 の 3
- 3) 例えば、山下礼二ら：「垂直層流型無菌病室における塵埃拡散シミュレーションと実測」、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.553-556,1996.9
- 4) 徳原盛孝、小林知広、梅宮典子、雉鼻一郎、飯田哲司：「無菌治療室を対象とした垂直及び水平層流換気システムの換気効率評価」、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、pp.240-243,2015.3
- 5) 村上周三、加藤信介：「新たな換気効率指標と三次元乱流数値シミュレーションによる算出法 - 換気効率の評価モデルに関する研究 -」、空気調和・衛生工学会論文集、No.32, pp.91-102, 1984.10

Table 2 Air change efficiency and local air change index obtained from CFD

Case	Ventilation Rate [m³/h]	Nominal Time Constant [s]	Average Velocity over Punched Metal [m/s]	Room-Averaged Age of Air [s] ($\langle \tau \rangle$)	Room Air Change Efficiency [-] (ε^a)	Local Mean Age of Air at P [s] (τ_p)	Local Air Change Index at P [-] (ε_p^a)
Case 1	1,500	54.1	0.0671	30.3	0.893	13.9	3.89
Case 2			0.186	63.3	0.428	20.8	2.60
Case 3			0.0514	39.2	0.689	53.1	1.02
Case 4			0.146	55.4	0.488	17.3	3.13
Case 5			0.0514	75.3	0.359	63.9	0.847
Case 6			0.146	55.9	0.484	18.1	2.99
Case 7			0.0514	44.1	0.614	54.6	0.991
Case 8			0.146	54.4	0.498	17.6	3.07

貸事務所ビルのテナントエリアにおけるエネルギーマネジメントの計画と実施 Planning and Implementation of Energy Management in the Tenant Proprietary Part of the Office Building

○粕谷 文（竹中工務店）

Aya KASUYA*¹

篠島 隆司（竹中工務店）

Takashi SHINOJIMA*¹*¹ Takenaka Corporation

安心院 智（竹中工務店）

Satoshi AJIMI*¹

Recently, energy management efforts by BEMS are increasing in office buildings for energy saving and demand response. However, in the case of a rental office building, tenants are difficult to realize due to existing facility systems and operational constraints. This paper will describe the small and independent energy management system suitable for the tenant proprietary part of the office building and report its energy saving effect.

1. はじめに

近年、環境負荷低減やデマンドレスポンスへの対応として、事務所ビル等において BEMS によるエネルギーマネジメントの取り組みが増えつつある。しかし、貸事務所ビルの場合は、テナントがエネルギーマネジメントに取り組みたいと考えても、既存の設備システムや運用上の制約を受ける場合が多く、実現が難しい。

本報では、貸事務所ビルのテナント入居工事に際して、テナントエリアに適した小規模かつ独立的なエネルギーマネジメントシステムを導入し、その省エネルギー効果を検証した結果について報告する。

2. テナント入居工事の概要

本システムは、神戸市内の中心市街地に位置する貸事務所ビルへのテナント入居工事（用途：事務室、従業員数：32 人）に際して導入した。

2.1 建築概要（Fig. 1）

建物名称：三宮中央ビル

所在地：兵庫県神戸市中央区御幸通 4 丁目 2-20

建物用途：貸事務所



Fig.1 Building Appearance

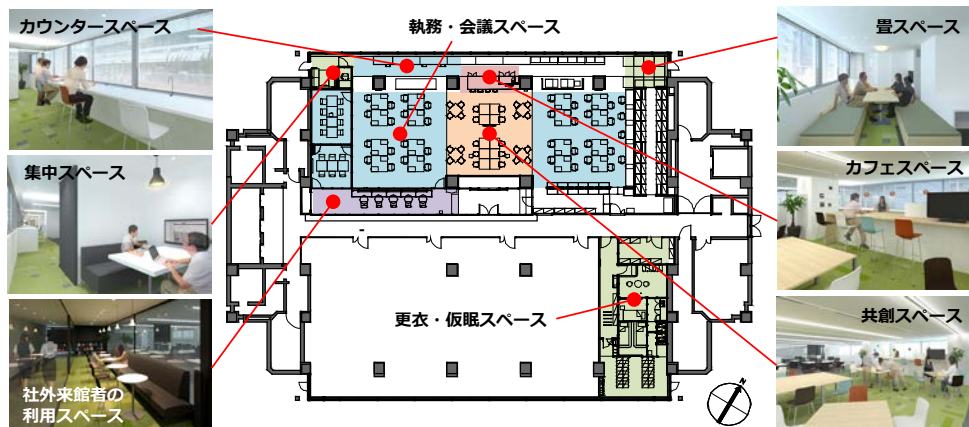


Fig.2 Planning of Work Place

階数：地下 2 階 地上 11 階 塔屋 2 階

（入居フロア：地上 2 階）

延床面積：17,569m²（入居エリア：530m²）

テナント：(株)竹中工務店 神戸西 FM センター

2.2 ワークプレイス計画（Fig. 2）

テナントの従業員のほとんどは昼間または夜間の建設現場の施工管理を担当しており、人によって事務所を利用する時間帯や働き方が異なる。本計画では、従来の課題であった「個々の働き方に応じた知的生産性の向上」や「コミュニケーションの活性化」を実現すべく多様なワークプレイスを計画している。

中央に位置する共創エリアは、打合せシーンに合わせてレイアウトをフレキシブルに変更できる。また、周囲に位置するカウンタースペース、集中スペース、畳スペース、カフェスペースは、個人が集中して作業したいときや気分を変えて打合せをおこないたいとき、気軽なコミュニケーションを図りたいとき等、多様なニーズに応じて選択できるようになっている。

2.3 設備計画

本節では、エネルギーマネジメントの対象である省エネルギー設備について報告する。既設の設備システムの一部を改修し、多様なワークプレイスに適した照明・空調方式を各所に採用するとともに、高効率化および自動制御化を行うことでエネルギーの削減を図った。

(1) 照明設備 (Fig. 3, 4)

既設の Hf 蛍光灯に代わり、LED 照明器具と DALI 制御方式を導入することで、大幅な電力消費量の削減を図った。

執務スペースおよび共創スペースにはタスクアンビエント方式を採用した。アンビエント照明は設計照度を 350Lx とし、人感センサによる 10~100%の照度制御を行っている。また、天井システムに軽量天井工法を採用し、アンビエント照明器具を直吊りすることで、地震時でも器具が脱落しにくい安全な構造となっている。

カウンタースペースやカフェスペース付近のペリメータゾーンでは、昼光センサおよび人感センサによる 10~100%の照度制御と、サーカディアンリズムによる 2,700~5,000K の色温度制御を行い、省エネと健康増進の両立を図った。

その他の通路部分においては、人感センサによる ON/OFF 制御を行っている。

(2) 空調設備 (Fig. 5, 6)

アンビエント空調には既設のビルマルチ室内機を流用し、各所にパーソナル空調を新設することで、事務室全体の冷房温度設定を下げずに一人ひとりの温熱快適性を確保できるよう計画した。

カウンタースペースには、気分を変えてデスクワークを行いたい従業員向けにパーソナル吹出口を天井に設置し、個人の好みに応じて手元のワイヤレスコントローラーにて ON/OFF および 3 段階の風量調整ができるようにした。

更衣室入口には、夏期に外出先から帰社した従業員が急速冷房により熱的不快感を解消するためのクールシャワーを設置した。

(3) 換気設備

既設のテナント専用外調機を INV 化し、自然換気量に応じて外気量制御をおこなうことで電力消費量の削減を図った。詳細については次章 3.3 にて報告する。

3. エネルギーマネジメントの概要

3.1 エネルギー消費量の見える化

入居エリア内にテナント向けの BEMS を設置し、照明・空調・給湯等のリアルタイムの電力消費量をデジタルサイネージにて掲示することで、従業員の省エネ行動を喚起するようにした。

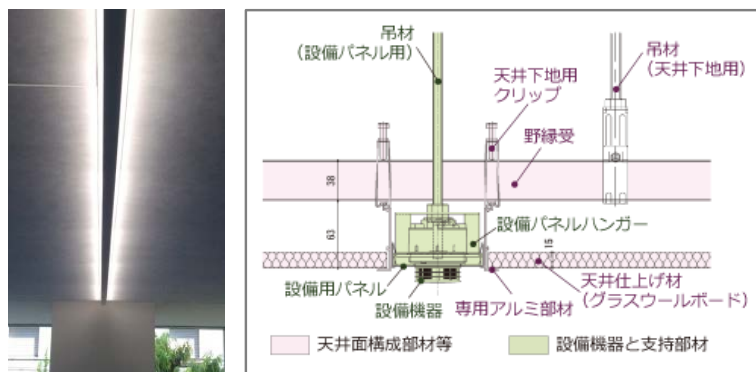


Fig.3 Lite-Safe System



Fig.4 Circadian Lighting Control



Fig.5 Personal Air Conditioning System

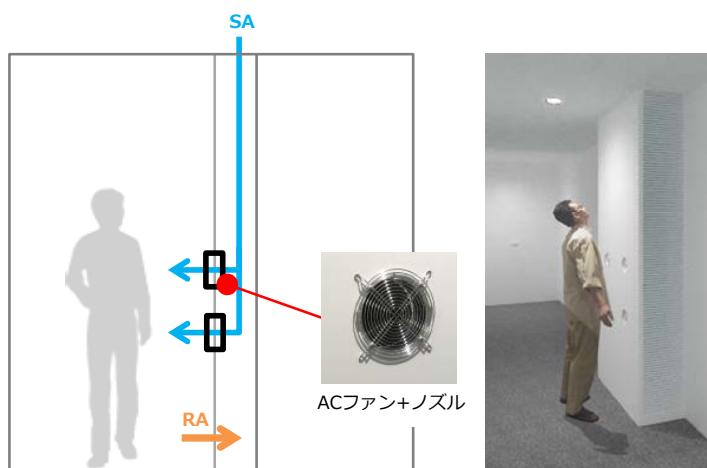


Fig.6 Cool Shower System

3.2 自然換気誘導システム (Fig. 7, 8)

入居エリアの北側一面にある既設の横連窓は、手動の自然換気窓として利用することとした。室内の CO_2 濃度および屋内外のエンタルピー差、気温、絶対湿度、降雨の有無や風速に応じて、自然換気が有効な時間帯のみデジタルサイネージにて窓開けを促すシステムとした。窓開けが実行されるとマグネットセンサにて開いた個数を検知し、デジタルサイネージに従業員への感謝のメッセージを表示することで、省エネ行動をより喚起するようにした。

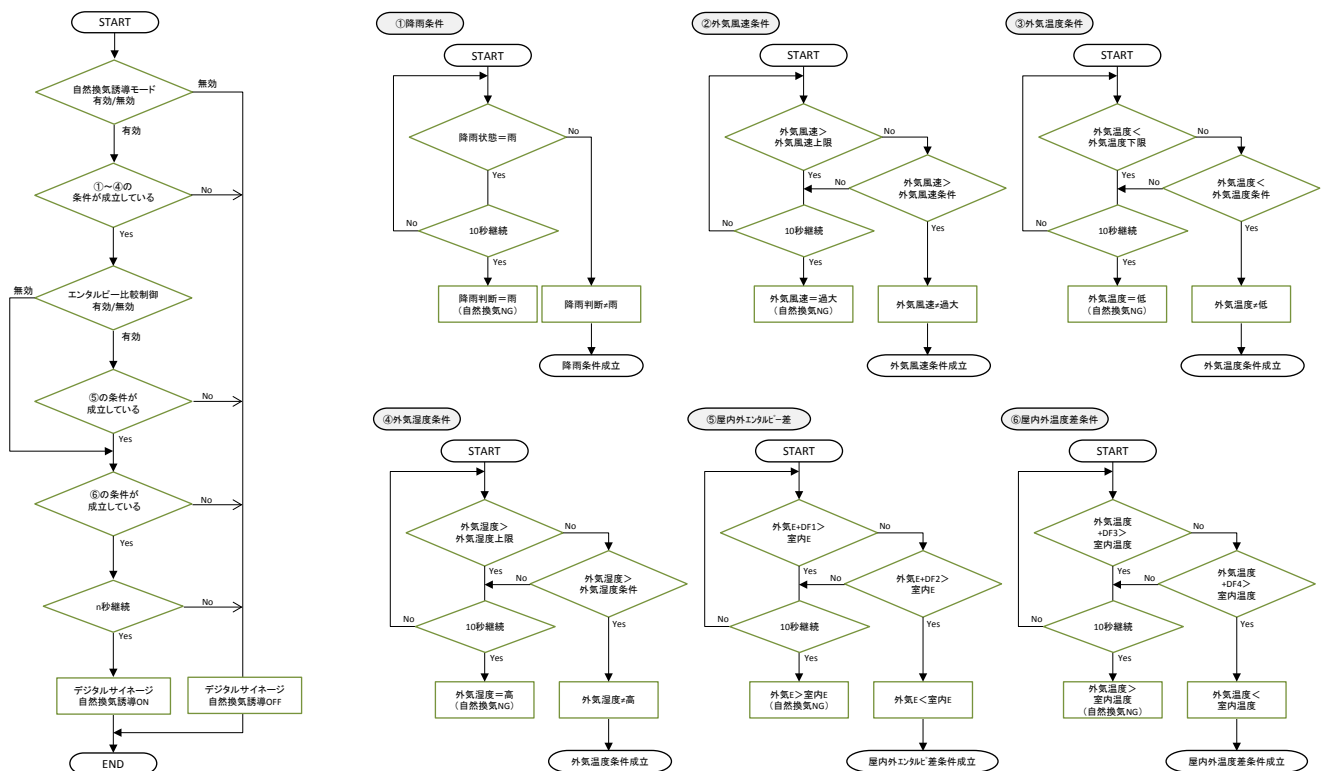


Fig.7 Automatic Control Flow to Evoke Natural Ventilation

3.3 外調機の INV 制御 (Fig. 9)

常時は既設のテナント専用外調機による定風量の2種換気が行われているが、窓開けによる自然換気が実行されるとマグネットセンサにて検知した窓開け箇所数に応じて外調機の INV 制御が実行されるシステムとした。

4. 省エネルギー効果の検証 (Fig. 10, 11)

エネルギーマネジメントによる省エネルギー効果の試算結果を示す。

既設の Hf 蛍光灯から、LED 照明器具に変更することで、年間で電力消費量を 68.0%削減できることが分か

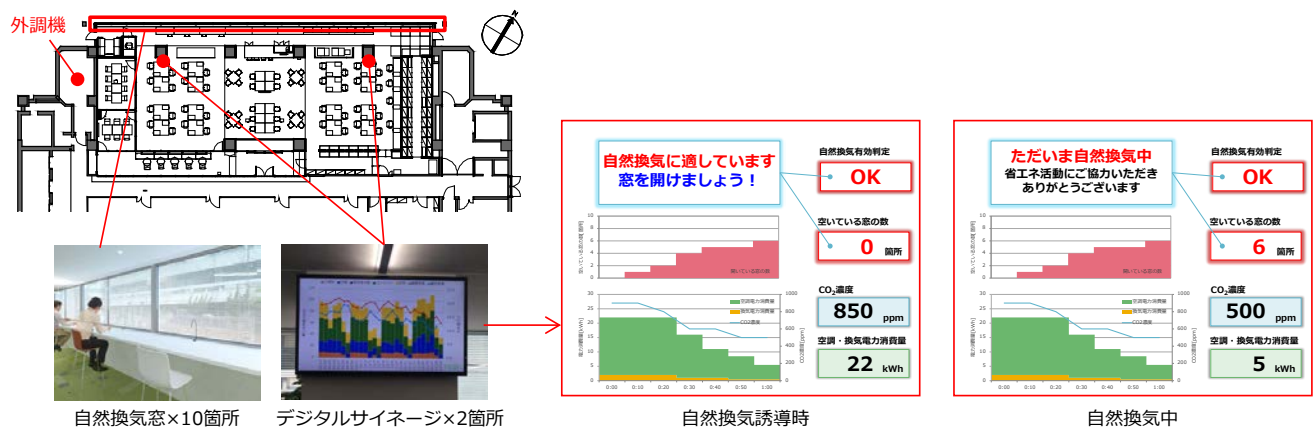


Fig.8 Digital Signage screen for Evoking Natural Ventilation

った。また、ペリメータゾーンにて昼光センサ制御を行うことで、さらに2.9%削減できることが分かった。

自然換気による電力消費量の削減効果は、自然換気が有効な時間帯に窓開けを5箇所行った場合は年間で15.2%削減、10箇所すべて行った場合は20.3%削減となることが分かった。

5. 結論

貸事務所ビルテナント入居工事に際して、テナント

エリアに適した小規模かつ独立したエネルギーマネジメントシステムを導入し、その省エネルギー効果を検証した。今後は、実績データを分析し、省エネルギー効果の確認および運用改善に取り組んでいく予定である。

6. おわりに

本計画の設計・工事・運用にあたり、三宮中央ビルの建築主を始めとする多くの方々にご指導、ご支援いただき、紙面をお借りし厚くお礼申し上げます。

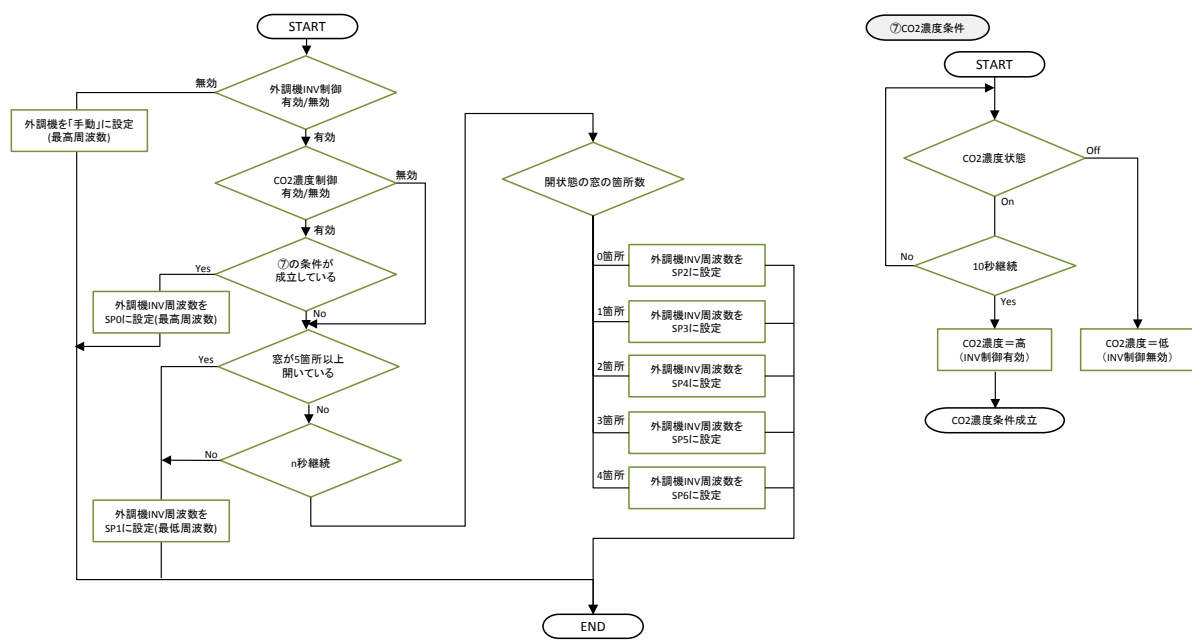


Fig.9 Flow of Inverter Control of Outdoor-air Processing

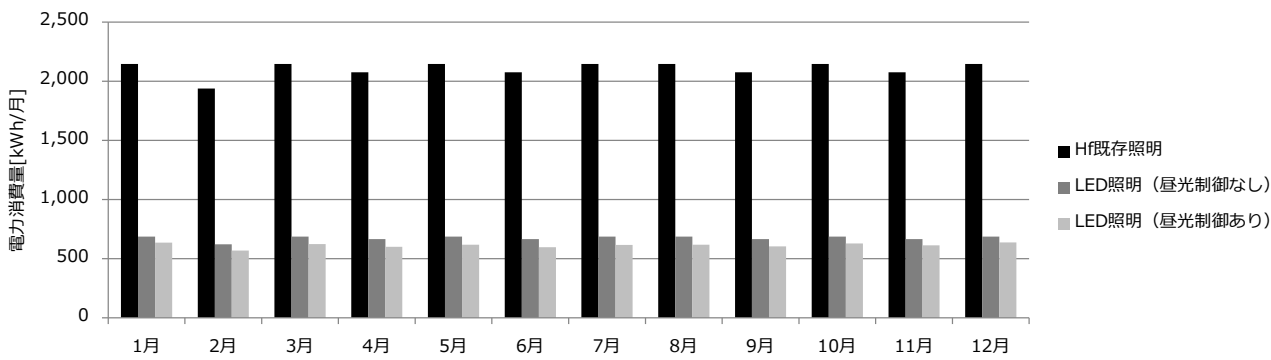


Fig.10 Calculation of Energy saving effect by Lighting

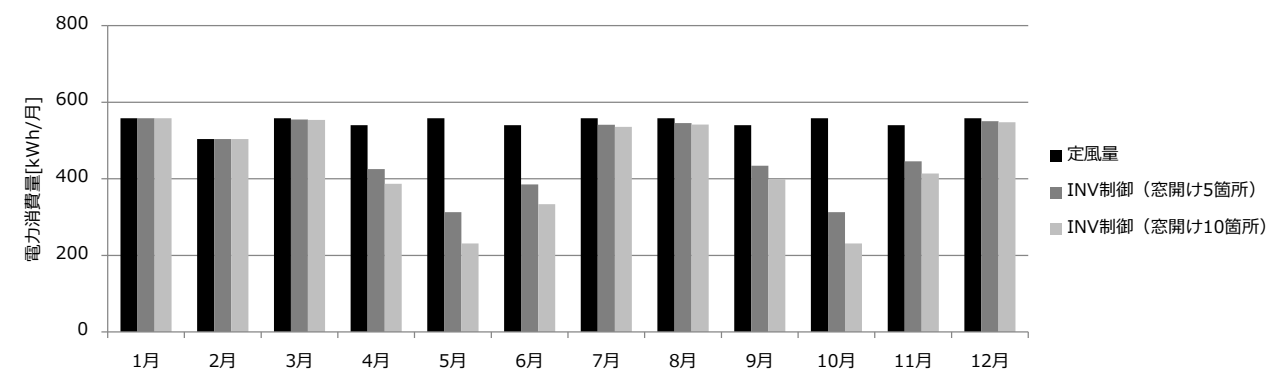


Fig.11 Calculation of Energy saving effect by Ventilation

大空間における置換空調について Displacement Air Conditioning in Large Space

工 藤 征 志 (株式会社 東畑建築事務所)

Masashi KUDO*¹

*¹ TOHATA ARCHITECTS & ENGINEERS, INC.

1. はじめに

大空間において従来の混合空調方式で空調を行うことは、不要な空間も空調してしまうことになり、エネルギー上無駄が多くなってしまう。

実際に空調が必要な空間（居住域）のみを空調することができれば、エネルギー上効率的な空調となる。居住域のみの空調を目的とした空調方式として、置換空調方式が挙げられる。

置換空調方式は従来の混合空調方式とは異なり、空調空気と室空気を混合することなく空気の成層化を行うことで、居住域のみ適切に空調することが可能な空調方式である。図.1 に概要図を示す。

本報では実際に置換空調を行った場合、設計通りの温度分布が発生するか実測による検証を行った。

2. 方法

高校の体育館アリーナ部分において、置換空調方式による空調を計画・設計し、完成後（2013年8月16日）冷房運転を行った状態で温度計測を行った。

アリーナのステージ近くに移動観覧席を配置し、移動観覧席にブラックライトを並べて模擬的な人体発熱とした。

3. 結果

冷房時において居住域（FL+1.1m）では、吹出し温度+6程度となるように、設計を行った。実測結果を平面・断面温度分布コンター図に起こしたものを、図.2、3に示す。

吹出口から離れるにつれ温度が上がるものの、居住域では吹出口温度+4~6程度となっており、概ね設計通りの結果が得られた。

4. まとめ

今回実測を行った体育館のアリーナは、夏期における冷房運転を主目的とした空間であるため、置換空調が最も適した空調方式であると判断し、その結果も得ることができたと考える。

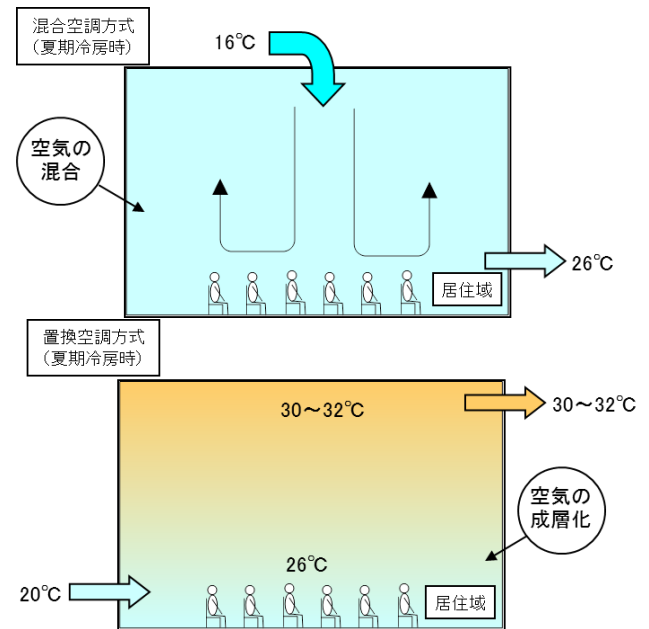


図1 混合空調方式と置換空調方式

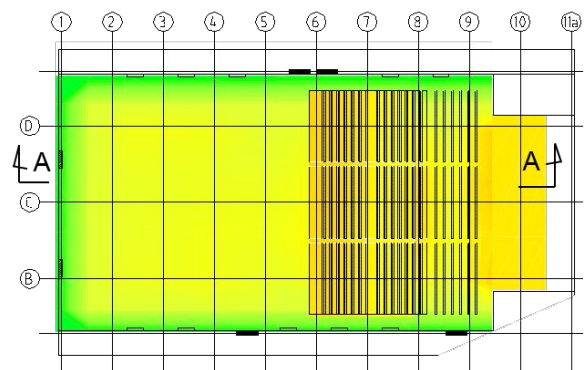


図2 平面(F.L.+1.1m)温度分布コンター図

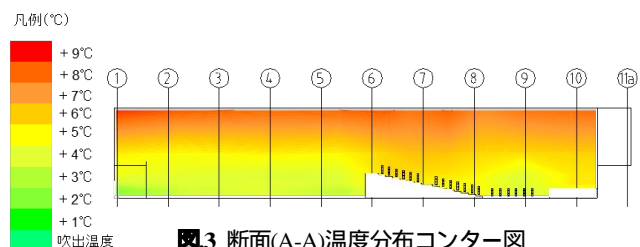


図3 断面(A-A)温度分布コンター図

設計施工一貫におけるBIMの取組み事例

Examples of BIM created by the collaboration between design and construction teams

○栗原 玄太（鹿島建設） 堀江 宏（鹿島建設） 加藤 誠（鹿島建設）

Genta KURIHARA*¹ Hiroshi HORIE*¹ Makoto KATO*¹*¹ Kajima Corporation

1. はじめに

近年、Building Information Modeling が急速に普及してきている。従来は、建物全体をモデリングせずに、部分的な納まり検証や施工段階における納まり検証兼作図ツールとしての活用が多かった。現在では、部材データやソフトウェアが充実してきたこともあり、設計段階における作図ツール、合意形成ツールとしても十分活用できる程に浸透してきている。

本プロジェクトでは、設計施工工事としての利点を最大限に生かすべく、入手段階から建物の維持管理までを見据えた一貫通貫、まさにワンストップをお客様に提供するためにBIMで何が出来るかを設計と施工が一丸となって取り組んだ。その事例の一部を紹介する。

対象建物の概要を表1に示す。

表.1 建物概要

建 物 用 途	オフィス、ホテル、飲食店舗、ホール、駐車場
延 床 面 積	合計 約 55,000m ² (オフィス 約 27,000m ² ホテル 約 16,000m ²)
ホテル客室数	352室
構 造	SRC造/RC造
階 数・高 さ	地下2階/地上25階、116m
竣 工 予 定	2020年1月

2. 設計施工一貫によるOneStopSolution

本プロジェクトでは、設計施工を活かした取組みとして、基本計画段階から、設計+現場の垣根を超えたBIM協力体制を立ち上げた。ほかにもグループ会社の他、設備協力会社にも早期に参画頂き図面作成を行った。

BIM戦略会議を開催し、3D画面を見ながら設計進捗・3Dモデル入力状況の確認、課題の抽出を行った。

早期から施工側が参画することで、設計施工の力を活かした作り込みを行うことができ、着工後の手戻りを大幅に削減することができた。

3. 取組事例

① 設備の見える化 ② 桁サグ・シャフトユニット化検討

地下から屋上まで全ての設備機器BIM作成に取り組み各部の干渉や建築・構造との調整を実施した。サグ・シャフトのユニット化を目指し、デジタルモックアップを作成した。

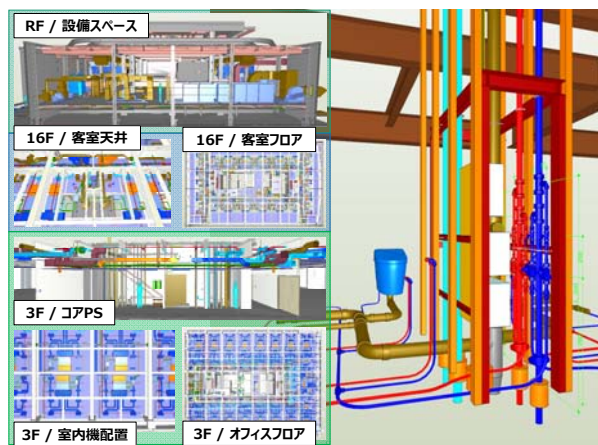


図.1 取組事例 ①②

③ 気流解析

作成したBIMを活用し、モデル形状を利用して気流解析を実施した。モデルを活用することで、図面としてだけではなく、形状や属性を持った建物データベースとしての様々な活用方法を試した。

④ 総合BIMプロット図

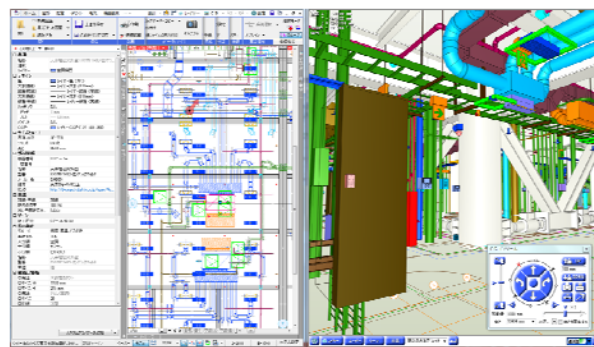


図.2 取組事例 ④

⑤ 設計時における搬出入計画

などBIMを使って様々な検討を実施した。

4. 最後に

今後も、設計施工力を活かしたBIMの取組みとして、施工中のAR/VR技術の活用、竣工後のFM連携やIoT技術によるビックデータ活用なども視野に入れ、入手段階から建物の維持管理までの一貫通貫ビジネスに挑戦していきたい。

空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会
冷温水二次ポンプの省エネルギーシステム

The Energy Saving for the Secondary Pumps in Chilled and Hot Water Transportation System
using the “Predictive Pipe Friction Control”

○小 角 佳 (朝日工業社)

Kei KOSUMI*¹

*¹ Asahi Kogyosha Co.Ltd.

1. はじめに

2015 年の第 21 回気候変動枠組条約締約国会議 (COP21) における「パリ協定」において日本は 2030 年までに温室効果ガス排出量を 2013 年比で 26%削減が求められている。建築業界に関して言えば 2017 年の「建築物のエネルギー省性能向上に関する法律 (建築物省エネ法)」の施行等により省エネルギーは一層重要な技術と位置づけられる。

しかしながら省エネルギー効果が期待できる計画であっても設備を入れ替える計画では大型投資となる可能性が高く、稼働率の高い設備・施設への導入は改修時の停止によるリスクが大きく、導入が困難となることが多い。

本稿では冷温水二次ポンプのシステムに注目し、省エネルギー効果が高く、かつ既存設備への導入に対応しやすい省エネルギー手法として、管路抵抗特性予測制御を用いたシステムの紹介及び説明を行う。

2. 冷温水二次ポンプのシステム

2.1 定流量システム (Fig.1)

二次側負荷の大小に関わらず二次ポンプが一定の水量を送るシステムで、3 方弁にて流量調整を行う。

システムが簡易でインシャルコストが安価であるが、常に一定水量を送水するため、送水量が少なくてもよい低負荷時も定格のポンプ動力を消費する。

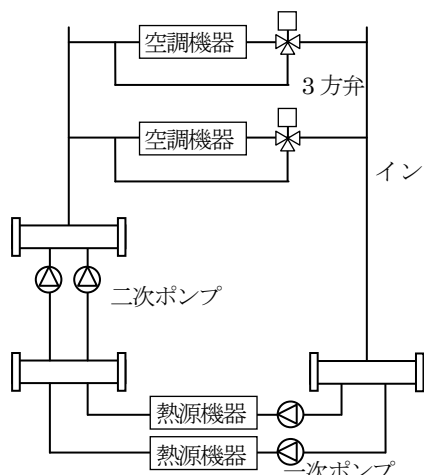


Fig.1 定流量システム

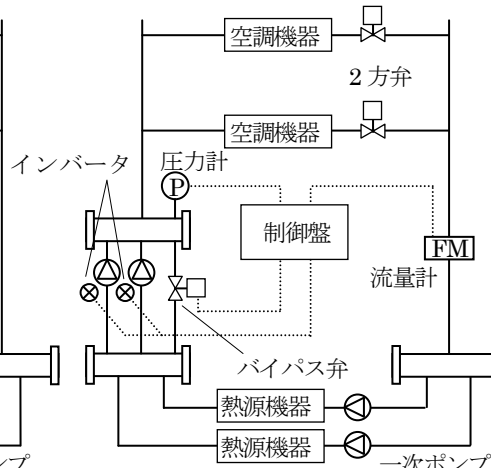


Fig.2 圧力一定回転数制御

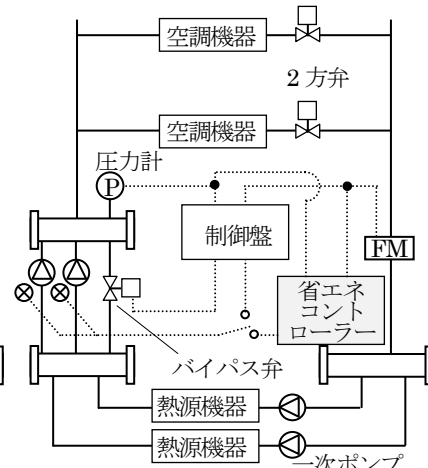


Fig.3 管路抵抗特性予測制御

2.2 変流量システム

(1) 圧力一定回転数制御 (Fig.2)

二次ポンプにインバーターを設置して二次側負荷の大小に応じて送水圧力一定に保ちながら送水量を変化させるように回転数制御を行うシステムで、2 方弁にて流量調整を行う。

具体的には、中間期等の低負荷時は空調機器への送水量が少なくてよいため、「2 方弁の開度が小さくなる (閉まる)」→「配管内圧力が上昇」→「ポンプの回転数を抑える」→「配管内を設定圧力にする」という動きとなる。

システムは定流量システムと比較すると煩雑になるが、省エネルギー効果がありランニングコスト削減ができるため、近年導入している事例が多い。

(2) 管路抵抗特性予測制御 (Fig.3)

システム概要は圧力一定回転数制御と同様で、省エネコントローラーを用いた「管路抵抗特性予測」を行うことで送水量に応じて送水圧力を制御するシステムである。

機器への送水量が少ない低負荷時は配管内水量が少なく、配管内抵抗 (管路抵抗) が小さくなるため、管路抵抗の減少によりポンプの送水圧力を下げることでより大きな省エネルギー効果を得ることができる。

年間を通して負荷があり、稼働率の高い建物で大きな省エネルギー効果が期待できる。

3. 配管抵抗とポンプの特性

3.1 ポンプの回転数による特性変化

ポンプの回転数が変化すると吐出流量・揚程・電力消費量は以下のように変化する。

- ・流量は回転数に比例
- ・揚程は回転数の2乗に比例
- ・軸動力は回転数の3乗に比例

つまり、回転数が1/2になれば、流量は1/2、揚程は1/4、軸動力は1/8となる。

3.2 配管抵抗とポンプの運転特性

ポンプの運転ポイントは配管抵抗とポンプの運転特性によって決まる。ポンプの運転特性は回転数により変化し、曲線も回転数により異なる (Fig. 4)。

定流量システムは、定格流量 Q_1 ・揚程 V_1 点で常に運転するため、中間期等の低負荷 (必要送水量が少ない) 時でも定流量を送水し、余剰水量を3方弁にて循環させるため、ポンプは無駄な運転を行っていることとなる。

一方、変流量制御では、定格運転時は定流量システムと同様に流量 Q_1 ・揚程 V_1 点での運転を行うが、低負荷時にはインバーターにより送水量を変化させることで、

省エネルギー効果を得ることができる (Fig. 5, 6)。

圧力一定回転数制御は、低負荷時 (必要流量: Q_2) は揚程を一定 (V_1) に保ちつつ、回転数を下げていく。

管路抵抗特性予測制御は、低負荷時 (必要流量: Q_2) に揚程を V_2 まで変化させる制御であり、揚程を下げることでより大きな省エネルギー効果を得ることができる。

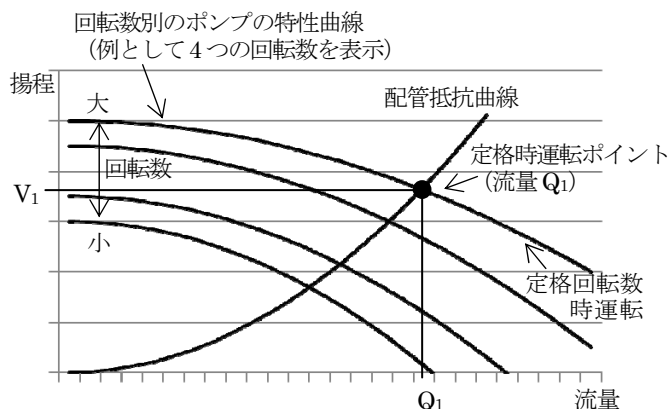
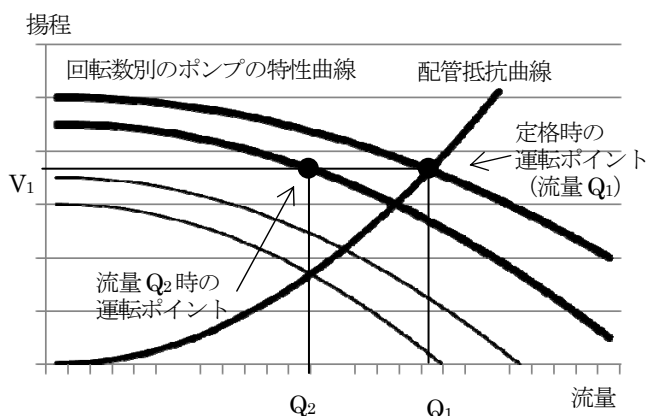
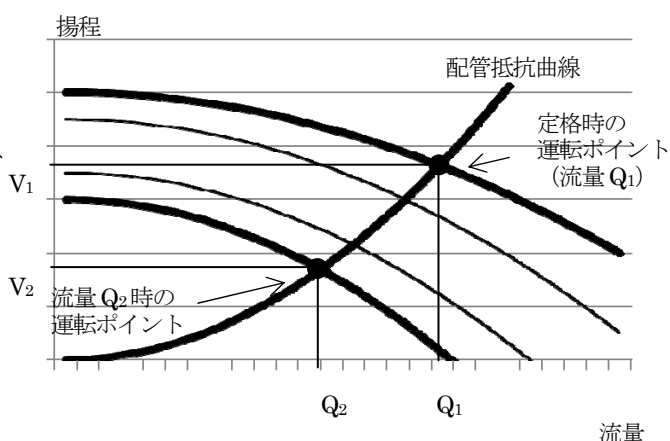


Fig.4 配管抵抗曲線とポンプ特性曲線

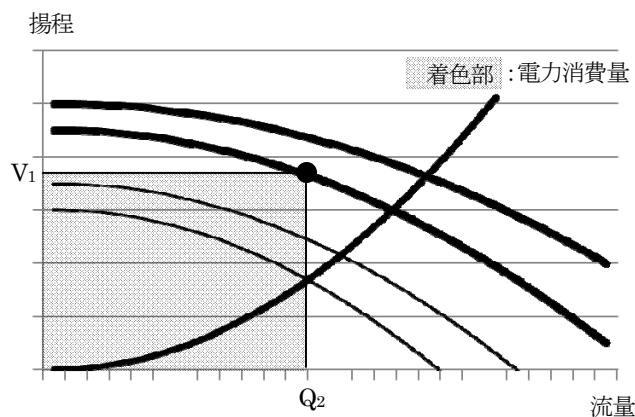


圧力一定回転数制御

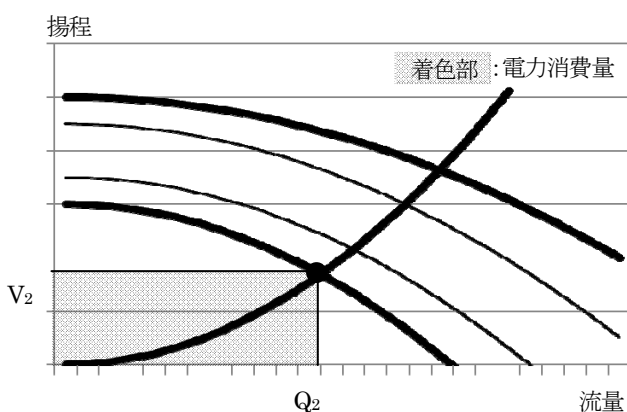


管路抵抗特性予測制御

Fig.5 制御別運転ポイント変化の例



圧力一定回転数制御



管路抵抗特性予測制御

Fig.6 流量 Q_2 (低負荷) 時の制御別電力消費量

4. 管路抵抗特性予測制御の特徴

4.1 管路抵抗特性予測

管路抵抗特性は、現地の配管ルートや空調機器の数や位置、負荷率のばらつき等により変動する。また空調負荷の特性上、季節による負荷変動も大きく影響するため、現場ごとに異なる特性となり、より正確な予測をすることが必要となる。

既存の運転データを事前に確認することで精度の高い予測が可能となるが、実際の導入時には、季節ごとの管路抵抗特性を予測して、試運転で予測の裏付けを行う必要がある。

4.2 簡単導入

システムの構成は、圧力一定回転数制御に省エネコントローラーを追加設置し、圧力と流量の信号をコントローラーへ入力するのみである（前述 Fig. 3）。

既存システムが「定流量システム」の場合、圧力一定回転数制御への更新工事とはほぼ同内容となるため、既存生産機器の停止期間や施工期間は同程度である。

既存システムが「圧力一定回転数制御」の場合、台数制御等の空調系制御は既存を利用し、省エネコントローラーを追加設置するのみで、パラメーターの再調整が不要であるため、電源や信号分岐時が既存生産設備の停止期間となる。そのため短期間での施工が可能となる。

熱源や空調機器の運転制御は既設制御を用いるため、既存設備への導入リスクが低いことが大きな特徴である。

5. 導入事例の紹介

5.1 導入事例①

(1) 概要

建物用途	: 工場（既設）
延面積	: 約 6,000 m ² （6 階建て）
運転時間	: 24 時間/日
二次ポンプ構成	: 1,900 L/min × 350kPa、 （冷水ポンプ） 3φ-200V 22kW × 2 台
既存ポンプ制御	: 定流量システム（台数制御）
既存熱源方式	: ターボ冷凍機
対象空調機器	: 空調機×15 台

(2) 実稼働の運転結果（Fig. 7）

24 時間運転している既設工場に「管路抵抗特性予測制御」を導入した事例である。

既存制御の「台数制御を用いた定流量システム」と比較すると、二次ポンプの年間電力消費量を約 125,000kWh 以上削減した結果となった（約 70%削減）。

台数制御により冷水流量を制御していたが、生産状況が新築時と異なったため、負荷率が変動し低負荷運転が多くなっており大きな削減効果が見られた。

年間を通じて発生する冷房負荷を処理するために既存の「定流量システム」ではポンプは常に定格運転をしていたのに対し、「管路抵抗特性予測制御」では必要最低限の流量・揚程で運転を行うようにポンプの回転数を制御した結果、大きな削減効果を得たと考えられる。

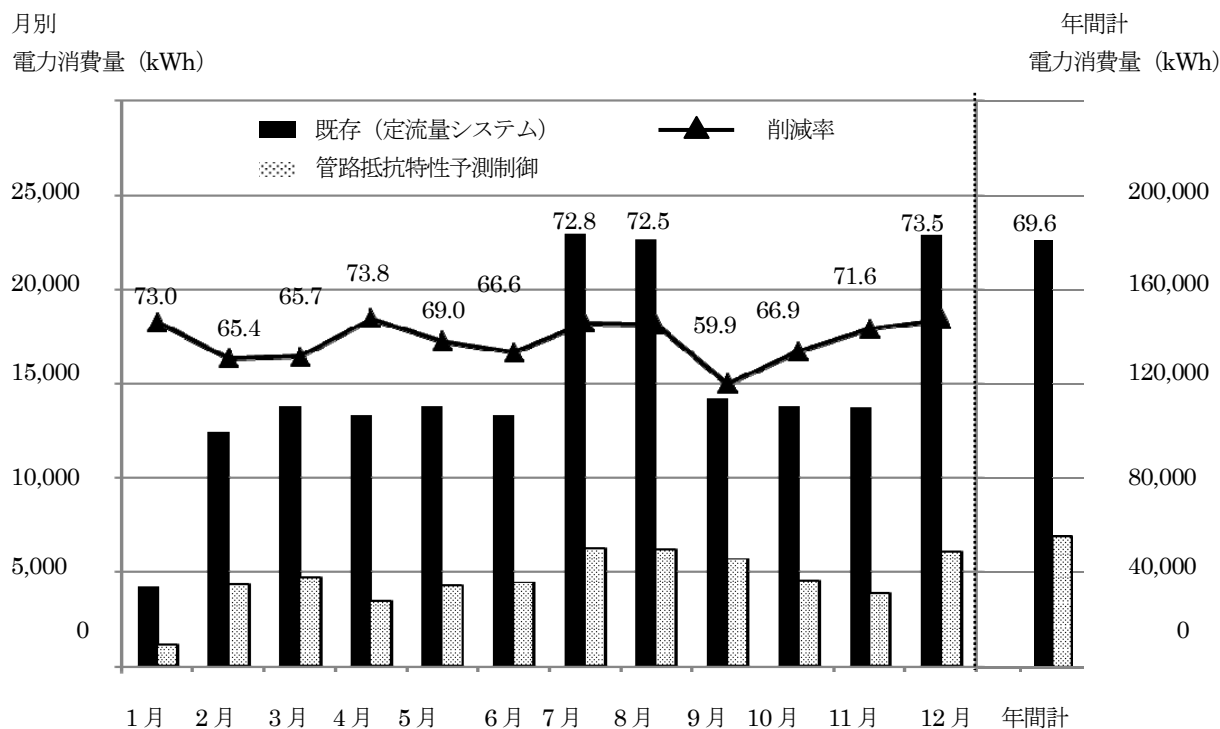


Fig.7 年間電力消費量比較（導入事例①）

5.2 導入事例②

(1) 概要

建物用途	: 工場（新設）
延面積	: 約 40,000 m ² （4 階建て）
運転時間	: 24 時間/日
二次ポンプ構成	: 12,600 L/min × 650kPa、 （冷水ポンプ） 3φ-440V 200kW × 3 台
比較ポンプ制御	: 定流量システム（台数制御）
熱源方式	: ターボ冷凍機、吸収式冷凍機
対象空調機器	: 空調機 × 25 台 FCU × 365 台

(2) 実稼働の運転結果（Fig. 8）

生産設備を将来増設する予定がある新設工場へ「管路抵抗特性予測制御」を導入した事例である。

「台数制御を用いた定流量システム」の場合と比較して二次ポンプの年間電力消費量を約 1,600,000kWh 以上削減した結果となった（70%以上削減）。

将来の増設対応を想定しているためポンプ動力が大きく、台数制御では流量が絞り切れない低負荷運転が行われたため、大きな省エネルギー効果を得られた。

既存設備への追加設置だけでなく、将来増設への省エネルギー対策としても大きなメリットのあるシステムであると言える。

6. まとめ

冷水二次ポンプシステムの説明として各システム構成や運転ポイントの比較を行った。

「管路抵抗特性予測制御」は省エネコントローラーを追加設置するだけで簡単に導入することができるため、既存の設備への導入に対応しやすいシステムである。

導入事例では実際に導入した工場の省エネルギー効果を紹介した。既存設備への追加、新設設備への導入に関わらず負荷率変動が大きい建物用途で大きなエネルギー削減ができることを示し、生産状況変動や将来増設等への対応として有効なシステムであることを示した。

「管路抵抗特性予測制御」は、「年間の負荷変動が大きく」・「24 時間空調を行っている」建物用途に対して、大きな省エネルギー効果を得るシステムであるため、今回事例紹介を行った工場だけでなく、ホテルや病院などの施設で大きな省エネルギー効果を出した事例も多数ある。

よって「管路抵抗特性予測制御」は、新設設備への導入だけでなく、「既存設備への導入に対応しやすく」、かつ「大きな省エネルギー効果」が期待できるシステムであり、近年必要不可欠となっている省エネルギー対策に大きな効果を持つシステムであると言える。

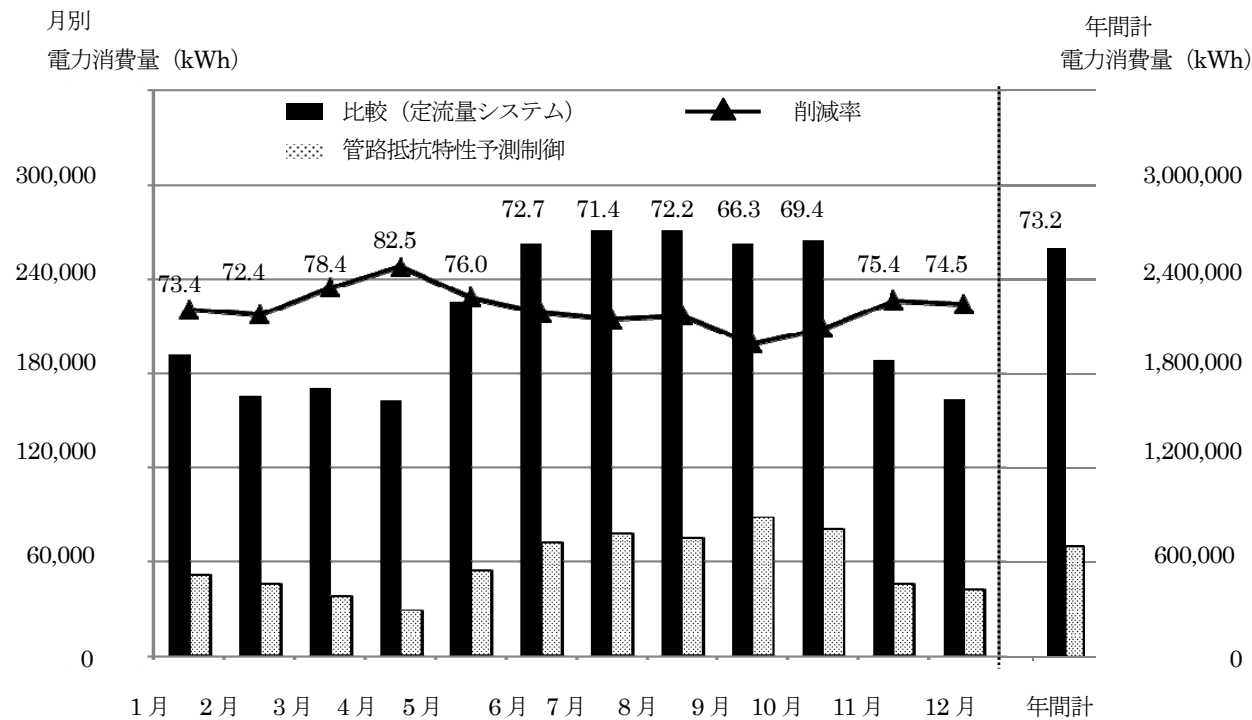


Fig.8 年間電力消費量比較（導入事例②）

空調設備設計から見た BIM

Thinking about “BIM” from the point of view of Air-Conditioning Engineers

○高 寄 智 子 (㈱大気社)

Tomoko Takasaki*¹*¹ Taikisha Co.Ltd.

1. はじめに

現在私が担当しているプロジェクトでは、設計図作成の段階から BIM (Building Information Modeling) 対応物件として作業が進んでいます。今までの物件でも、設計図は CAD ソフトを用いて作成しましたが、ほとんどが 2D の単線図面です。建築や他業者との調整も全て単線図面で行い、全体のシステムや納まりがまとまってきた段階で詳細検討の為に 3D の図面として部分的にですが、新たに図面化していました。

部分的な詳細図としての 3D の図面作成も、実際の施工が始まるまでの各設備会社間の調整や建築構造躯体との干渉を図面上で確認しやすく、各社で共有しやすくするために用いられましたが、それ以上に活用した例はほとんどありませんでした。

設計から施工まで一つのデータを修正しながら活用していくプロジェクトとして、設計図として作成した図面を施工部に引き継ぎ、同じデータを修正して最終施工図になることは初めての経験です。

また、社内で使用している CAD ソフトでは他の CAD ソフトに図面変換する際の誤変換が心配され、また、施工部で使用している CAD ソフトとも異なるため、最初から施工部の 3D 図面作成でも使用している CAD ソフトによる図面作成となりました。

社内でも同じように進めたプロジェクト例ほとんどなく、対応については戸惑う事も多々ありますが、何とか設計図一式を作成し、修正を残すのみの段階までこぎつける事ができました。

本稿では、初めて設計施工一貫 BIM を意識した図面作成を行った経験を通して、今までの設計図作成との違いや作業を行う中で感じた利点や問題点などについて考えて行きたいと思います。

2. 業務を通して感じたメリット

プロジェクトの開始にあたり、まずは建築平面図が作成され、空調設備のメインとなる配管ルートやダクトルートを手書きで行いましたが、建築構造図および、意匠図が 3D 情報を持つ図面として作成された段階より、当社でも 3D CAD ソフトを用いた図面作成へ移りました。大まかな検討を行う段階では手書きや単線ルート図の方

が便利ですが、構造体との干渉チェックにおいては、3D による干渉チェックで、修正箇所や高さの情報などがすぐに分かる為、建築との調整はやり易かったと思います。

また、各設備会社で作成した図面を重ね合わせて、1 つの図面として確認ができる為、設備同士の干渉チェックもスムーズでした。

3. 業務を通して感じたデメリット

先ほど述べたようなチェックを行うためには、まず衛生設備、電気設備、空調設備の全ての図面を合成する必要があります。その際に、図面の重ね合わせのための基準点が各社ずれてしまったり、重ね合わせに別の CAD ソフトが必要であったりした為、干渉チェックには思ったより時間がかかりました。また、図面自体の修正も通常の単線図に比べると、納まりをより意識した修正が必要となる為時間がかかります。

通常の作業では、建築構造データと空調設備データを 1 つにして図面を作成しますが、各設備のデータに更に建築意匠データを重ねるとデータ量が膨大になります。施工段階では全社のデータを 1 つにして作業していくと考えられる為、ハイスpek的なハード (パソコン) を用意しておかなければならないと感じています。

4. BIM 対応とは

BIM 対応物件として作業を進めてきましたが、現段階では干渉チェックとしての活用となったように感じます。今後は、図面データを活用した自動積算と手作業による積算の比較も行う予定です。当初の BIM 対応というキーワードでは、3D モデルの作成、見積の作成、全機器データの登録も含まれていますが、現場で納まりを調整しながら図面を修正し、更にこのようなデータを追加していく事は難しいのではないかと感じていますが、最終的に完成した建築物がそのまま 3D 図面として確認でき、更に詳細な情報をもつことで、その後の建物管理の段階まで活用してもらえるような図面を完成できればと思います。

サステナブル建築物への取り組み（計画・設計）

Design of the Sustainable Building

○名 倉 宏 明（大林組）

西 脇 里 志（大林組）

井 守 紀 昭（大林組）

Hiroaki NAGURA*¹

Satoshi NISHIWAKI*¹

Noriaki IMORI*¹

*¹ Obayashi Co. Ltd.

1. はじめに

1885年開業以来、発展を続け大阪みなみの核として持続する南海なんば駅に隣接して、新たに誕生する「なんばスカイオ」のサステナブル建築物への取り組みを紹介する。

建物概要

地上31階 地下2階

延べ面積 約84,000 m²

用途：商業、事務所、他

竣工予定 平成30年9月

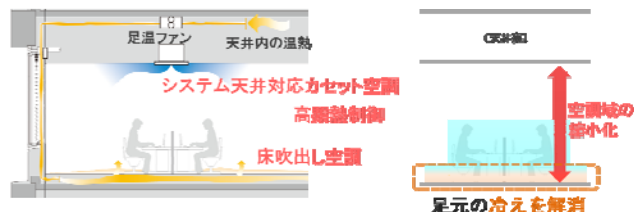


図2 頭涼足温空調

(2) 運動促進セキュリティシステム

活動量計とセキュリティシステムをマッチングし、健康アイテムをビルインフラと結びつけて、健康意識の向上や行動誘発によりワーカーの健康をサポートする。

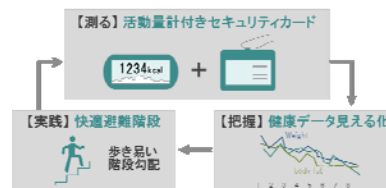


図3 運動促進セキュリティシステムの概念

(3) 既存施設との熱融通

既存施設の熱源から熱融通を受けて互いのエネルギー効率の向上を図るとともに、節電運用の取組を継承する。

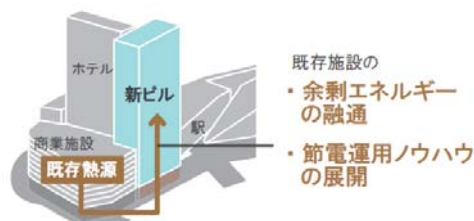


図4 既存施設との熱融通

(4) ハイブリッド非常用電源

発電機は、デュアル式とし備蓄油と中圧ガスによる長期運転により BCP 性能を高め、さらにコージェネによる熱電供給を組み合わせることで平常時の省 CO₂ を図る。

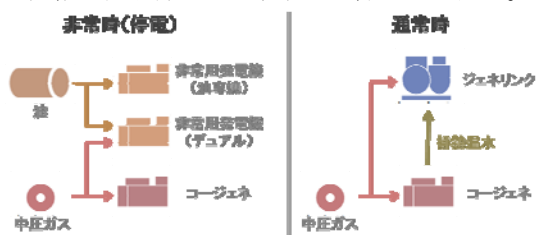


図5 BCPと省 CO₂の機能

2. サステナブル建築物等先導事業（省 CO₂先導型）

本計画は、省 CO₂と絡めて「健康」、「エネルギー融通」及び「BCP」の3つの課題を軸に事業に取り組んだ。

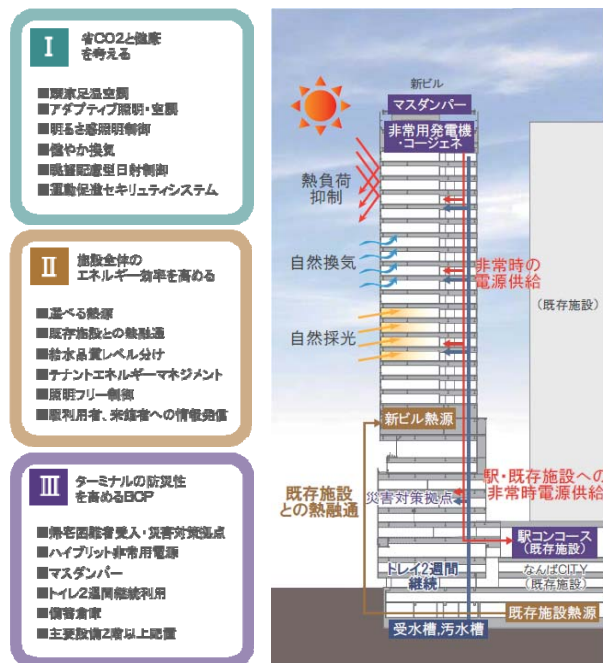


図1 取り組んだ技術

2.1 主な導入技術

(1) 頭涼足温空調

オフィス空調は、空調域の縮小化と高顕熱制御および足元の冷氣滞留改善により、省 CO₂と快適性（＝健康）に配慮したシステムとした。

省力化・省人化に配慮した設計施工事例

Examples of design and construction considering labor-saving and power-saving

○花 田 博 (竹中工務店)

松 井 秀 吉 (竹中工務店)

宮 崎 貴 士 (竹中工務店)

Hiroshi HANADA *¹

Hideyoshi MATSUI *¹

Takashi MIYAZAKI *¹

*¹ Takenaka Corporation

This study is aimed to "New Architectural and Facility Plans". In this paper, we report the new construction plan of the Mid-size Office Building executed for labor-saving and power-saving.

はじめに

計画地である南海和歌山市駅は、紀ノ川沿いに位置する 1903 年開業の歴史ある駅である。南海なんば駅から直通という利便性はあるものの、利用客の減少や百貨店の撤退などもあり、往年の賑わいが薄れている。そこで老朽化の進んでいる 3 代目の駅舎である南海和歌山ビルを解体し、新しく商業施設やホテル、図書館などの施設群に建替えを行う駅前再開発計画が検討されている。本プロジェクトはその再開発計画の第 1 期工事として、現駅ビルの機能を移転するための中規模オフィスビル新築計画である (Fig.1)。

本計画では、単に現駅ビルの機能を移転するだけでなく、省エネルギーや BCP に配慮した高機能なテナントオフィスビルを計画した。また、国内の少子高齢化や技能労働者の不足が深刻な社会情勢を考慮し、設計段階から施工まで省人化・省力化を目指した新しい建築・設備計画を実施した。

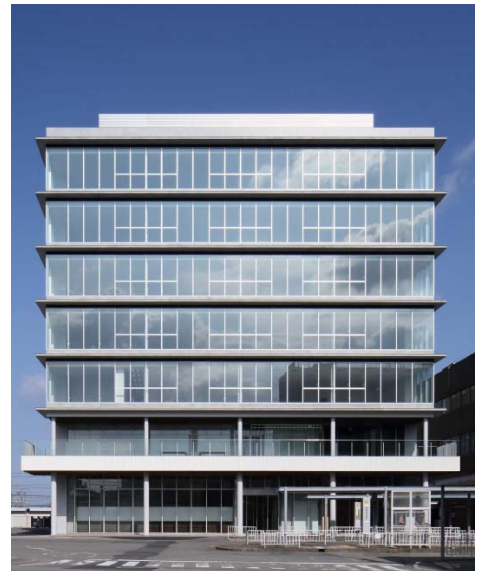


Fig.1 Building Facade

1. 建物概要

建物名称	南海和歌山市駅ビル
所在地	和歌山県和歌山市東蔵前丁 3-17
建築主	南海電気鉄道(株)
設計監理	(株)竹中工務店
敷地面積	2,432m ²
建築面積	952m ²
延床面積	6,210m ²
最高高さ	33.34m
階数	地上 7 階
構造	S 造
主用途	事務所
駐車台数	42 台

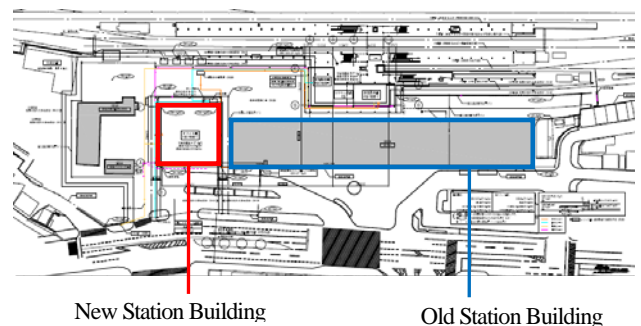


Fig.2 Overall Layout Drawing

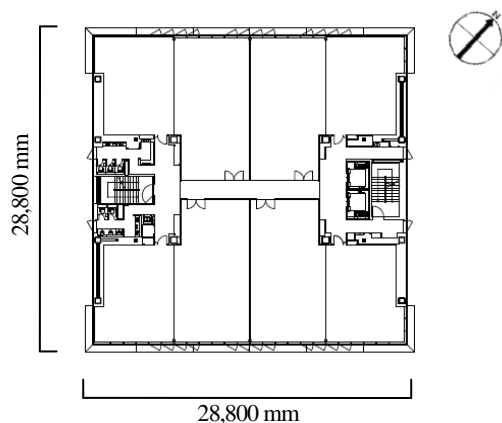


Fig.3 Plan view of the Standard floor

2. 省力化・省人化への取組み

2.1 社会背景

建設業界は人手不足が深刻化し、加えて少子高齢化を背景にした熟練技術者の減少という課題がある。この社会状況を踏まえて「建設現場の“工場化”と新工法による”省力化・省人化”」を目指した。

2.2 データーの分析とターゲットの設定

省力化・省人化に配慮した設計施工を行うにあたり、効果的にターゲットを絞り込むため、類似の規模・用途のプロジェクトについて過去の労務工数実績の分析を行った。労務工数割合を分析した結果、躯体と設備の工数比率が大きい (Fig.4)。全労務分類の中でも電気設備工事、空気調和設備工事が最も工数比率が大きいことが分かった (Fig.5)。さらに、各設備の工数分析を行った結果、配線・照明器具取付・ダクト吊込み・天井内配管・スプリンクラー工事など、天井に関わる工事の比率が高いことが分かった。また、生産部門へのヒアリングより外装、耐火被覆、天井下地等の工程進捗によっては天井内設備工事の作業量の平準化が難しいことが分かった。

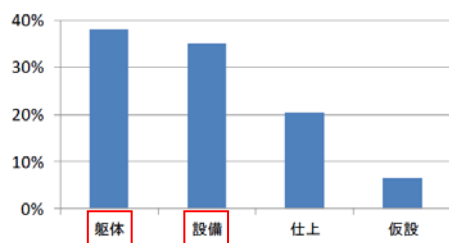


Fig.4 Labor Ratio (Each of Typical Industry)

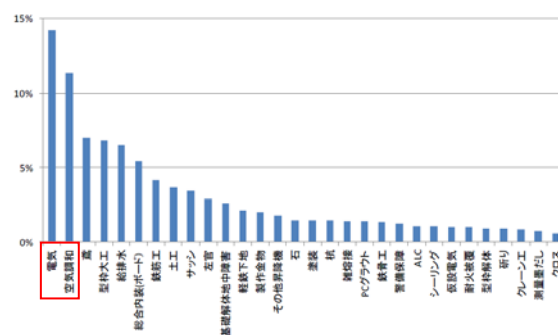


Fig.5 Labor Times (Each of Occupation)

これらの結果から、躯体と設備天井工事を重点的なターゲットとして設定することとした。設計段階から生産情報を共有し、BIM (Building Information Modeling) 活用によって、工事施工段階でのイノベーションを図った (Fig.6)。今回、本計画で採用した技術を以下に紹介する。

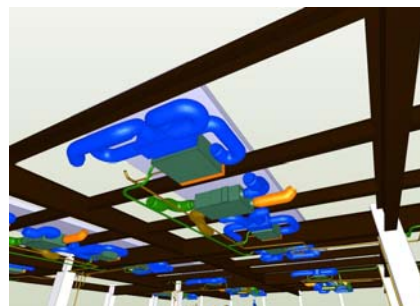


Fig.6 Case Study of BIM

2.3 躯体を中心とした建築的対応

配筋・型枠不要基礎工法 (当社独自工法) (Fig.7)、地上階フェローデッキ配筋ユニット化、底 PCa (工場化)、ガラス入りユニットサッシュ (工場化) (Fig.8)、ユニットトイレ等を計画し、実施した。



Fig.7 Foundation Construction Method without Rebar and Formwork



Fig.8 Unit Sash

2.4 天井工事を中心とした設備的対応

梁床設備ユニット化、照明配線のユニットケーブル化、ワンタッチコネクタ化、主要 PS・EPS のフラットデッキ化（配管貫通対応が容易に行える）、室外機のユニット化等を計画し、実施した。

(1) 梁床設備ユニット化

（設計段階）

本計画では、施工段階での省力化・省人化を図るために、梁床一体化した PCa 床板を採用した。PCa 床板の特徴として、搬入できるサイズが制約されるため、一体化する PCa 床板を少なくすることが搬入効率向上に寄与する。本計画は、最小のテナント貸モジュールをスパン毎とし、1 スパン毎に天井埋込型の空調室内機、全熱交換器を設置した（Fig.9）また、PCa 床板の数を最小限にするため 1 つの床板に機器を集約して配置した（Fig.10）。

（施工段階）

スタッドを工場打設した鉄骨小梁、PCa 床板、デッキ床、設備機器、ダクト、乾式耐火被覆を地組ヤードで一体化し、クレーンで吊り込んだ。これにより、①躯体工数の低減、②揚重回数の低減、③複合職種（仕上げ、電工等）のピークフラット化（内装仕上工事期間）を行い、省人力・省力化を図った。合わせて、地上作業による施工品質の向上や内装仕上工事期間の高所作業の低減による安全性向上を実現できた。

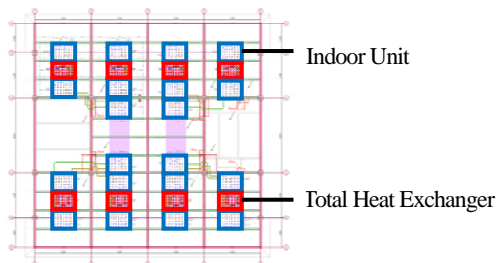


Fig.9 Machine Arrangement in the Standard floor

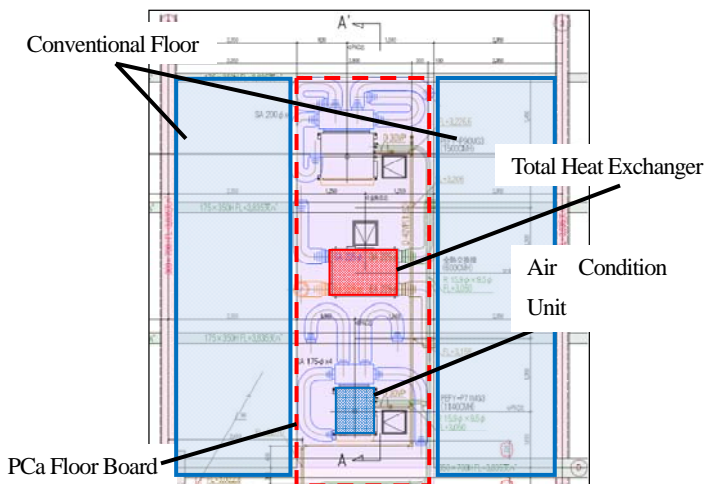


Fig.10 Machine Arrangement per 1 span

(2) 照明配線のユニットケーブル化・照明器具のワンタッチコネクタ化

照明配線のユニットケーブル化やワンタッチコネクタ化を実現するにあたり、専用のジョイントボックスやコネクタを開発した。これらにより、作業工数の低減や専門資格を有しない技能労働者でも配線工事を可能とした（Fig.11）。

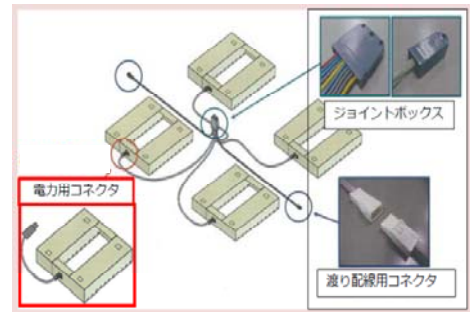


Fig.11 Unit Cable One Touch Connect

2.5 室外機のユニット化

空調設備として、ビル用マルチエアコンを採用しており、屋上に室外機を設置している（室外機合計 31 台）。クレーンでの揚重可能な重量やユニットの強度等を考慮し、室外機を鉄骨架台と共に複数台ユニット化し、屋上機械置場への揚重回数を低減、ならびに屋上での作業の省力化を図った（Fig.12）。



Fig.12 Integrated of Outdoor Units

2.6 実施効果と今後の課題

設計段階から建築・構造・設備の各分野で協業を行い、さまざまな工場化、省力化・省人化にチャレンジすることによって在来工法に比べてトータル 16%（約 2,150 人）の省人化が達成できた。

また、今回実施したことで、以下のような課題も今後解決していきたい。

- ① オンサイトで行う場合に地組ヤード等の場所確保
- ② 設備機器をユニット化した場合の養生対策
- ③ PCa 化に伴う、期中の躯体の止水対策
- ④ 新材料等の採用による更なる軽量化
- ⑤ 労務工数の自動計測集計化

謝辞

本計画に際し、多大なご指導・ご支援をいただきました建築主の方々をはじめ、携わった皆様にこの紙面をお借りして心より厚く御礼申し上げます。

水冷媒放射空調システム用パネルの性能評価手法に関する研究
(その 3) 環境試験室を用いた各種放射パネル性能の評価
Evaluation of Radiant Ceiling Panel using Water Medium
(Part 3) Performance of Various Panel in Environmental Test Chamber

○松崎 眞子 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
甲谷 寿史 (大阪大学) 竹内 慎 (大阪大学)
氏原 正志 (株式会社ササクラ)
Mako MATSUZAKI*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Hisashi KOTANI*¹
Shin TAKEUCHI*¹ Masashi UJIHARA*²
*¹ Osaka University *² SASAKURA ENGINEERING CO.,LTD.

In recent years, radiation cooling and heating attracts attention as energy saving. However, Japan doesn't have a general-purpose and unified performance evaluation technique of the radiation panel. In this study, the purpose is to measure the performance of panels with various surface shapes, which are used in ceiling radiation air conditioning system. In this paper, the comparison between experimental value and caluclated value by simple predictive model of the indoor thermal environment is reported.

1. はじめに

省エネに重きが置かれるビル建築において、近年、放射空調が注目されている。しかし、日本には汎用的な放射パネルの性能評価手法が確立されておらず、設計に取り入れにくいのが現状である。本研究では、水冷媒射空調システム用放射パネルにおいて、表面形状の異なる 3 種類のパネルを対象に、実験や簡易的に室内温熱環境を予測できるモデル計算を行い、放射パネルの性能評価手法を確立することを目的としている。本報では、伊藤ら^[1]が構築した放射パネル空調性能簡易予測手法を、パネルの温度分布を考慮することによりさらに発展させた。この新計算モデルと EN14240^[2]の試験室を小規模化した環境試験室で行った実験結果を比較し、新計算モデルの妥当性を検討する。

2. 実験概要

2.1. 環境試験室概要

実験は、株式会社ササクラが有する環境試験室で行った。環境試験室平面図を Fig.1、東西断面図を Fig.2 に示す。放射パネルの表面形状は波型・フラット型・スリット付きフラット型の 3 種類であり、簡易図を Fig.3~5 に示す。床面積は 5.8[m²]。環境試験室内の天井・床・壁の内部には温度制御可能な冷水配管が通っており、外部からの熱の流出入を防ぐことができる。室内負荷用の装置が 2 台設置されており、最大負荷 120[W/ 台] である。

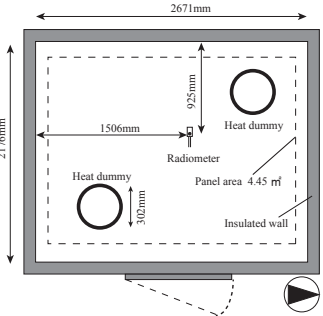


Fig.1 Plan of test chamber

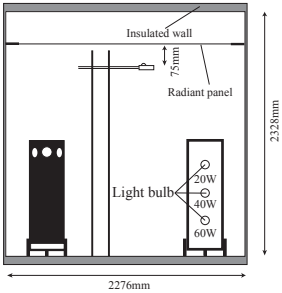


Fig.2 Cross section of test chamber

2.2. 実験条件

実験は、熱負荷量、熱負荷位置、壁面温度、強制対流の有無のパラメータを変化させて行った。実験条件を Table 1 に示す。負荷小条件では、負荷熱量を基準条件より 70W ほど下げた。ここで、負荷熱量の減少に伴い室内空気温度は低くなるため、壁面温度を 23℃ に設定し、室内空気温度の低下による壁面からの熱損失を防いだ。強制対流は扇風機を 2 台設置し、対流を発生させた。

Table 1 Experimental condition

Condition	Panel water temperature	Panel water flow rate	Wall temperature	Heat load	Layout
Standard	18℃	4.3L/min	25℃	222W	Basic Center load dummy
Center load			23℃		
Chilled wall			27℃		
Heated wall			23℃	150W	Convection Fan
Low load			25℃	242W	
Convection(weak)				262W	
Convection(strong)					

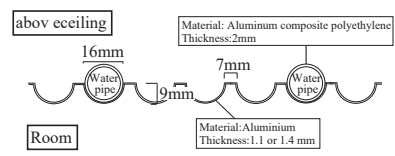


Fig.3 Detail of corrugated panel

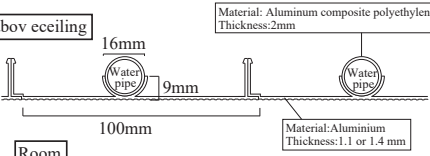


Fig.4 Detail of flat panel

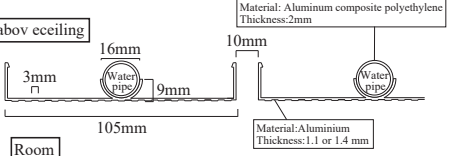


Fig.5 Detail of flat with slit panel

2.3. 測定項目

測定項目を Table 2 に示す。測定間隔は全ての項目において 30 秒とした。

Table 2 Measurement item

Mesurement	Point	Device	Amount
Room air temperature[°C]	Center of room (+10mm,1100mm,1700mm)	T type thermocouple	3points
Globe temperature[°C]	Center of room (+1100mm)	Glove thermometer (Nihon-keiki, JC-3503)	1point
Air temperature above ceiling[°C]	Above ceiling	T type thermocouple	1point
Surface temperature of wall, floor and upper slab[°C]	5points distributed arrangement each side		30points
Panel surface temperature[°C]	Room side of panel surface	Resistance temperature detector (Nihon-densoku, φ1.6)	6points
Panel water temperature[°C]	-		2points
Upper and lower radiative heat transfer amount[W/㎡]	70mm below panel surface	Long and short wave radiometer (Eiko-seiki, MR-60)	2points
Heat flux of wall, floor and upper slab[W/㎡]	center of each side	Heat flow sensor (Eto-denki, M55A)	6points
Heat flux of panel[W/㎡]	4.5points distributed arrangement each side	Heat flow sensor (DENSO, Energy eye)	29points
	5points distributed arrangement each side	Thin Heat flow sensor (DENSO, Energy eye)	6points
	above ceiling side of panel surface	Thin Aluminum vapor deposition Heat flow sensor (DENSO, Energy eye)	6points
Panel water flow rate[L/min]	-	Flowmeter (Aichi-tokei, NW50-PTN)	1point

2.4. 実験結果

本報では温度について報告し、次報で放熱量に関して報告する。

[室内空気温度] 全実験条件における各パネルの室内鉛直温度分布を Fig.6 に示す。(90°回転させている) Fig.6 より、フラット>波型>スリットの順に温度が低くなっていることが分かる。1.7 m の温度が下がっている理由として、冷却されたパネル付近であるためと考えられる。

[パネル表面温度] 全実験条件における各パネルの表面温度を Fig.7 に示す。また、測定点を Fig.8 に示す。Fig.7 より、配管出口に近いほど温度は高くなり、配管直下とそうでない場所では、直下のほうが温度が低いことが分かる。また、波型>フラット>スリットの順に温度が低くなっている。スリットで低いのは、室温が低いためと考えられる。波型がフラットより温度が高くなる理由として、波型は表面積が大きく、表面積に依存する対流成分が増え、その結果表面温度が高くなったと推測される。

[室内側壁面温度] 全実験条件における環境試験室内側壁面温度（東西南北）を Fig.9 に示す。Fig.9 より、フラット>波型>スリットの順に温度が低くなっており、室内空気と対応していることが分かる。

以上の実験結果より、スリット付きフラット型放射パネルが最も性能が高いと言える。また、波型とフラット型では、わずかに波型の方が性能が良い。

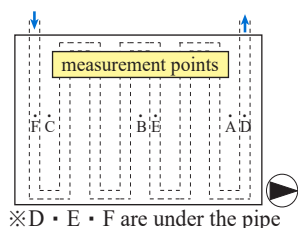


Fig.8 Measurement points

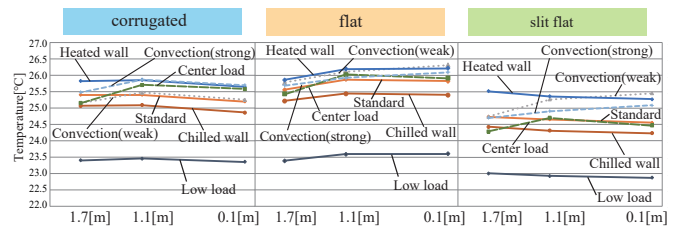


Fig.6 Vertical air temperature

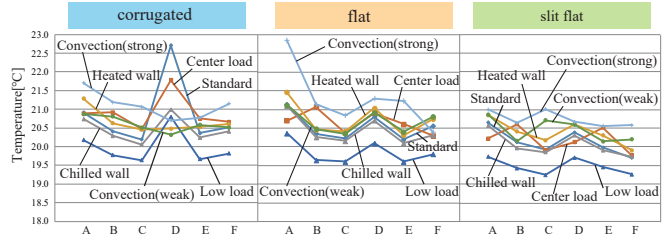


Fig.7 Surface temperature of panel

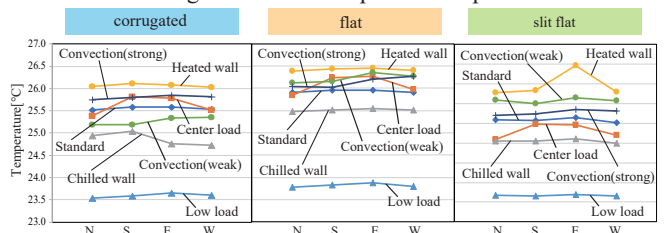


Fig.9 Surface temperature of wall

3. 計算モデル

3.1. 既往研究の計算モデル

伊藤らが構築した放射パネル空調性能簡易予測モデルは、試験室内における熱のやりとりを簡易的にモデル化し、熱収支式を立てることによって、居室空気温度 θ_{la} [°C]、天井裏空気温度 θ_{ua} [°C]、居室側パネル表面温度 θ_{lp} [°C]、天井裏側パネル表面温度 θ_{up} [°C]、配管内平均冷水温度 θ_{water} [°C] の 5 つの温度を算出することができる。熱交換モデルを Fig.10 に示す。

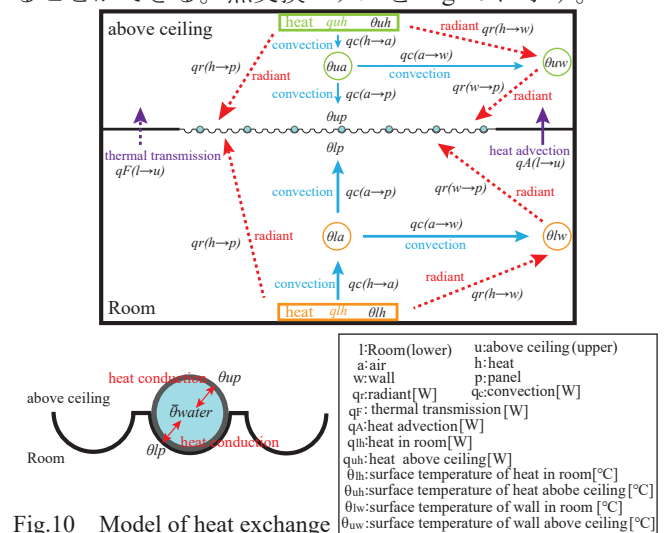


Fig.10 Model of heat exchange

居室空間の熱収支式を (1) 式に、天井裏空間の熱収支式を (2) 式に、居室側パネル表面の熱収支式を (3) 式に、天井裏側パネル表面の熱収支式を (4) 式に、パネル表面と配管冷水の熱収支式を (5) 式に示す。ここで、伊藤らの計算モデルに対し、居室側の熱伝達を放射と対流に分けて計算している。

$$0 = q_{lh} - K_F S_F (\theta_{la} - \theta_{ua}) - \rho_A C_A Q_A (\theta_{la} - \theta_{ua}) - \alpha_{lc} n S_{lp} (\theta_{la} - \theta_{lp}) - \alpha_{lr} n S_{rp} (\theta_{lr} - \theta_{lp}) \dots (1)$$

$$0 = q_{uh} + K_F S_F (\theta_{la} - \theta_{ua}) + \rho_A C_A Q_A (\theta_{la} - \theta_{ua}) - \alpha_{uc} n S_{rp} (\theta_{ua} - \theta_{up}) \dots (2)$$

$$0 = \alpha_{lc} n S_{lp} (\theta_{la} - \theta_{lp}) + \alpha_{lr} n S_{rp} (\theta_{lr} - \theta_{lp}) - K_{ul} n S_p (\theta_{lp} - \theta_{up}) - K_l (\theta_{lp} - \theta_{water,ave}) n L_p \dots (3)$$

$$0 = \alpha_{uc} n S_{rp} (\theta_{ua} - \theta_{up}) + K_{ul} n S_p (\theta_{lp} - \theta_{up}) - K_u (\theta_{up} - \theta_{water,ave}) n L_p \dots (4)$$

$$K_l (\theta_{lp} - \theta_{water,ave}) n L_p + K_u (\theta_{up} - \theta_{water,ave}) n L_p = \rho_w C_w Q_w (\theta_{water,out} - \theta_{water,in}) \dots (5)$$

q _{lh}	heat in room[W]	n	number of panels[number](=6)
q _{uh}	heat above ceiling[W]	S _p	effective area of panel[m ² number](=0.72)
K _F	thermal transmittance of ceiling except for panel[W/(m ² K)](=4.10)	L _p	pipe length per panel[m](=7.6)
S _F	area of ceiling except for panel[m ²](=1.08)	θ _{hw}	surface temperature of heat in room[°C]
ρ _A	specific gravity of air[kg/m ³](=1.166)	ρ _w	specific gravity of water[kg/m ³](=998.2)
C _A	specific heat of air[J/(kgK)](=1006)	c _w	specific heat of water[J/(kgK)](=4182)
Q _A	flow rate between room and ceiling[m ³ /s]	Q _w	water flow rate for panel[m ³ /s](=0.0000717)
α _{lc}	convection heat transfer coefficient of room side panel[W/(m ² K)]	θ _{water,in}	water temperature in entrance[°C]
α _{lr}	radiative heat transfer coefficient of room side panel[W/(m ² K)]	θ _{water,out}	water temperature in discharge[°C]
α _{uc}	heat transfer coefficient of ceiling side panel[W/(m ² K)]		
K _{ul}	thermal conductance between room side of panel surface and ceiling side of panel surface[W/(m ² K)](=227948)		
K _l	thermal conductance between water and room side of panel surface[W/(m ² K)]		
K _u	thermal conductance between water and ceiling side of panel surface[W/(m ² K)]		

式中に含まれる冷水ーパネル表面間熱コンダクタンス K_u, K_l とは、配管 1 m 当たりのパネル配管冷水からパネル表面までの熱コンダクタンスである。この熱コンダクタンス K_u, K_l は一概に求めることができず、未知の値である。既往研究ではパネル送水量の変数となっていたが、理論値と実験値には誤差があった。

3.2. 新計算モデルの考案

3.2.1 目的

パネルの温度分布を考慮することにより、理論的に熱コンダクタンスを算出し、それを組み込んだ新しい計算モデルを考案する。

3.2.2 導出

[1] アルミパネルの温度分布

各パネル同様のため、代表して波型パネルの導出を記す。ここで、アルミ複合ポリエチレン管（以下 AP 管と称す）外側表面温度 $\theta_{Al&PE}$ 、半円部アルミパネル外側表面温度 θ_{ALC} ($\theta_{ALC} = \theta_0$ とおく) はそれぞれ均一であると仮定する。また、アルミは熱伝導がよく、パネルの厚みは $d_p = 0.1$ [mm] と非常に薄いため、居室側パネル表面温度 θ_{lp} と天井裏側表面温度 θ_{up} は等しいと仮定する。($\theta_{up} = \theta_{lp} = \theta_p$) パネルの温度分布モデルを Fig.11 に示す。簡易化のため、波型パネルを直線と仮定している。

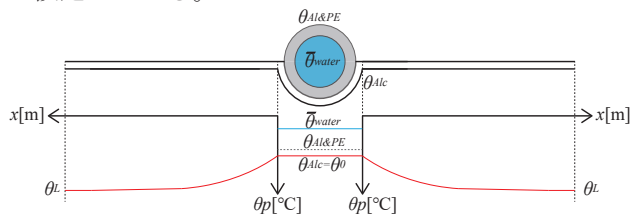


Fig.11 Temperature distribution

Fig.11 のように x 軸、 θ_p 軸 をとり、アルミパネルの表面温度 θ_p を距離 x の関数で表す。 $x=L$ ($=12.75\pi+11.5$ [mm]) は対象領域の境界軸である。アルミパネルの微小区間 dx を切り抜き、この区間における熱収支モデルを Fig.12 に示す。

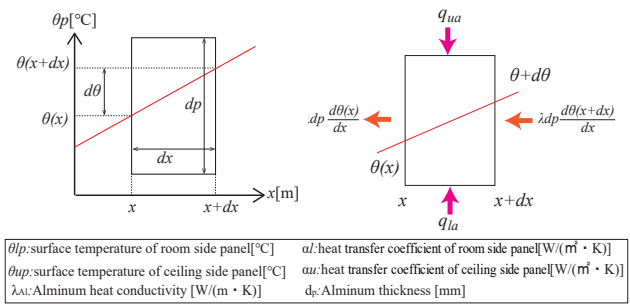


Fig.12 Micro region

天井裏空気から受け取る熱流 $q_{ua} = \alpha_u (\theta_{ua} - \theta(x)) dx$ 、居室空気から受け取る熱流 $q_{ia} = \alpha_l (\theta_{la} - \theta(x)) dx$ 、 $x=x$ の左側から流入する熱流 $-\lambda_{Al} d_p \frac{d\theta(x)}{dx}$ 、 $x=x+dx$ の右側から流入する熱流 $\lambda_{Al} d_p \frac{d\theta(x+dx)}{dx}$ がつりあうため、(6) 式が成り立つ。

$$\frac{d^2\theta(x)}{dx^2} - A\theta(x) = -B \dots (6)$$

$$A = \frac{(\alpha_u + \alpha_l)}{\lambda_{Al} d_p}, \quad B = \frac{(\alpha_u \theta_{ua} + \alpha_l \theta_{la})}{\lambda_{Al} d_p}$$

(6) 式は、「2 階線形非同時微分方程式」である。これを解くと、(7) 式となる。

$$\theta(x) = \frac{B}{A} + C_1 e^{\sqrt{A}x} + C_2 e^{-\sqrt{A}x} \dots (7)$$

C_1, C_2 は未知数であるため、境界条件により求める。

■境界条件 1: $x=0$ のとき、パネル表面温度を θ_0 ($=\theta_{ALC}$) とする。 $\theta_0 = \frac{B}{A} + C_1 + C_2 \Leftrightarrow C_2 = \theta_0 - \frac{B}{A} - C_1 \dots (8)$

■境界条件 2: $x=L$ はパネルの対称軸であり、パネル内を流れる熱流はゼロである。

$$\lambda_{Al} d_p \frac{d\theta(L)}{dx} = 0 \Leftrightarrow C_1 e^{\sqrt{A}L} = C_2 e^{-\sqrt{A}L} \dots (9)$$

以上より、(7) 式は、(10) 式と表せる。

$$\theta(x) = \frac{B}{A} + \frac{\theta_0 - \frac{B}{A}}{1 + e^{2\sqrt{A}L}} e^{\sqrt{A}x} + \frac{\theta_0 - \frac{B}{A}}{1 + e^{2\sqrt{A}L}} e^{-\sqrt{A}x} \dots (10)$$

[2] 熱流 $q_u = Ku(\theta_{up} - \theta_{water})$ 、 $q_l = Kl(\theta_{lp} - \theta_{water})$ の算出

パネル内の熱流を Fig.13 のように区分し、4 つの領域に分ける。

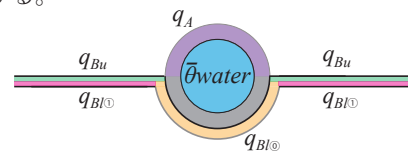


Fig.13 Compartmentalization

■ $q_{Bu}, q_{Bl①}$: アルミパネルを流れる熱流は $x=0$ で流れる熱流に等しい。また、仮定より居室側と天井裏でパネル表面温度は等しいため、 $q_{Bu} = q_{Bl①}$ となる。

よって、

$$q_{Bu} = q_{Bl①} = -\lambda_{Al} d_p \frac{d\theta(0)}{dx} = -\lambda_{Al} d_p \sqrt{A} (C_1 - C_2) \dots (11)$$

※これは $\theta_{la}, \theta_{ua}, \theta_0$ によって定まる値である。

■ $q_A, q_{Bl②}$: 仮定より、配管周りの温度は均一であるため、円管熱抵抗と温度差により算出することができる。

$$q_{Bl②} = \frac{\theta_{Al&PE} - \theta_0}{R_{Bl②}}, \quad q_A = \frac{\theta_{water} - \theta_{Al&PE}}{R_A}$$

$R_{Bl②}$: 配管 1 m 当たりの AP 管外側からアルミまでの円管半分の熱抵抗 [(m²·K)/W]

R_A : 配管 1 m 当たりの AP 管までの円管半分の熱抵抗 [(m²·K)/W]

Table 3 Input of data

Experimental condition	C	F	S	C	F	S	C	F	S	C	F	S	C	F	S	C	F	S	C	F	S
	Standard			Center load			Chilled wall			Heated wall			Low load			Convection(w)			Convection(s)		
q _{lh} [W]	222	222	228	222	222	222	222	222	228	222	228	228	150	149	149	242	242	242	261	262	261
Q _A [m ² /s]	0	0	0.019	0	0	0.026	0	0	0.018	0	0	0.015	0	0	0.015	0	0	0.019	0	0	0.033
θ _{water.in} [°C]	18.34	18.36	18.46	18.37	18.45	18.46	18.30	18.38	18.49	18.44	18.47	18.44	18.36	18.38	18.30	18.35	18.41	18.32	18.32	18.35	18.44
α _l [W/(m ² K)]	9.1	8.9	8.2	10.3	9.1	7.9	8.9	9.7	8.1	9.2	9.4	8.0	8.5	8.8	7.9	10.4	9.2	8.5	13.4	12.4	11.0
α _{lc} [W/(m ² K)]	5.1	3.6	4.2	6.7	4.3	4.3	5.0	4.4	4.2	5.4	4.0	4.2	4.6	3.8	4.0	6.4	3.9	4.6	10.0	7.0	7.6
α _{lh} [W/(m ² K)]	4.0	5.3	4.0	3.6	4.8	3.6	3.9	5.3	3.9	3.8	5.4	3.8	3.9	5.0	3.9	4.0	5.3	4.0	3.4	5.4	3.4
α _u [W/(m ² K)]	3.0	3.3	3.8	3.1	3.3	3.9	2.7	5.6	3.5	3.2	3.4	4.0	3.2	3.5	3.5	3.3	3.1	5.4	3.1	13.0	5.1
θ _{lw} [°C]	25.14	25.71	24.7	25.38	26.06	24.5	24.82	25.38	24.2	25.66	26.17	25.4	23.28	23.53	22.9	25.22	25.96	25.2	25.54	26.06	25.0

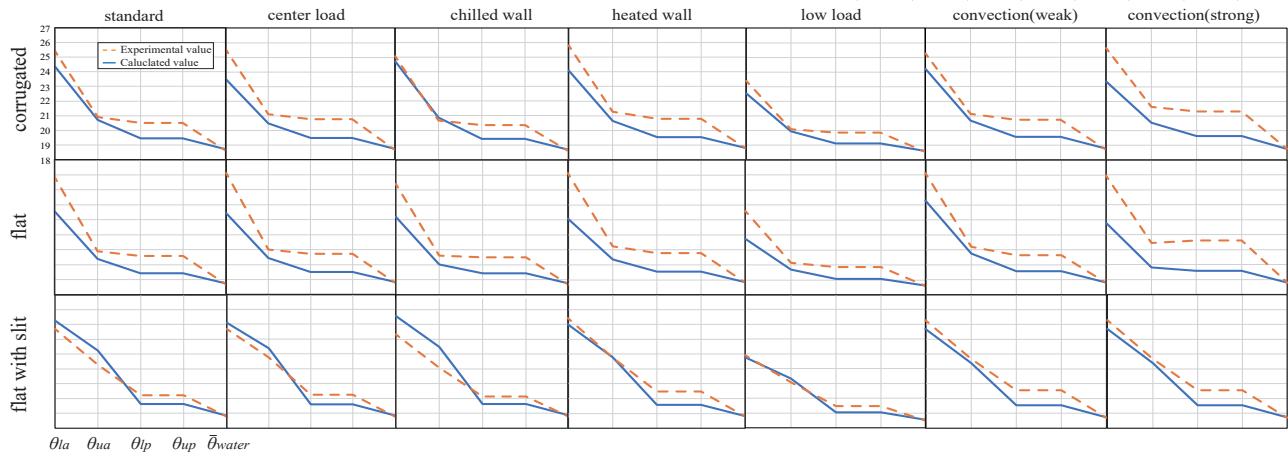


Fig. 15 A comparison between experimental value and calculated value

以上より、冷水から天井裏側パネル表面までの熱流

$$q_u = \frac{\theta_{water} - \theta_{Al&PE}}{R_A} - \lambda_{Al} d_p \sqrt{A} (C_1 - C_2) \dots (12)$$

冷水から居室側パネル表面までの熱流

$$q_l = \frac{\theta_{Al&PE} - \theta_0}{R_{Bl(0)}} - \lambda_{Al} d_p \sqrt{A} (C_1 - C_2) \dots (13)$$

上式には、モデル計算で算出する5つの温度にない温度 θ_0 , $\theta_{Al&PE}$ が含まれている。したがって、 θ_0 , $\theta_{Al&PE}$ を5つの温度のいずれかで表す必要がある。熱流のつり合いより、 $q_B = q_{Bl(0)} + q_{Bl(1)} + q_{Bu} \dots (14)$ (Fig.14)

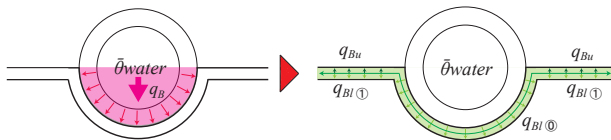


Fig. 14 Model of heat flow

また、 $\theta_p = \theta(L/2) \dots (15)$ と仮定すると、 θ_0 , $\theta_{Al&PE}$ は (16) 式、(17) 式となり、5つの温度で表すことができる。

$$\theta_0 = \frac{(1 + e^{2\sqrt{A}L})\theta_p + B/A(e^{\frac{\sqrt{A}L}{2}} + e^{\frac{3\sqrt{A}L}{2}} - e^{2\sqrt{A}L} - 1)}{e^{\frac{\sqrt{A}L}{2}} + e^{\frac{3\sqrt{A}L}{2}}} \dots (16)$$

$$\theta_{Al&PE} = \frac{R_{Bl(0)}\theta_{water} + R_B\theta_0 + 2\lambda_{Al}d_p\sqrt{A}(C_1 - C_2)R_{Bl(0)}R_B}{R_{Bl(0)} + R_B} \dots (17)$$

$$\ast A = \frac{(\alpha_u + \alpha_l)}{\lambda_{Al}d_p}, B = \frac{(\alpha_u\theta_{ua} + \alpha_l\theta_{la})}{\lambda_{Al}d_p}, C_1 = \frac{\theta_0 - B/A}{1 + e^{2\sqrt{A}L}}, C_2 = \frac{\theta_0 - B/A}{1 + e^{2\sqrt{A}L}}$$

以上から、 q_u, q_l は5つの温度で表すことができる。

3. 2. 3 新計算モデル

既往モデルの q_u, q_l は θ_{water} , θ_{up} , θ_{lp} の変数であるが、(12) 式, (13) 式は θ_{water} , θ_{up} , θ_{lp} , θ_{ua} , θ_{la} の変数である。よって、 K_u, K_l は定数ではなく変数となる。そこで、(12) 式, (13) 式を使用する新しい計算モデルを提案する。

3. 2. 3 新モデル計算結果

各パネルにおいて、実験と同じ条件を入力して計算を行った。入力条件を Table 3 に、実験値と計算値の比較を Fig.15 に示す。各パネルとも、天井裏空気温度 θ_{up} 、配管内平均冷水温度 θ_{water} は精度良く求めることができたが、パネル表面温度 θ_{up}, θ_{lp} は実際の温度より低く算出する傾向がみられた。フラット型の居室空気温度では誤差が大きく、最大 3°C 以上の差が生じた。一方、スリット型では精度良く求めることができた。ここで、スリット型では居室と天井裏とで空気の循環が生じるため、環境試験室の熱収支により移流量を算出している。波型は実験条件により精度にばらつきがみられた。

4. おわりに

本報では、水冷媒放射空調用パネルについて、新たな室内温熱環境簡易予測モデルを構築した。また、実験値と比較し、その妥当性を検討したが、無視できない誤差が生じた。これは、計算に使用した熱伝達率（実験値）や、導出の過程で使用した仮定にあると考えられる。例えば、 $\theta_p = \theta(L/2)$ としたが、パネル温度分布は直線ではないため、これは正確な条件式とは言えない。適切な条件式を与えることで、より正確な計算モデルが作れると予想される。

【謝辞】

本研究は大阪大学と（株）ササクラの共同研究によるものであり、実験にご協力いただいた方々に心より感謝申し上げます。

【参考文献】

- 1) 伊藤清、赤司泰義、三浦靖弘、川村聡宏、天井放射空調モデル化に関する研究（第2報）天井放射パネル空調性能の簡易予測手法の構築、J-29、2016. 9
- 2) EN14240. 2004. Ventilation for building-Chilled ceiling-Testing and rating, European Committee for Standardization, Brussels, Belgium

水冷媒放射空調システム用パネルの性能評価手法に関する研究
 (その4) CFD 解析を用いた各種放射パネル性能の評価
Evaluation of Radiant Ceiling Panel using Water Medium
(Part 4) Performance of Various Panel in CFD Analysis

○竹内 慎 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 松崎 眞子 (大阪大学)
 氏原 正志 (株式会社サクラ)
 Shin TAKEUCHI*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Hisashi KOTANI*¹
 Mako MATSUZAKI*¹ Masashi UJIHARA*²
 *¹ Osaka University *² SASAKURA ENGINEERING CO.,LTD.

While radiation cooling and heating are spreading widely, radiant panel manufacturers have developed various panels. However, the detailed performance measurements have not been conducted sufficiently and the performance evaluation method has not been established yet. In this study, the purpose is to measure the performance of panels with various shapes, which are used in ceiling radiation air conditioning system. In this paper, the results of thermal performance Measurement of three panels in environmental test chamber and reproduction of the experiments in CFD analysis are reported.

1. はじめに

近年、インテリアゾーンの快適性が近年高く求められている。そこで、注目されているのが、放射空調である。放射空調の普及が進む中で、放射パネルメーカーは、様々なパネルを開発してきた。石井ら^[1]はヨーロッパで放射パネルの評価手法として規定されている EN14240^[2]を参考にして、環境試験室実験を行い、表面がフラットな天井放射パネルの熱性能について検証した。しかし、パネル形状によって放熱性能が異なることも報告されており、放射パネル敷設空間において、様々な室内環境が予想される。これらの経緯から本研究では、様々な室内環境下にて、放射パネル形状が放熱特性に与える影響について検討した。本報では、前報での室内温度の検討に加え、放熱特性に焦点を当て、各パネル使用時のパネル放熱量を放射・対流に分離し、その特性について見た。また、CFD 解析によって、室内環境のより詳細な再現、およびパネル性能の把握をした。以上の結果を報告する。

2. 実験概要

実験概要については、前報で述べたため割愛する。本研究で用いた波型パネル、フラット型パネル、スリット付きフラット型パネルを Fig.1～3 に示す。以下、波型、フラット型、スリット型と省略する。

2.1 熱伝達率の算出

各パネル、各実験条件ごとに放射熱伝達率、対流熱伝達率、総合熱伝達率を算出する。Fig.4 に熱流セ

ンサーを用いた放射・対流の切り分け概念図を示す。放射パネル面に放射率の異なる 2 つの熱流センサーを貼付し、測定を行うことで対流と放射を切り分けることが可能となる。本実験では、放射率 0.86 の熱流センサーと放射率 0.05 のアルミ蒸着熱流センサーを用いた。また、本研究で用いた 3 つのパネルの放射率はすべて 0.98 である。

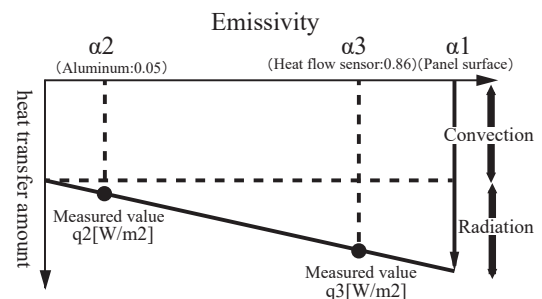


Fig.4 Concept of Separation to Radiation and Convection

Fig.4 にて直線の傾きと直線の切片を求めることができる。それらを用いて、以下を算出する。

単位放射熱伝達率 $[W/m^2]$: 直線の傾き $\times \alpha_1$

単位対流熱伝達率 $[W/m^2]$: 直線の切片

上の値をパネルと室内 MRT、または空気温度との温度差で除したものがパネルの熱伝達率となる。Table1～3 に各パネル、各条件ごとの放射熱伝達率、対流熱伝達率、総合熱伝達率を示す。また、それらの値を全条件について平均した値を Table4 に示す。

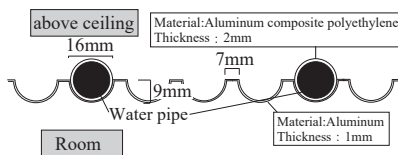


Fig.1 Detail of Corrugated Panel

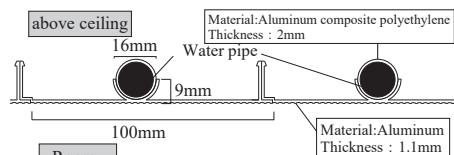


Fig.2 Detail of Flat Panel

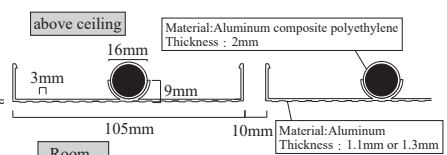


Fig.3 Detail of Flat with Slit Panel

Table1 α_r of Each Panel

Radiative heat transfer coefficient α_r			
	Corrugated	Flat	Flat with Slit
Standard	4.0	5.3	4.0
Center load	3.6	4.8	3.6
Chilled wall	3.9	5.3	3.9
Heated wall	3.8	5.4	3.8
Low load	3.9	5.0	3.9
Low convection	4.0	5.3	4.0
High convection	3.4	5.4	3.4

Table2 α_c of Each Panel

Convective heat transfer coefficient α_c			
	Corrugated	Flat	Flat with Slit
Standard	5.1	3.6	4.2
Center load	6.7	4.3	4.3
Chilled wall	5.0	4.4	4.2
Heated wall	5.4	4.0	4.2
Low load	4.6	3.8	4.0
Low convection	6.4	3.9	4.6
High convection	10.0	7.0	7.6

Table3 α of Each Panel

Total heat transfer coefficient α			
	Corrugated	Flat	Flat with Slit
Standard	8.8	8.9	8.2
Center load	10.4	9.1	7.9
Chilled wall	8.6	9.7	8.1
Heated wall	9.2	9.4	8.0
Low load	8.5	8.8	7.9
Low convection	9.5	9.2	8.5
High convection	14.5	12.4	11.0

Table1を見ると、各パネルについて実験条件による差異は小さいことが確認できる。パネルごとに見ると、フラット型が他のパネルに比べて、値が大きいことが読み取れ、放射成分が大きいことが推測される。

Table2を見ると、各パネルについて実験条件による差異は、対流大条件のみ他より非常に大きくなっていることが分かる。また、波型については、負荷中心条件と対流小条件も大きくなっており、対流現象を促進することで、パネルの対流熱伝達率が增大することが推測される。パネルごとに見ると、波型が全体的に値が大きく、対流成分が大きいことが推測される。

Table3を見ると、各パネルに実験条件による差異は、やはり対流大条件で他より非常に大きくなっていることが分かる。パネルごとに見ると、どのパネルも同様の値を示しており、特筆すべき差異は見られない。

Table4を見ると、上で述べたようにフラット型の放射熱伝達率が大きいことが分かる。そして、波型の対流熱伝達率が大きいことが分かる。スリット型は総合熱伝達率が他より小さい。これは室内の温度が他のパネル使用時より低いと推測される。

2.2 熱伝達量の算出

上で算出した熱伝達率にパネル面積とパネルと室内 MRT、または空気温度との温度差を掛けたものが、パネル熱伝達量となる。また、パネルの天井裏側面にも熱流センサーを貼付しており、その測定値から天井裏側熱伝達量も算出した。以上の放射熱伝達量、対流熱伝達量、天井裏側熱伝達量を合計したものがパネル放熱量である。

各パネルの熱伝達量を各実験条件ごとにまとめた図を Fig.5 に示す。Fig.5 において、Co は波型、Fl はフラット型、Sl はスリット型を示している。

Fig.5 において、パネルごとに傾向を見ると、フラット型の放射熱伝達分の比率が大きいことが分かる。また、波型とスリット型の対流熱伝達分の比率が大きいことが言える。さらに、スリット型は天井裏熱伝達分の比率が大きいことが分かる。条件ごとに傾向を見ると、多くの実験条件で波型の放熱量が一番大きい。逆に、多くの実験条件で、フラット型の放熱量が一番小さい。しかし、全体的な傾向として、各パネルごとに放熱量に大きな差異はないことが確認できる。

Table4 Average Heat Transfer Coefficient of Each Panel

Average heat transfer of all condition			
	Corrugated	Flat	Flat with Slit
Radiative heat transfer coefficient	3.8	5.2	3.8
Convective heat transfer coefficient	6.2	4.4	4.7
Total heat transfer coefficient	9.9	9.6	8.5

Detail of panel heat transfer amount [W]

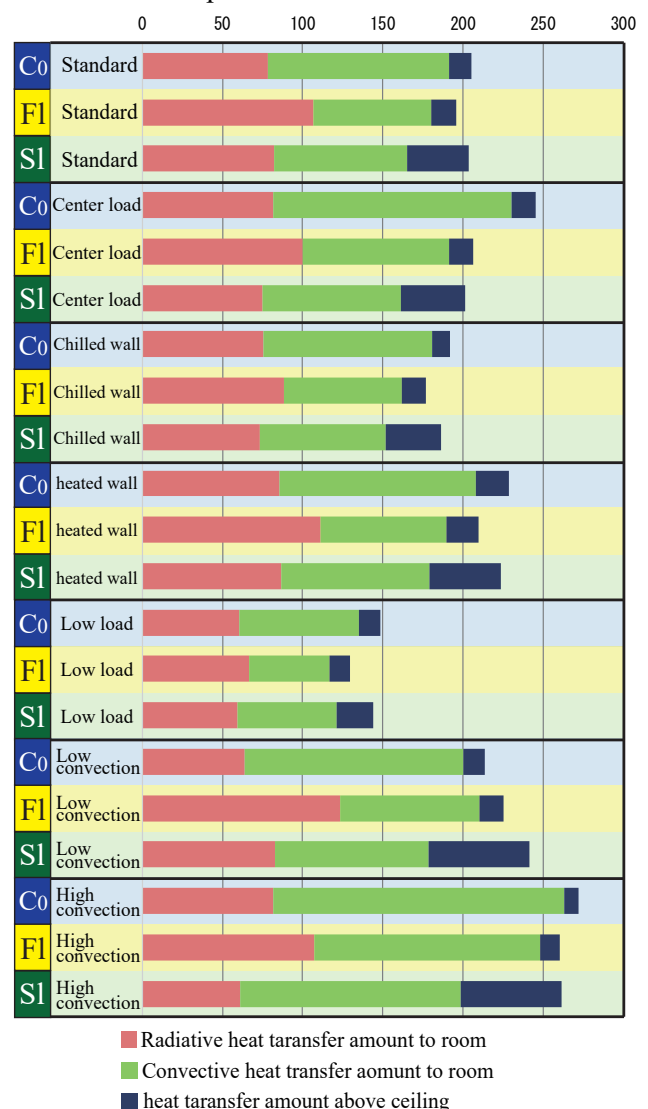


Fig.5 Detail of Panel Heat Transfer Amount

パネルごとに放熱量に大きな差異はないにも関わらず、試験室内の空気温度がパネルごとに異なることから、パネル放熱量の放射と対流、また天井裏への放熱分、それらの比率によって室内がどれだけ冷やされるかが変化することが推測される。

3 CFD 解析の概要

3.1 解析方法

本解析は、前報、本報で述べた実験を再現することを目的としている。よって解析空間は試験室を精密に再現した。パネル面については、実験で配管によって冷やされている部分を温度規定部分として再現した。解析空間平面図、AA' 断面図、フラット型パネル再現図、スリット型パネル再現図を Fig.6～9 に示す。尚、波型については詳細に再現しようとする、メッシュ数が膨大になり、計算が困難だったため、CFD 解析による波型の再現は行っていない。

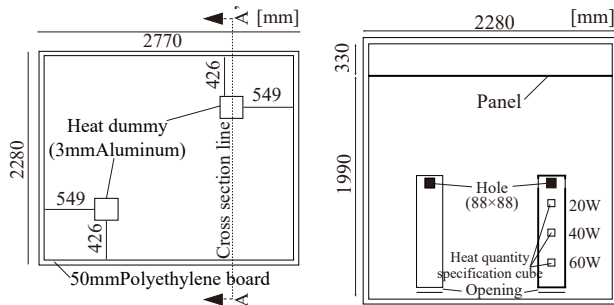


Fig.6 Plan in Analysis

Fig.7 A-A' Cross Section in Analysis

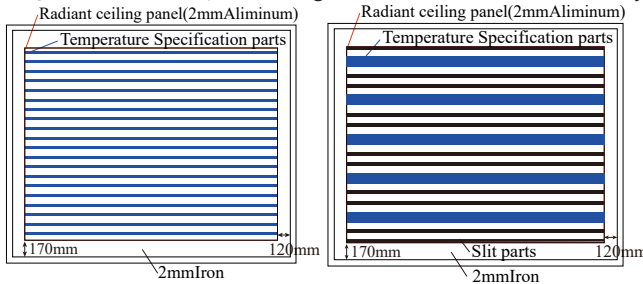


Fig.8 Flat Panel in Analysis

Fig.9 Flat with Slit Panel in Analysis

本研究における CFD 解析は汎用熱流対解析ソフト PHOENICS ver.4.3 を使用した。Table5 に解析条件、Table6 に実験を再現するための境界条件を示す。

Table5 Analysis Condition

Analysis condition		
CFD code	PHOENICS ver.4.3	
Turbulent model	Standard k-ε Model	
Algorithm	SIMPLE	
Discretization scheme	QUICK	
Wall	Enhanced Wall Treatment	
Density	Boussinesq Approximation	
Radiation model	Immersol	
Mesh		
Case name	X × Y × Z	Total mesh amount
Standard	95×115×78	852,150
Center load	98×121×78	924,924
Chilled wall	95×115×78	852,150
heated wall	95×115×78	852,150
Low load	95×115×78	852,150
Convection	129×115×86	1,275,810

Table6 Boundary Condition in Analysis

Boundary condition				
Case name	Panel set temperature	Boundary temperature	Heat load	Layout
Standard	20°C	25°C	240W	
Center load	20°C			
Chilled wall	20°C			
heated wall	20°C			
Low load	19°C	23°C	160W	
Convection	20°C	25°C	240W	

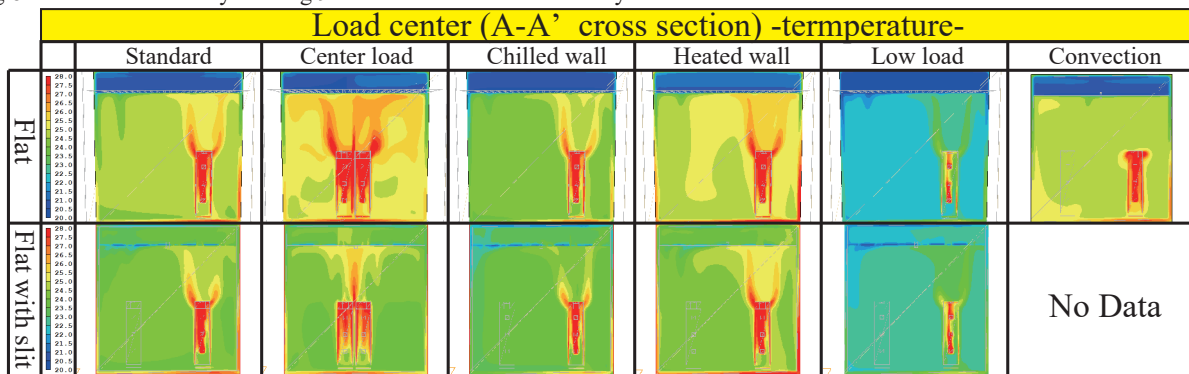


Fig.10 Temperature Contour of Each Panel

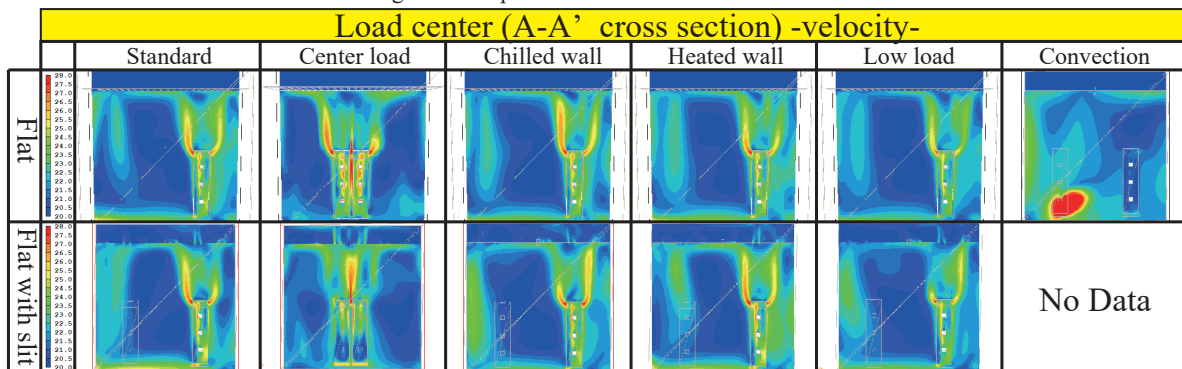


Fig.11 Velocity Contour of Each Panel

3.2 解析結果

(1) 温度・風速

Fig.10、Fig.11 に熱負荷体中心断面における温度コンター図と風速コンター図を示す。Fig.10 を見ると、フラット型では天井裏が非常に冷えていることが分かる。それに対して、スリット型では、天井裏空気温度は居室側空気温度とあまり差異はないことが分かる。しかし、フラット型に比べスリット型は居室側空気温度が低いことが分かり、フラット型で天井裏で冷やされていた空気がスリット型ではスリットにより居室側に流れ込んでいることが推測される。Fig.11 を見ると居室空間の気流の傾向としては両パネルとも大きな差異はないことが確認できるが、スリット型について、壁際の風速が大きいことが分かる。また天井裏空間については、フラット型は全く気流が起きていないが、スリット型については居室空間からの空気の流入が見て取れる。

Fig.12、Fig.13 にフラット型、スリット型使用時の基準条件実験の測定温度と CFD 解析結果の温度に比較図を示す。Fig.12 を見ると、居室側空気温度と壁面温度について、実験値が解析より最大で 1℃ 程度高いことが分かる。天井裏空気温度、床面と上スラブ表面温度については、ほぼ同値を示してい

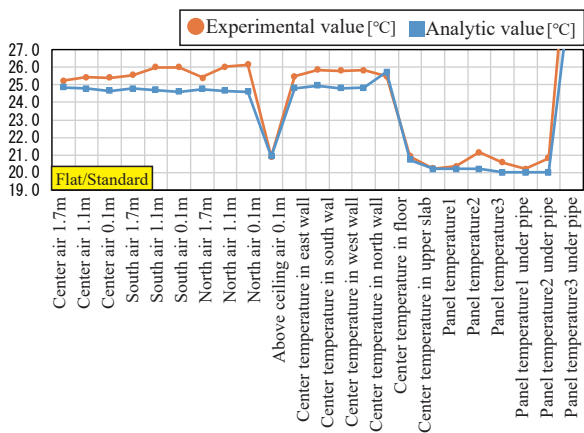


Fig.12 Comparison between Experiment and Anlysis in Flat

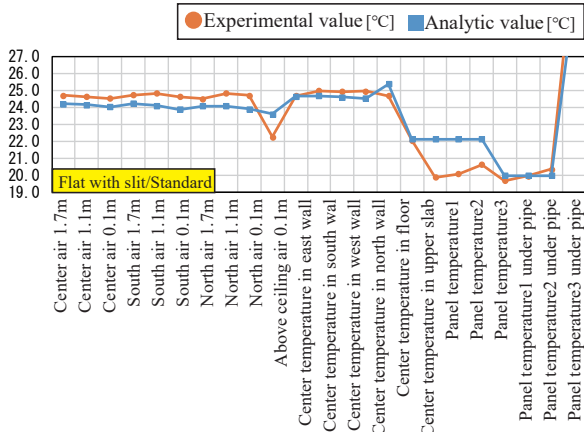


Fig.13 Comparison between Experiment and Anlysis in Flat with Slit

Table7 Comparison between Flat and Flat with Slit in Experiment and Analysis

Heat transfer amount [W]	Flat Analysis (Experiment)	Flat with slit Analysis (Experiment)	Difference in analysis	Difference in experiment
Standard	264(191)	258(187)	6	4
Center load	265(197)	265(181)	0	16
Chilled wall	229(174)	225(172)	4	2
Heated wall	299(203)	292(215)	7	12
Low load	194(124)	165(117)	29	7
Convection	264(221)	No Data(232)	No Data	11

る。パネル表面温度については、実験値の方が高い。Fig.13 を見ると、フラット型と同様に居室側空気温度、壁面温度は実験値の方が高いが、その差異はスリット型の方が小さい。しかし、天井裏空気温度については 1℃ ほど解析値が高く、解析では居室空間と天井裏空間の相互換気が積極的に行われたことが推測される。パネル面温度に関しては、配管直下のパネル表面温度は実験値と解析値がほぼ同値だが、配管直下でない部分には最大 2℃ の差異が見られる。

(2) 放熱量

Table7 にフラット型とスリット型の解析値の放熱量の比較、および実験値の放熱量の比較を示す。Table7 を見ると、実験におけるパネル放熱量より解析における放熱量が大幅に大きいことが分かる。Fig.12、Fig.13 において、解析における居室側空気温度が低かったのはこのためだと考えられる。しかし、フラット型とスリット型の解析による放熱量の比較を見ると、負荷小を除き、差異が小さいことが分かる。実験における放熱量の比較でも、同様に差異が小さい。つまり、実験と解析の結果について、放熱量の大きさは異なるが、フラット型とスリット型の放熱量に差異があまりないことは一致し、実験結果の正しさを解析によって証明できたことが言える。

4. おわりに

本報では、3つの異なる形状を持つ水冷媒式放射空調システム用パネルについて、放熱特性に焦点を当て、各パネル使用時のパネル放熱量を放射・対流に分離し、その特性について見た。形状によってパネル放熱量は変化しないが、対流成分・放射成分・天井裏側放熱成分の比率が変化し、それにより室の状況が異なることが分かった。また、CFD 解析によって、室内環境のより詳細な再現、およびパネル性能の把握をした。パネルの表現方法に改善の余地があることが分かったが、パネル放熱量について、実験と同様の結果を得た。

【謝辞】

本研究は (株) ササクラとの共同研究によるものであり、実験にご協力いただいた方々に心より感謝申し上げます。

【参考文献】

1) 石井義章, 加藤駿, 宮下陽, 山北聡, 岩田博樹, 田辺新一: 環境試験室実験における天井放射パネル熱性能の把握, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 第 3 巻, pp.57-60, 2015.9
2) EN14240.2004.Ventilation for building-Chilled ceiling-Testing and rating, European Committee for Standardization, Brussels, Belgium

テキスタイルダクトと放射天井による対流・放射併用型空調に関する研究
(その3) CFD 解析によるテキスタイルダクト単体使用時の室内空気質・温熱環境評価

Air-Conditioning System Coupling Convection with Radiation

Using Textile Duct and Chilled Ceiling

(Part3) Evaluations for Indoor Air Quality and Thermal Comfort of
Air-Conditioning System Using Textile Duct by CFD Simulation

○鈴木 克治 (大阪大学) 桃井 良尚 (福井大学)

山中 俊夫 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)

Katsuharu SUZUKI^{*1} Yoshihisa MOMOI^{*2} Toshio YAMANAKA^{*1} Hisashi KOTANI^{*1}

^{*1} Osaka University ^{*2} Fukui University

Textile duct ventilation is a remarkable air-conditioning system because it can supply large air volume with a very low speed of air velocity. As compared with the conventional air-conditioning system, the ventilation rate can be reduced without compromising occupants' thermal comfort in the textile duct ventilation system, which can supply fresh air only around occupied zone. In this paper, the indoor air quality and thermal comfort were surveyed in the case of only using textile duct as air-conditioning system by CFD simulation. Finally the design chart of IAQ classified by Ar was suggested.

1. はじめに

大風量・低風速吹き出しにより、居住者にドラフト感を与えない空調システムとして、近年テキスタイルダクト (以下、TD) が注目されている¹⁾²⁾。これは通気性のある不燃性の布でできた円筒形や半円筒形のダクトであり、Fig. 1に示すように温度差によって居住域周辺に新鮮空気を提供するため、従来型混合換気と比較して、居住域の室内空気質・温熱環境改善に役立つと考えられる。Fig. 2に、床面を天井面とみなしてTDより暖房気流を吹き出した冷房想定気流の可視化写真 (冬季に撮影) を示す。他にもTDには次のような利点がある。

- ・従来の混合換気方式に比べて低風速で吹き出すため、居住者にドラフトを感じさせず、汚染質を混合しない。
- ・レイアウトの面でフレキシビリティに優れ、取り付けが簡単で、洗濯もでき、衛生的である。

桃井ら³⁾はTDと水冷式の放射天井を併用した空調システムを有するオフィスを模擬した実験を行い、サーマルマネキンを用いて温熱環境評価を行っている。本研究では、TDを用いた室の空気質・温熱環境評価を行い、最適な空調システムの組み合わせ及び設計手法の確立を目指す。本報では、TDのみを空調システムとして用いた標準的なオフィスを想定した室の空気質・温熱環境をCFD解析し、空気質指標をAr数で整理した結果を示す。

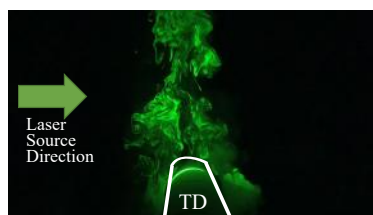
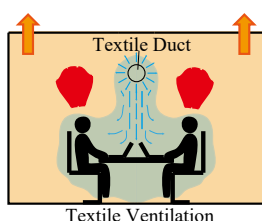


Fig. 1 Air Distribution Strategy Fig. 2 Visualization of TD Plume

2. 標準オフィスモデル

解析空間として、Fig. 3に標準的な3.6×3.6mモジュールで構成され2つの執務空間をもつセンターコア方式のようなオフィスを示す。実際の解析空間はインテリアゾーン内に存在するものとし、Fig. 3に示す1モジュールの一部分のみを解析した。解析空間は上下左右対称となるようにし、側壁に対象境界面を採用して解析を簡略化した。TD方式と比較する混合換気 (MV) 方式の吹き出し口のモデル化手法をFig. 3中の左に示す。Fig. 4に平面レイアウト及び天井レイアウトを、Fig. 5にパースを、Fig. 6に立面図を示す。各モジュールには6人が作業を行えるワークスペース (人体6人、机6つ、ノートPC6つ、OA機器2つ) が設けられている。また、Fig. 6のように本解析では主に「吹出し方式に関する検討」と「TD設置位置に関する検討」を行い、それぞれTD方式はMV方式よりも優れているか、またTDの設置位置はどこ (机の上、人体の上、廊下の上) が良いか、という観点から解析結果を整理した。また前者では、MV方式モデルの階高を3.0mまたは2.6mの2通り設定した。これは、TD方式は天井裏のダクティングが不要なため、天井高を

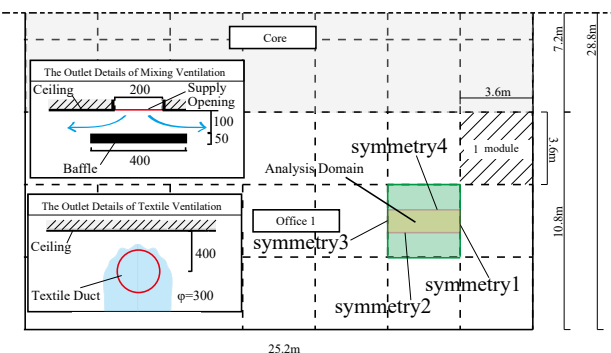


Fig. 3 Plan of Standard Office

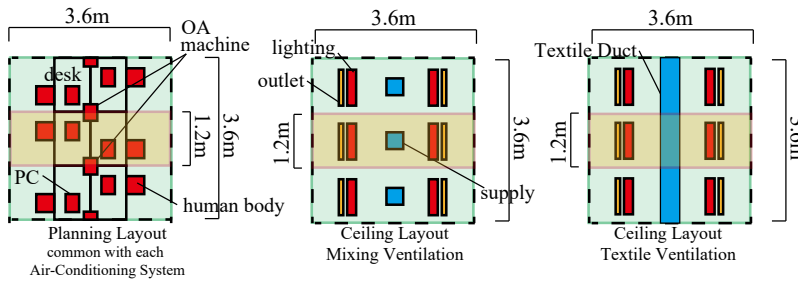


Fig. 4 Planning with each Model (Mixing / Textile)

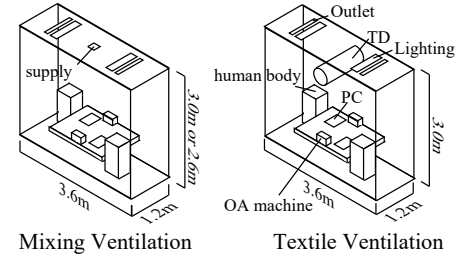


Fig. 5 Perth with each Model (Mixing / Textile)

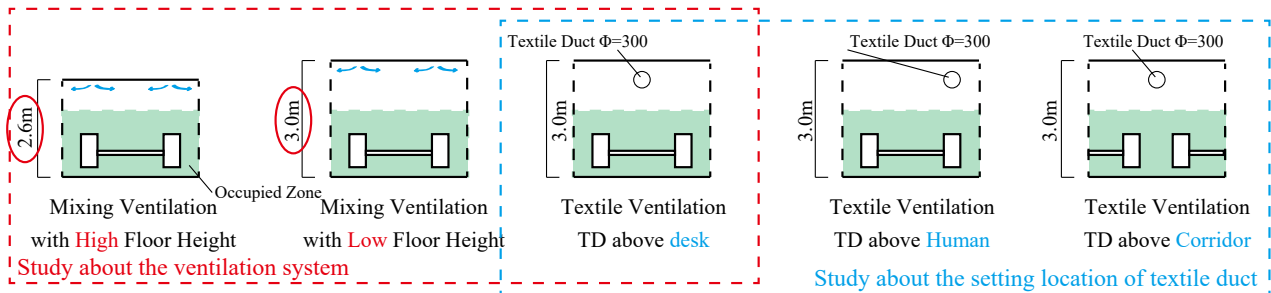


Fig. 6 Elevation of Analysis Domain (ventilation system / setting location of TD)

MV方式に比べて高であるためである。一方、階高を変えたことによる影響も考慮するため、MV方式ではTD方式と同じ階高の条件も設定した。Table 1に発熱条件を示す。発熱条件には、「全員着席時」と「半分着席時」の二通りを想定し、各値は文献⁴⁾により決めた。Table 2に解析条件を示す。流れ場・温度場・濃度場(CO₂、トレーサーガス)を解析し、誤差の収束、収束解を得られたか、熱量収支バランス等の観点から解析精度を担保した。また、Table 3に各解析ケースの境界条件を示す。各境界条件は完全混合時に熱負荷を取り除ける換気量、温度差を設定した。MV方式では温度差は2,4,6°C差、TD換気方式では温度差は8,12,16°C差としたが、これは予備解析で8°C以上の温度差にしないとTDからの気流が下降しなかったためである。

3. 乱流モデルとメッシュ分割による予備解析

TDを空調システムとして用いる場合、Chenらによって標準k-εモデルの有用性が示されている⁵⁾。また、吹出し気流が10²[m/s]オーダーと非常に低風速になるため、乱流モデルとして低Re型k-εモデル(Abe-Kondoh-Naganoモデル; AKN)についても検討を行った。また、乱流モデルの違いとメッシュの細かさをパラメータとして予備解析を行った(Table 4)。

メッシュ数は、標準分割(standard)では壁面回り・人体回りは20mm、周辺は40mmで分割し計836,700メッシュ、詳細分割(fine)では壁面回りは10mm、人体回りは20mm、周辺は40mmで分割し計5,735,400メッシュとした。Fig. 7に各ケースの壁面近傍第一メッシュの平均(および最大、最小)y⁺[-]を示す。細かく分割したcaseC,Dで壁面近傍第一メッシュが粘性底層付近まで達している。SKEでは壁関数としてEWTを採用しているため、y⁺[-]値の影響はないと思われる⁶⁾。

Table 1 Heat Value Condition

Name	Heat Value[W]	Number [-]		Note
		All member	Half member	
Human body	60	2	1	with CO ₂ supply surface
Laptop	30	2	1	-
Lighting	32	2	2	60% on Lighting position, 40% on desk and floor
OA Machine	150	1	1	calculated as 1,500W each module and 30% of load ratio
Total Heat Gain [W]		394	304	

Table 2 Analysis Condition

CFD Code	ANSYS FLUENT 16.1
Turbulent Model	Standard k-ε Model Low Re k-ε Model (Abe-Kondoh-Nagano; AKN)
Algorithm	SIMPLE
Discretization Scheme	Body Forced Weighted (pressure term) / QUICK (others)
Mesh	Mixing Ventilation 836,700 Textile Ventilation 5,735,400
Inlet	The Boundary Condition is referred Table 3.
Outlet	Natural Flow out (Flow Reserved)
Wall	Floor and Ceiling no slip, Insulation, Enhanced Wall Treatment Side symmetry
Contaminant	tracer-gas generated as space uniform (Passive Contaminant) CO ₂ 0.02[m ³ /h], 100% of CO ₂ is generated by human body.
Density	Boussinesq Approximation

Table 3 Boundary Condition

Mixing Ventilation					
case No.	Velocity [m/s]	Temperature[°C]	Target Temp.[°C]	Room Height[m]	Heat Value[W]
1	4.11	24	26	3.0 or 2.6	394
2	2.04	22			
3	1.35	20			
4	3.17	24			304
5	1.58	22			
6	1.04	20			
Textile Ventilation					
case No.	Velocity [m/s]	Temperature[°C]	Target Temp.[°C]	Duct Diameter[m]	Heat Value[W]
1	0.036	18	26	0.3	394
2	0.028	16			
3	0.023	14			
4	0.028	18			304
5	0.022	16			
6	0.018	14			

Table 4 Preliminary Analysis cases

		Mesh	
		standard	fine
		case A	case C
Turbulent Model	SKE	case A	case C
	AKN	case B	case D

Fig. 8 に予備解析の結果を風速ベクトル図で示す。TD からの明確な下降気流が見られるのは **caseD** のみであり、他のケースでは下降気流となっていない。よって、以後 TD 方式の場合は **caseD** を用いる。一方、MV 方式の場合は **caseA** で十分な精度が得られた。

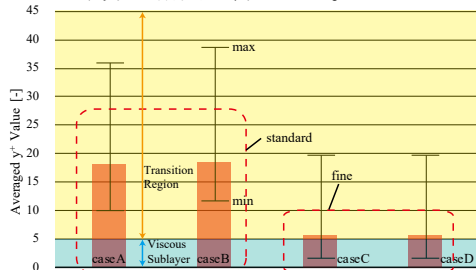


Fig. 7 Averaged y^+ Comparison (Preliminary Analysis)

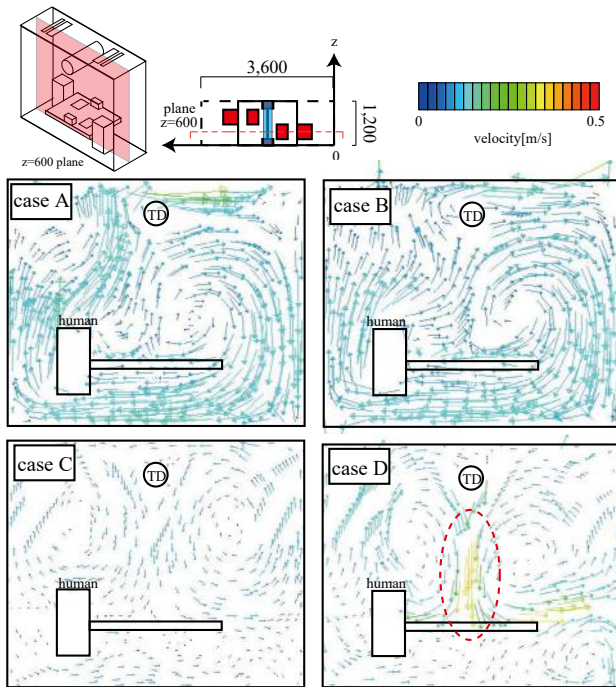


Fig. 8 Velocity Vector on plane $z=600\text{mm}$ (Preliminary Analysis)

4. 吹出し方式に関する検討

Fig. 9 に TD を机の直上に設置した条件 (**case1**) の結果 (風速コンター、鉛直分布) を示す。TD には 0.036m/s の初期風速のみ与えたが、TD 直下 ($(x,z)=(1,800,600)$) では一部風速が最高 0.4m/s にまで達している。これは、Fig. 8 のベクトル図 (**caseD**) より、周辺空気の巻き込みにより風速が増加したものと考えられる。

次に、各ケースの上下温度差分布を Fig. 10 に示す (ただし TD 換気方式の **case5, 6** は収束が不十分である可能性がある)。一般的な居室において、居室上部で高温で、床近傍が低温である室内では、熱的不快感を生じ、ASHRAE Standard 55-2013⁷⁾ によると頭部温度と脚部温度差が 3°C 以内となることが居住者の温熱環境上望ましいとされている。一般的に頭部が脚部より冷える逆転現象 (頭寒足熱) が起こることはま

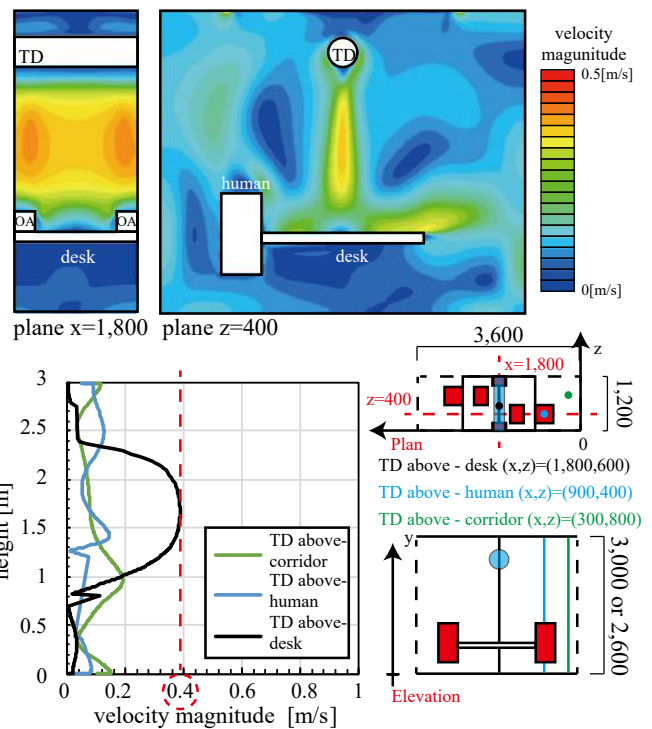


Fig. 9 Velocity Contour and vertical distribution (**case1**)

れだが、これはより望ましいこととされている。結果より、上下温度差はいずれの換気方式でも推奨値以下であるが、TD 方式において「頭寒足熱」が観測され、より望ましい温熱環境を形成したといえる。TD による下降気流が頭部を局所的に冷却するためである。

Fig. 11 に各ケースの規準化居住域濃度 C_n を (居住域平均濃度 C_a と排気濃度 C_e の比 ($C_n=C_a/C_e$)) を示す。居 TD 方式において、MV 方式の場合よりもわずかに優れた値を示した。MV 方式では階高によらず特に高風速の **case1** で滞留が見られた。よって空気質・温熱環境双方の面から TD 方式は MV 方式よりも優れているといえる。

5. TD 設置位置に関する検討

Fig. 12 に 3 か所の TD 設置位置 (Fig. 6 右側に示す 3 か所で、机上、人体上、廊下上) について検討した上下温度差分布を示す。机上で最も良い値を示すのは、TD 下降気流が机に衝突し、冷気が居住域に効率的に供給されるためと思われる。一方人体上に設置した場合、TD 下降気流が人体からの上昇プルームと衝突し、居住域に冷気が到達しないため、上下温度差ができると考えられる。

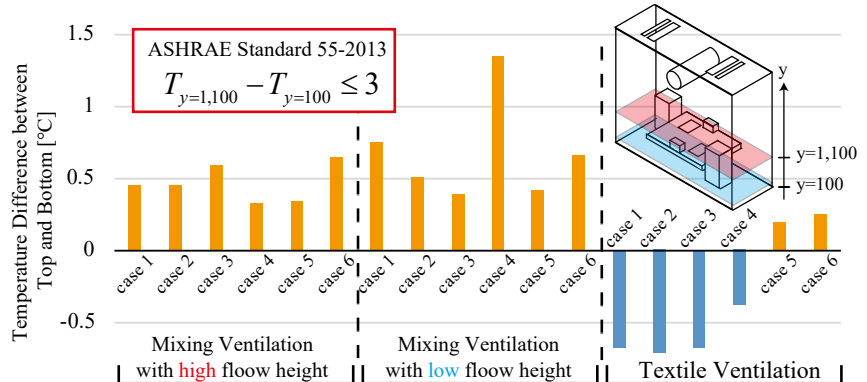


Fig. 10 Temperature Difference between Top and Bottom (ventilation system)

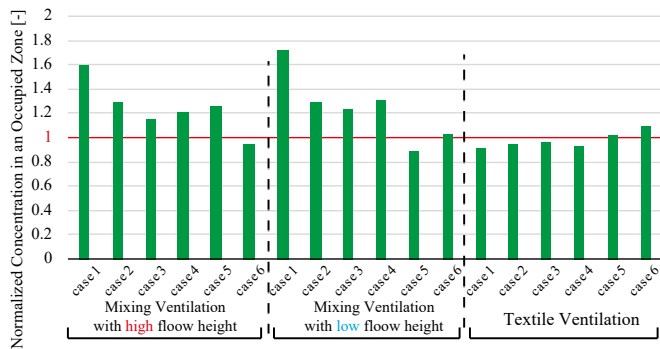


Fig. 11 Normalized Concentration in an Occupied Zone (ventilation system)

6. Ar 数 - 空気質指標相関

アルキメデス数 Ar は室の気流分布を支配する吹き出し気流風速と温度差を考慮した無次元数であり、 Ar 数により空気質指標を整理する。 Ar 数を下式で表す。

$$Ar = \frac{g\beta L(T_{out} - T_{in})}{u^2}$$

g ; 重力加速度 [m/s^2], β ; 体膨張率 [$1/K$], L ; 代表長さ [m],

u ; 吹き出し風速 [m/s], T_{in} ; 吹き出し温度 [K], T_{out} ; 周辺温度 [K]

MV 方式の場合代表長さには吹き出し口の短辺スロット幅を用いるのが一般的であるが、本解析では Ar 数が小さくなりすぎることと、階高の影響を考慮し、階高を用いた。Fig. 13 に、 Ar 数を横軸に、汚染質除去効率 (CRE)、規準化居住域濃度 (C_n)、居住域平均空気齢、空気交換効率を縦軸にプロットした図を示す。

- ① Ar - CRE 相関 ... 混合換気方式の場合は正の相関、TD 方式の場合設置位置によらず横這いである。
- ② Ar - C_n 相関 ... 混合換気方式の場合、階高の差によらずやや負の相関が見られる。TD 方式の場合、設置位置によらず横這い～やや正の相関がみられる。
- ③ Ar - 居住域平均空気齢 ... 対数関数的正の相関をもつ。
- ④ Ar - 空気交換効率相関 ... 混合換気方式の場合、階高によらず正の相関が見られ、TD 方式の場合、設置位置によって関係が異なり、TD 位置によって室の空気質が異なる。

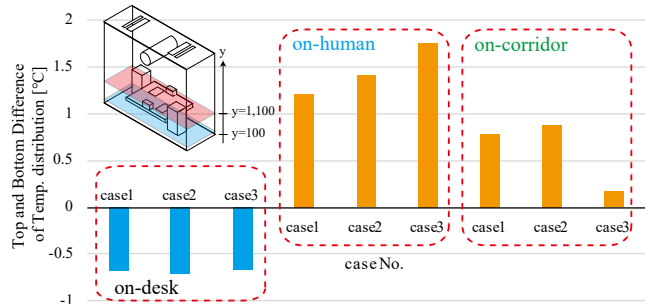


Fig. 12 Temp. Difference Top and Bottom (location of TD)

4. おわりに

本報では TD 方式を採用したオフィスの CFD 解析を行い、各空気質指標を Ar で整理した。また、予備解析により TD を CFD 解析に用いる際に最も適切な乱流モデルの選択、メッシュ分割を明らかにした。また、流れ場 (Re 数) と各空気質指標との相関は、 Re - C_n 相関を除いて基本的に負の相関関係であった。風速コンター図を確認すると、TD 方式において吹き出し気流が居住域に到達し、居住域が良く換気されている様子がうかがえた。

【参考文献】

- 1) 中川浩明：不燃性と通気性を有するソックダクトの性能評価及び業務用厨房における実測評価，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp.41-44,2015.9
- 2) P.V.Neilsen:Air Distribution in Rooms Generated by a Textile Terminal-Comparison with Mixing and Displacement Ventilation, ASHRAE Transaction, Part8, pp.733-739, 2005.6
- 3) Y.Momoi,G.Ntosti,S.Moiragias,Z.Bolashikov,A.Melikov. Thermal Environment of Textile Based Ventilation Combined with Chilled Ceiling.Proceedings of Clima 2016 congress, Aalborg, Denmark. 2016.
- 4) 空気調和・衛生工学会：空気調和・衛生工学便覧基礎編，p338, 2010. 2
- 5) Fujiang Chen, Huanxin Chenb, Hong Wanga, Shuli Wanga, Jinliang Wanga, Xiaobing Wanga, Zhong Qiana; Parametrical analysis on characteristics of airflow generated by abric air dispersion system in penetration mode; Energy and Buildings 67;pp.365-373; 2013
- 6) 空気調和・衛生工学会：CFD ガイドブック，pp. 16-20, 2017. 11
- 7) ASHRAE, 2013, ANSI/ASHRAE Standard 55-2013, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, Atlanta:ASHRAE

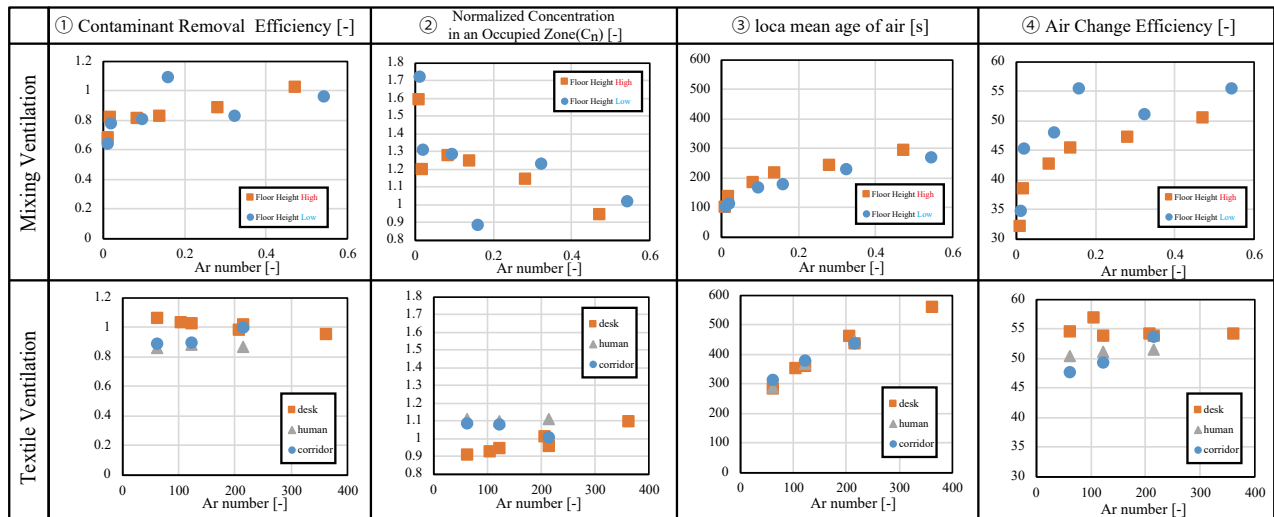


Fig. 13 The Correlation between Ar number and Index of Indoor Air Quality (All cases)

PAC を用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究 (その 1) 冷房時における室内温熱環境特性

Cooling and Heating Performance of Ceiling Radiant Membrane Air Conditioning System with PAC (Part1) Indoor Thermal Environment under Cooling Condition

○北風 晴都 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 蔵永 真理 (大阪大学)
 前田 龍紀 (竹中工務店) 中野 諒 (竹中工務店)
 Mari KURANAGA*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Hisashi KOTANI*¹
 Haruto KITAKAZE*¹ Tatsunori MAEDA*² Ryo NAKANO*²
 *¹Osaka University *²Takenaka Corporation

Recently, there have been growing interest in radiant air conditioning systems which can save energy and can create a comfortable indoor environment. In this study, the authors suggest a ceiling radiant membrane air conditioning system with PAC which we can install more easily than usual one. This conditioning system controls the indoor environment by the radiant effect of membrane and the advection through membrane. We conducted the experiment to obtain the knowledge about indoor thermal environment under various conditions with using this cooling system. We considered what is affected to indoor thermal environment.

はじめに

近年、省エネルギー性と快適性を両立させた放射空調への関心が高まっている。放射空調は、気流感がなく温度ムラの少ない室環境を提供できる反面、設置が難しいという側面がある。そこで本研究では一般的に広く導入されているパッケージエアコン (以下 PAC) を用いた簡易的に導入可能な空気式放射空調を提案する。本報では、本空調方式を導入した室で実大実験を行い、得られた温熱環境特性の結果について報告する。

1 膜天井放射空調システムの概要

膜天井放射空調システムとは、PAC が設置されている室の天井下部に通気性のある不燃性の膜を張り、膜の放射効果と PAC から吹出された空気が膜を通して膜上から居住域に移流することにより室を空調するというものだ (Fig. 1)。放射効果により気流感がなく温度分布の小さい室環境を提供できるとともに、膜上からの移流により室内環境に適した PAC の運転が可能になると考えられる。

2 実験概要

2.1 実験室概要

実験は、2017 年 11 月 23 日～2018 年 2 月 5 日に行った。

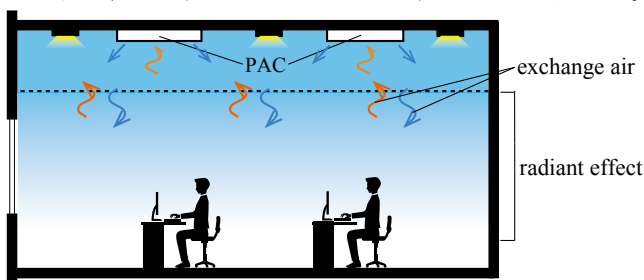


Fig. 1 Outline of Ceiling Radiant Membrane

Air Conditioning System with PAC

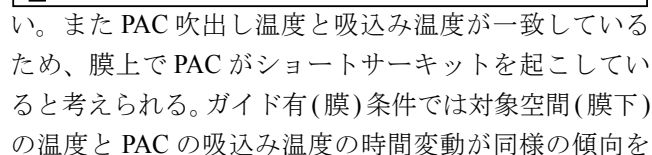
ただし、本実験は夏季を想定した冷房実験である。実験室は、内寸 7.0×6.13m の室を壁 (ガラスウール 50mm、プラスターボード 12.5mm) で区切り、壁の内側空間 (以下、対象空間) は室内、外側空間は屋外を想定している。対象空間の内寸は 4.41×4.01m、高さ 3.44m であり、床上 3.14m の高さにソックダクトに用いられる布と同様の開口率 2.6% の不燃性の膜を張った。

PAC は 4 方向天井カセット型 (三菱電機株式会社、PLZ-ERP140EF) PAC が 2 個設置されている。PAC の運転制御のための温度センサーは吸込み口直上に設置されており、そこで測定された温度が設定温度と差異があった時に ON-OFF 制御が起こる。また、実験室天井部に全熱交換型換気機器が設置されていたが、完全に塞いで実験を行った。平面図を Fig. 2 に、断面図を Fig. 3 に示す。

発熱体の位置は、Fig. 2 に示す。人体発熱としてブラックランプ (53W/ 個) を床上 0.6m の高さに配置し、機器発熱として白熱電球 (100W/ 個) に、照明発熱として電気毛布 (50W/ 個) をそれぞれ床上に配置した。総発熱量は 812W としたが、低熱負荷条件 (Case2) における総発熱量は機器発熱を除き 412W、高熱負荷条件 (Case6) ではブラックランプの個数を増やし計 1236W とした。

またガイド有の 2 条件では外気温の影響で PAC による冷房運転ができなかった。そのため外側空間にヒーター (4 台) とサーキュレーター (4 台) を設置し、外側空間の温度を上昇させて実験を行った (Fig. 2)。

温度測定点は、Fig. 2 中の P1～P5 のそれぞれ鉛直方向高さに 7 点設けた。壁温度については Fig. 2 中の W1～W12 の壁の内外にそれぞれ鉛直方向高さ 3 点ずつ設けた。また、Fig. 2 中の各 PAC の吸い込み口に各 1 点、吹き出し口に各 4 点、膜上に 3 点設けた。



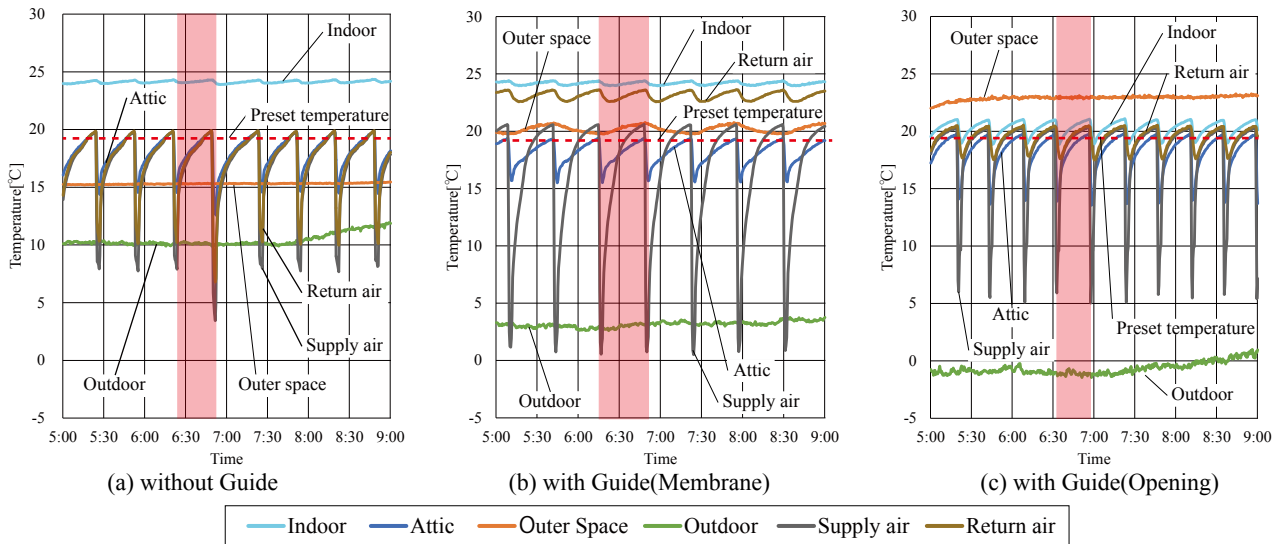


Fig. 4 Temperature change

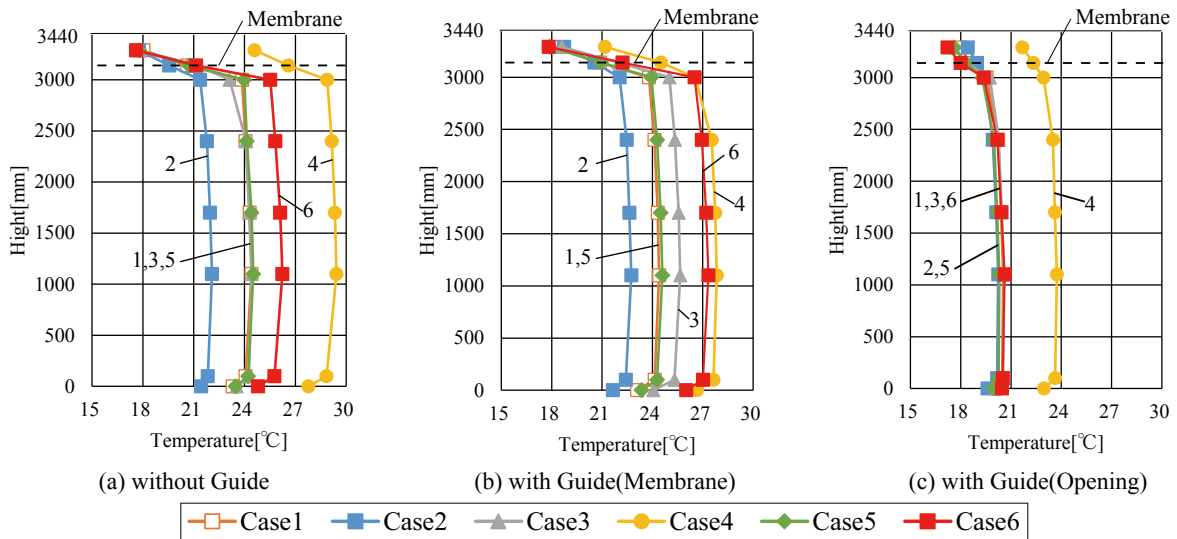


Fig. 5 Vertical profile of temperature in comparison with each case

示しており、PACのショートサーキットを防ぐことができていられる。ガイド有(開口)条件では、PACの吹き出し温度と対象空間(膜下)の温度が同様の値をとっていることがわかる。Fig. 6は、各ケースの対象空間(膜下)とPACの設定温度の温度差を示す。ガイド有(開口)条件では設定温度と対象空間(膜下)の温度差が最も小さく、移流量(交換空気量)も大きい¹⁾ため、PACが室内環境に適した運転をしているといえる。

3.2 ケース間での比較

Fig. 5はケース間で比較した鉛直温度分布を示している。いずれの条件でも温度分布が均一であり、FL+100mmとFL+1700mmとの上下温度差が3°C以内²⁾という推奨値を下回っている。

ガイド無条件ではCase1(基準)、Case3(風量最小)、Case5(吹き出し30°)の温度が概ね一致しており、PACの吹き出し風量や吹き出し角度が温度分布に与える影響は少ないといえる。ガイド有(膜)の条件では、Case1(基準)、Case5(吹き出し30°)の温度が概ね一致しており、吹き出し

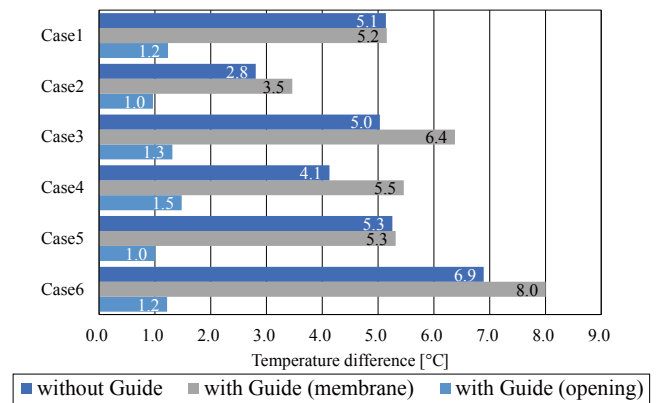


Fig. 6 Temperature difference between indoor and preset

角度が温度分布に与える影響は少ないといえる。

ガイド有(開口)の条件ではCase4(高温設定)以外は温度が一致しており、設定温度が鉛直温度分布に与える影響が大きいといえる。

3.3 膜条件間での比較

Fig. 7はCase1～6を膜の3条件間で比較した鉛直温度分布を示す。いずれのケースもガイド有(開口)の条

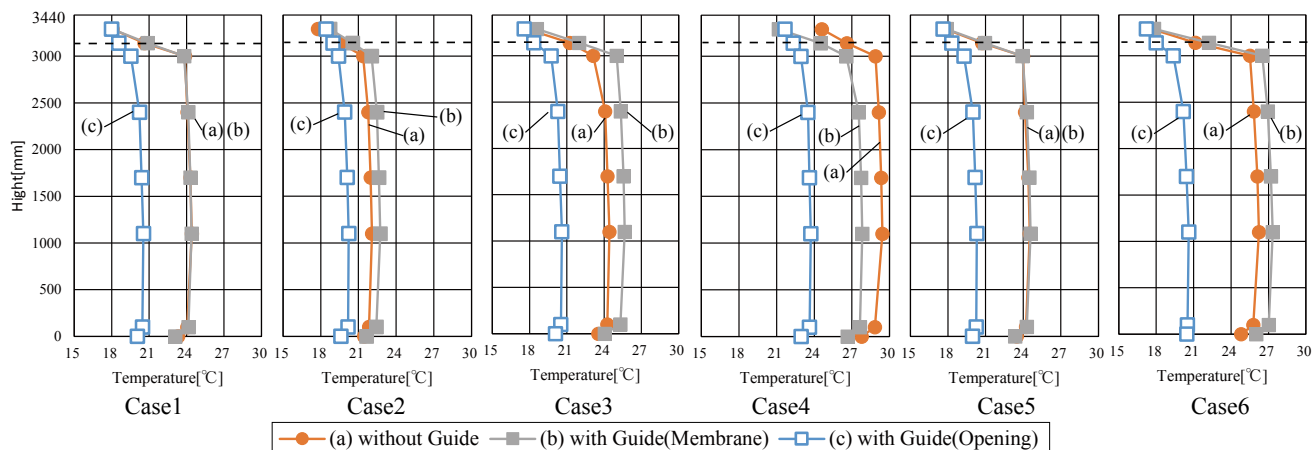


Fig. 7 Vertical profile of temperature in comparison with each condition of membrane

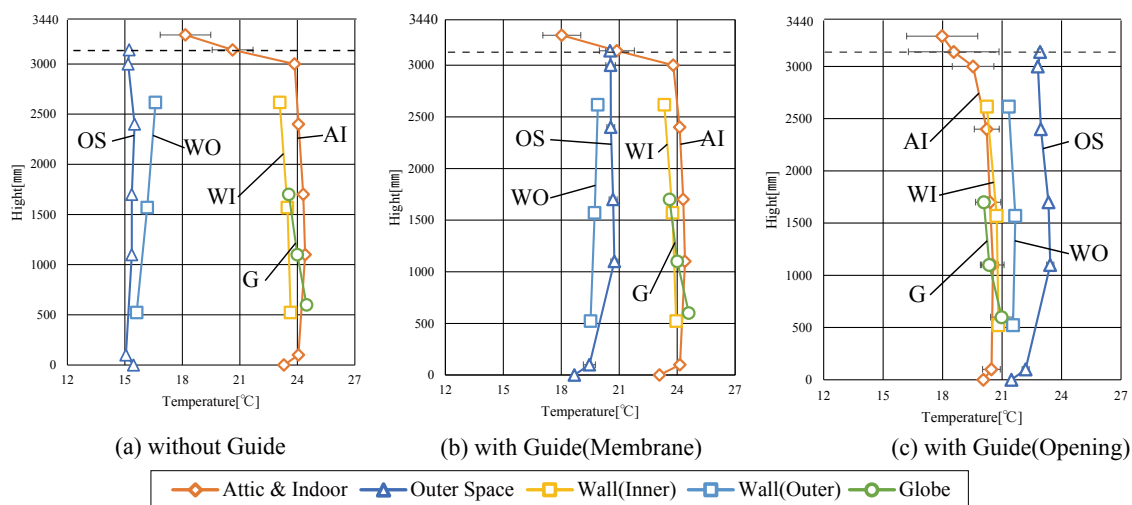


Fig. 8 Vertical profile of temperature of each part (Case1)

件が温度が最も低く、対象空間を冷やしている。またガイド有 (開口) の条件は PAC の設定温度の 19°C(Case4 は 22°C) に近い値になっていることがわかる。

膜上の温度についてガイド無、ガイド (膜) 条件に比べて、ガイド有 (開口) 条件は対象空間の温度との差が小さいことから、膜を介して膜上と膜下の空気が混合していることがわかる。

3.4 各要素部分温度の比較

Fig. 8 はガイド無、ガイド有 (膜)、ガイド有 (開口) の Case1 の各要素の平均の鉛直温度分布を示す。いずれの膜の条件でも各要素は温度分布は同様の傾向を示した。ガイド有 (開口) 条件では、対象空間が最も低くなっており最も冷房効果があるといえる。

グローブ温度について、いずれの条件でも床上高さが高くなるにつれ温度が低下している。対象空間の温度と比較すると FL+900mm 付近より低い位置では、発熱体からの放射の影響が大きく、一方高い位置では膜による放射冷房効果の影響が大きいと考えられる。

4 まとめ

本報では、膜天井放射冷房運転下での実大実験を行い、本空調システム運転下での室内の温熱環境特性に関する

以下の知見が得られた。

- (1) ガイドにより膜上での PAC のショートサーキットが解消された。
- (2) ガイド有 (開口) 条件は、最も冷房効果があり、PAC が室内環境に適した運転をしている。
- (3) いずれの膜の条件でも Case1 では、FL+900mm 以上の位置では膜による放射効果が見られた。

今後は膜についての検討や、熱収支モデルの作成を行っていく所存である。

【謝辞】

本研究は、(株) 竹中工務店との共同研究であり、関係者各位に謝意を表します。

【参考文献】

- 1) 蔵永真理, 山中俊夫, 甲谷寿史, 北風晴都, 前田龍紀, 中野諒: PAC を用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究 (その 2) 冷房時における膜の放射効果及び膜を通した交換空気量, 日本建築学会近畿支部研究報告集, 2018.6 掲載予定
- 2) ASHRAE STANDARD55-92: Environmental Condition for Human Occupancy

PAC を用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究

(その2) 冷房時における膜の放射効果及び膜を通じた交換空気量

Cooling and Heating Performance of Ceiling Radiant Membrane Air Conditioning System with PAC
(Part2) The Radiation Effect and Flow Rate through Membrane under Cooling Condition

○蔵永 真理 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)

甲谷 寿史 (大阪大学) 北風 晴都 (大阪大学)

前田 龍紀 (竹中工務店) 中野 諒 (竹中工務店)

Mari KURANAGA*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Hisashi KOTANI*¹Haruto KITAKAZE*¹ Tatsunori MAEDA*² Ryo NAKANO*²*¹ Osaka University *² Takenaka Corporation

In this study, the authors conducted the experiment to obtain the knowledge about radiant effect and flow rate through membrane under several conditions with running the membrane radiant cooling system with PAC. Flow rate is calculated by using tracer gas method. In order to get more knowledge about flow rate, we focus on the correlation between flow rate and temperature difference between temperature above the membrane and under. About radiant effect, we measured the radiant heat rate with radiometer and calculated the radiant effect of membrane to human. We considered what is affected to radiant effect.

はじめに

本研究は、パッケージエアコン (以下 PAC) を用いた膜天井放射空調¹⁾ 運転時の室内空気環境の検討を行うことを目的としている。本報では放射効果及び膜を通じた交換空気量についての実験結果を報告する。

1. 実験概要

実験は、2017年11月23日～2018年2月5日に行った。実験室は前報¹⁾と同様である。

空調機の運転を開始と同時に温度や放射量の測定を開始し、定常状態を確認後、CO₂ ガス (1L/min) を PAC の吸い込み口で発生させ、濃度測定を開始した。これは、膜を通じた移流量 (以下、交換空気量) を算定するため

である。ガスを発生開始3時間後に測定を終了した。

測定点について、濃度測定点は、Fig.1 中の P1～P5 で鉛直方向高さに4点、膜上に3点、対象空間外側の北、東、南にそれぞれ1点ずつ設けた。(Fig.1, Fig.2)

放射熱流束は長短波放射計 (英弘精機、MR-60) を用いて対象空間中央の床上1.1mの高さで測定した。(Fig.3)

実験条件は、前報¹⁾のようにまず膜の3条件として (a) ガイド無、(b) ガイド有 (膜)、(c) ガイド有 (開口) の3条件を設け、各膜条件について PAC の設定温度・風量・吹出し角度や、内部発熱量を変えて6ケースずつ、計18ケースの実験を行った。

2. 交換空気量

交換空気量の算定のため、膜上空間で CO₂ ガスを発生させたときのガス濃度の収支を考え、膜下・膜上空間の濃度を以下の式 (1)、式 (2) のように示す。

$$C_a^{n+1} = C_a^n + (C_i^n Q_2 + M - C_a^n Q_1 + C_o^n Q_5 - C_a^n Q_6) \frac{\Delta t}{V_a} \dots (1)$$

$$C_i^{n+1} = C_i^n + (C_a^n Q_1 + C_o^n Q_4 - C_i^n Q_3 - C_i^n Q_2) \frac{\Delta t}{V_i} \dots (2)$$

求まった算定値と測定値が一致するように、最小二乗法を用いて $Q_1 \sim Q_6$ を求める。その際、膜下・膜上空間

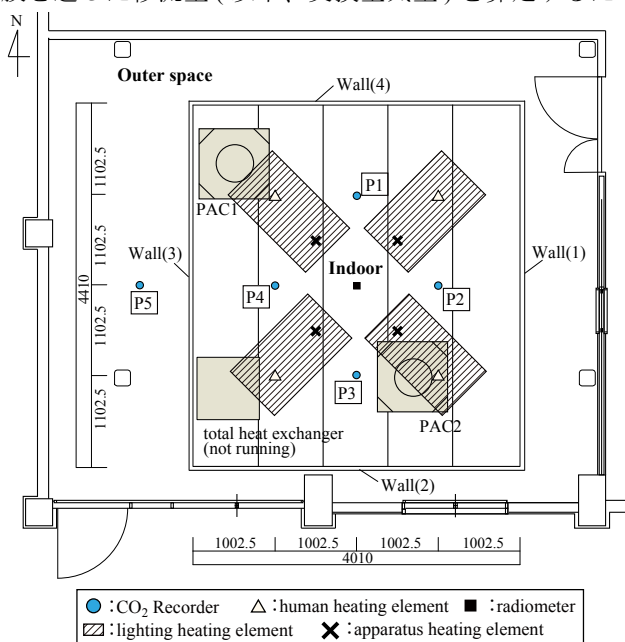


Fig. 1 Plan of experiment room

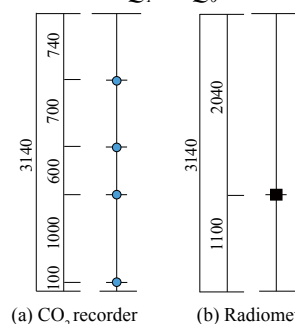


Fig. 2 Vertical measurement points

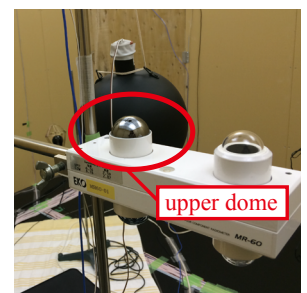


Fig. 3 Radiometer

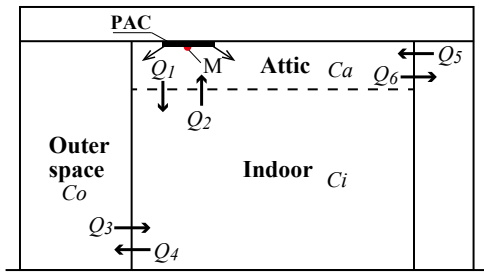


Fig. 4 Schematic diagram of exchange flow rate
の流量収支を合わせるため、式 (3)、式 (4) を満たすようにした。Fig. 4 に交換空気量算定の概要図を示す。

$$Q_1 - Q_2 - Q_3 + Q_4 = 0 \quad \dots (3)$$

$$-Q_1 + Q_2 + Q_5 - Q_6 = 0 \quad \dots (4)$$

2.1 濃度の経時変化

Fig. 5 に、膜の 3 条件 (a) ガイド無、(b) ガイド有 (膜)、(c) ガイド有 (開口) での Case1 の CO₂ 濃度の経時変化を示す。膜の 3 条件において、膜上の濃度から膜下の濃度を引いた値を比較すると、ガイド無>ガイド有 (膜)>ガイド有 (開口) の順に小さくなっていることがわかり、濃度差が小さいほど、膜上下の空気が混合していると言える。

2.2 膜上下温度差との相関性

算出した交換空気量 (Q_1, Q_2) と、膜下空間の空気温度

から膜上空間の空気温度を引いた膜上下温度差との相関性について検討した。(Fig. 6) 膜上下温度差は、前報¹⁾にある通り PAC が ON-OFF を繰り返し運転したことにより温度変動が起こったため、ガスを出し始めた直後の一周期のデータの平均値を使用した。

ガイド無条件について、 Q_1 では弱い相関、 Q_2 では強い相関が見られた。ゆえに温度差が大きくなるほど、交換空気量、特に膜下から膜上への流量が多くなると考えられる。

ガイド有 (膜) 条件では相関がなく、膜上下温度差より PAC の吸込み空気による対流成分などが交換空気量に与える影響の方が大きいと考えられる。

ガイド有 (開口) 条件では弱い負の相関がある。これより、交換空気量が多いほど膜上下温度差が小さく膜の上下で空気がよく混合していることがわかる。

2.3 条件間での比較

各ケースでの膜上下温度差・交換空気量 Q_1, Q_2 を Table 1 に示す。まず、膜の 3 条件間で比較をすると、ガイドをつけることにより交換空気量は 2 倍に、ガイド下部の膜を外して開口にすることにより 5 倍程度に増量している。PAC が膜の抵抗の影響を大きく受けることで、ガイドの有無よりも、ガイド下部の膜の有無の方が交換空気量に与える影響が大きくなっていることがわかる。

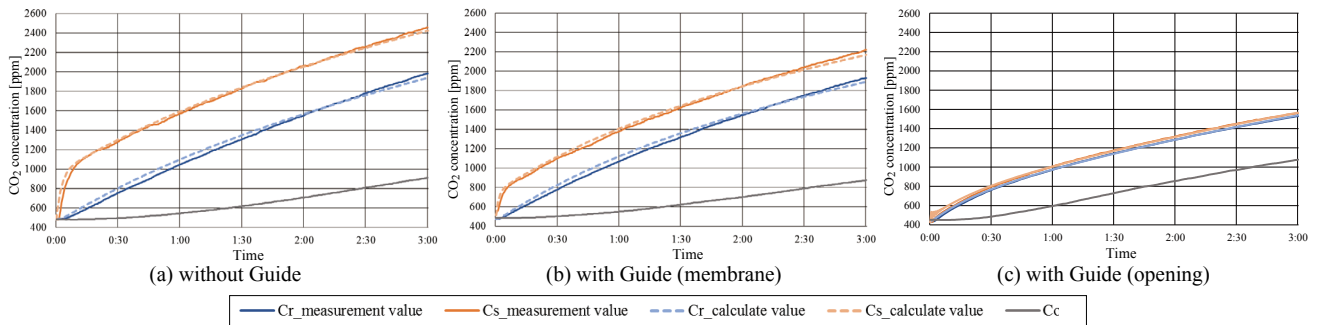


Fig. 5 CO₂ concentration change (Case1)

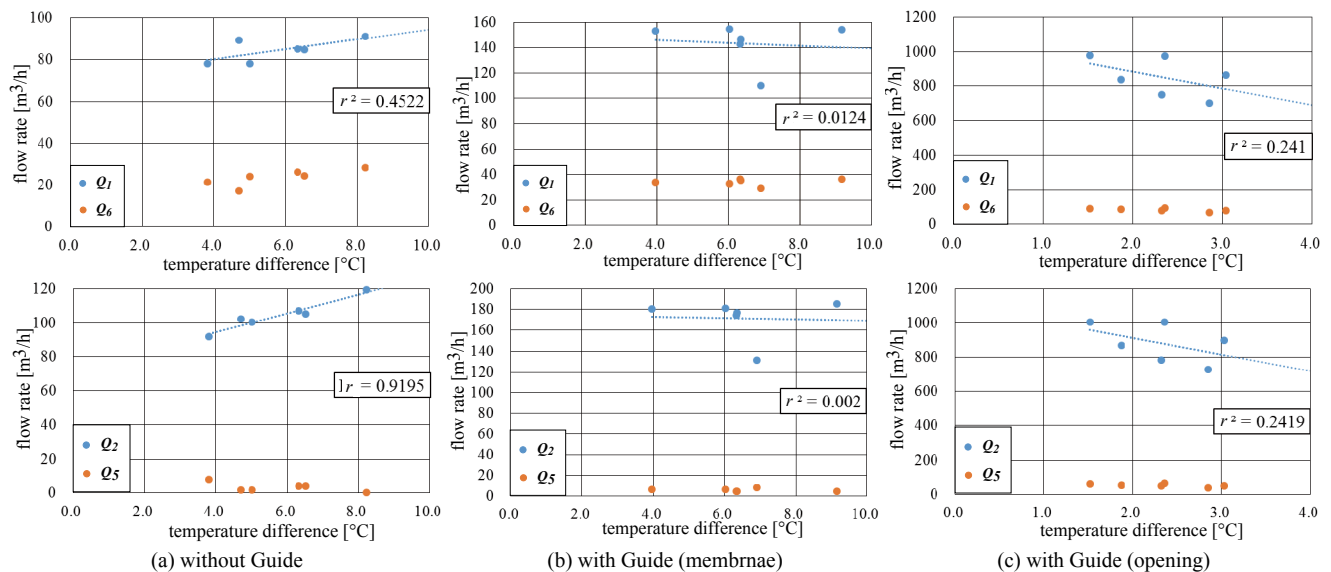


Fig. 6 Correlation between temperature difference and flow rate through the membrane

Table 1 Temperature difference and flow rate through the membrane

condition		without guide			with guide (membrane)			with guide (opening)		
		temperature difference [°C]	Q_1 [m³/h]	Q_2 [m³/h]	temperature difference [°C]	Q_1 [m³/h]	Q_2 [m³/h]	temperature difference [°C]	Q_1 [m³/h]	Q_2 [m³/h]
Case1	normal	6.3	85.2	107.2	6.0	154.5	181.0	2.4	974.4	1003.7
Case2	low heat load	3.8	78.2	91.9	4.0	153.1	180.4	1.5	977.3	1005.8
Case3	small flow rate of PAC	5.0	78.1	100.3	6.9	109.9	130.8	2.9	701.0	728.4
Case4	high temperature	4.7	89.5	102.4	6.3	146.4	176.8	1.9	835.6	869.3
Case5	30° supply	6.5	84.9	105.1	6.3	143.0	174.3	2.3	751.9	784.9
Case6	high heat load	8.2	91.3	119.3	9.2	153.9	185.4	3.0	865.4	898.2

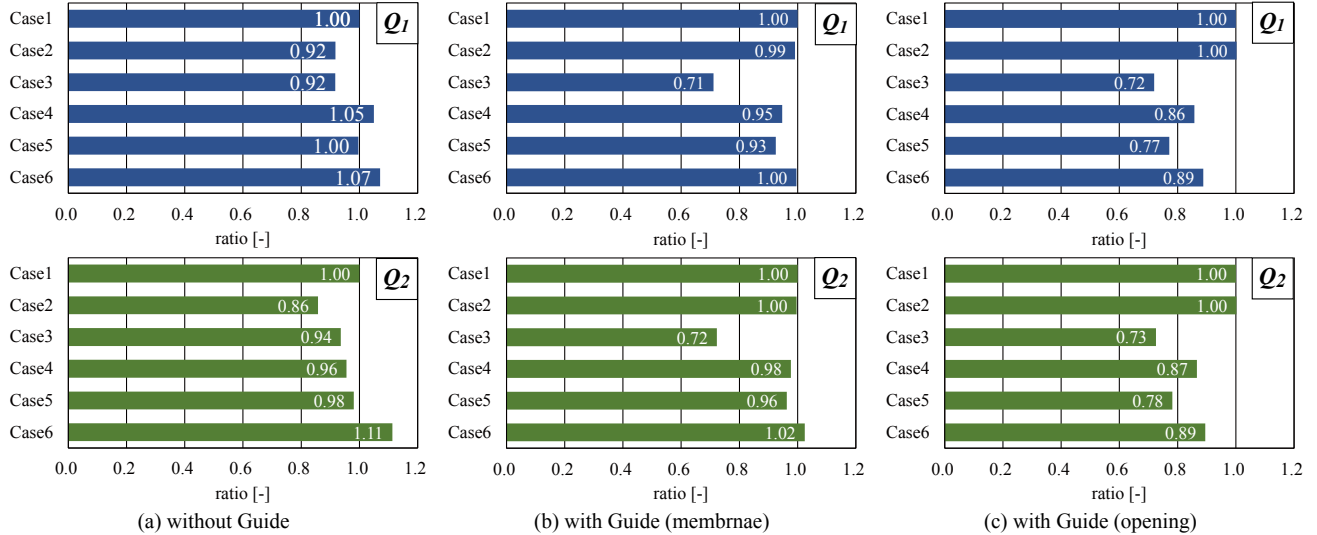


Fig. 7 The ratio of flow rate in each cases to that in Case1

また、各膜条件下で、Case1 の交換空気量を 1 とし、各ケースでの交換空気量の割合を求めたものを Fig. 7 に示す。Case3(風量最小)の値を見ると、ガイド有の 2 条件では Case3 の Q_1 , Q_2 の割合が 0.7 程度となっており、PAC の風量計による 2 ケース間の測定風量比と概ね一致している。しかし、ガイド無条件では 0.9 程度であり、PAC の風量による交換空気量への影響は小さいと言える。これは、ガイド無条件では PAC が膜上でショートサーキットを起こしており、PAC のファン動力が交換空気量に与える影響が小さいからだと考えられる。

3. 放射効果

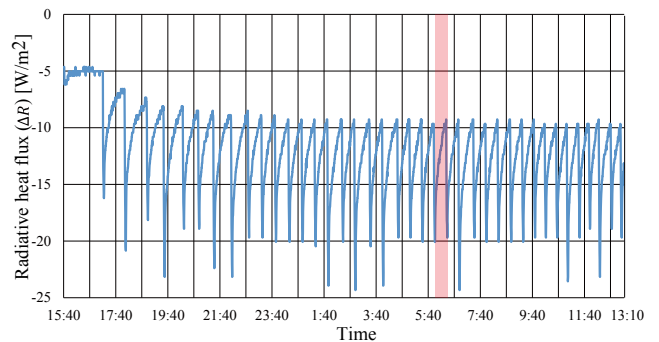
本報では、膜から放射計上ドーム (Fig. 3) への放射熱流束を求め、膜が人に与える放射効果について検討する。放射計上ドーム (微小面) に対する各面からの形態係数を Table 2 に示す。

放射計上ドームでの測定値 ΔR を用い、膜から放射計上ドームへの放射熱流束 R_m を式 (5) で求め、求めた R_m より膜表面温度 T_m を算出した。(式 (6)) 壁と膜の放射率 ε は 0.99 とした。人体と膜との正味放射熱流束 ΔR_h を式 (7) より算出した。ただし、人は室の中央にいるものとし、表面温度は 33°C、人体と膜との形態係数 φ_h は 0.112、人体表面の放射率 ε_h は 0.95 とする²⁾。そして、式 (8) により放射熱伝達率 α_r を算出した。

ただし、前述にもある通り PAC が ON-OFF を繰り返して運転したことによる温度変動が起こり、それに伴い

Table 2 Angle factor between radiometer and walls and membrane

	Membrane	Wall(1)	Wall(2)	Wall(3)	Wall(4)
φ	0.57	0.12	0.095	0.12	0.095

Fig. 8 Radiative heat flux change (ΔR)

正味放射熱流束 ΔR も変動したため、 ΔR 、各壁表面温度 T_w 、上ドーム温度 T_d について、外気変動が小さい日の出直前の一周期のデータを平均した値を用いた。(Fig. 8)

$$R_m = \Delta R - \sigma_b \varepsilon \sum_{n=1}^4 \varphi_{wn} \cdot T_{wn}^4 + \sigma_b \cdot T_d^4 \quad \dots (5)$$

$$T_m = \sqrt[4]{R_m / \sigma_b \varepsilon \cdot \varphi_{md}} \quad \dots (6)$$

$$\Delta R_h = \sigma_b \varepsilon \cdot \varepsilon_h \varphi_{mh} (T_m^4 - T_h^4) \quad \dots (7)$$

$$\alpha_r = \Delta R_h / \varphi_{mh} (T_m - T_h) \quad \dots (8)$$

膜と人体との正味放射熱流束 ΔR_h 、膜表面温度 θ_m 、放射熱伝達率 α_r の算出結果を Table 3 に示す。

Table 3 Radiative heat flux and temperature of membrane surface and heat transfer coefficient

condition		without guide			with guide (membrane)			with guide (opening)		
		ΔR_h [W/m ²]	θ_m [°C]	α_r [W/m ² K]	ΔR_h [W/m ²]	θ_m [°C]	α_r [W/m ² K]	ΔR_h [W/m ²]	θ_m [°C]	α_r [W/m ² K]
Case1	normal	-7.9	18.9	5.8	-7.8	19.0	5.8	-9.0	17.3	5.7
Case2	low heat load	-8.5	18.1	5.7	-8.0	19.0	5.8	-8.9	17.6	5.7
Case3	small flow rate of PAC	-7.9	18.9	5.8	-7.2	20.1	5.8	-9.3	16.8	5.7
Case4	high temperature	-4.5	24.4	5.9	-5.8	22.3	5.8	-7.0	20.6	5.8
Case5	30°diffuse	-7.9	18.8	5.8	-7.9	19.0	5.8	-9.4	16.7	5.7
Case6	high heat load	-7.6	19.1	5.8	-7.1	20.0	5.8	-9.5	16.5	5.7

3.1 膜条件間での比較

膜と人体との正味放射熱流束 ΔR_h の絶対値について、ガイド有 (開口) 条件は他の2条件と比較して大きい。膜表面温度 θ_m についてもガイド有 (開口) 条件では2条件と比較して低い値となっていることから、ガイド有 (開口) 条件では放射効果が高いことがわかる。

また、 θ_m の膜条件間での比較より、ガイド有 (膜) 条件では PAC の膜上でのショートサーキットは防げているものの、PAC の吹出し空気よりも膜下の発熱体が与える影響が大きく、膜の冷却が不十分だと考えられる。

3.2 ケース間での比較

ΔR_h の絶対値について、Case4 (高温度設定) 以外では同様の値をとっており、PAC の設定温度が与える影響が大きいと考えられる。

膜表面温度 θ_m について Case1 (基準) と Case4 (高温度設定) との差をみると、設定温度の差と概ね一致しており、 θ_m は設定温度に伴った変化が見られるため、PAC による膜表面温度の適切な制御が可能だと考えられる。

また、 α_r はいずれのケースでも 5.7 ~ 5.9 で、一般値³⁾ より少し大きくなった。

4. PAC の顕熱処理熱量

PAC による顕熱処理量 q_{PAC} を以下の式 (9) で算出し、算出した PAC の顕熱処理熱量と内部発熱量の割合を Fig. 9 に示す。ただし、PAC の風量 Q_{PAC} について、ガイド無条件では風量計による測定風量を、ガイド有の2条件では算定した交換空気量 Q_2 を用いた。

$$q_{PAC} = c_p \rho \cdot (\theta_r - \theta_s) Q_{PAC} \quad \dots (9)$$

Fig. 9 より、Case2 (低熱負荷)、Case4 (高温度設定) 以外では、PAC 顕熱処理量がガイド無 < ガイド有 (膜) < ガイド有 (開口) の順に大きくなっている。前述の通りガイド無条件とガイド有 (膜) 条件の ΔR_h は同様の値をとっていることから、ガイド有 (膜) 条件では、ガイド無条件と比べると対流によって処理されている熱量の割合が大きくなっていることがわかる。

また、Case1 (基準)、Case2 (低熱負荷)、Case6 (高熱負荷) を比較すると、ガイド有の2条件では PAC の顕熱処理熱量の割合の差異が比較的が小さい。よってガイド有

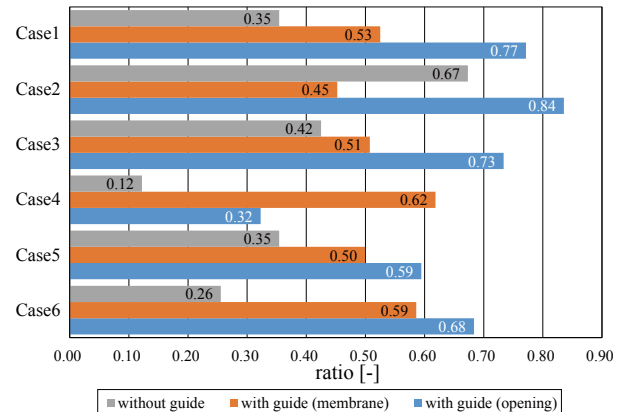


Fig. 9 The ratio of Sensible heat rate of PAC processing to heat generation rate
件では膜下空間の熱負荷の状況に即して PAC の運転がされていると考えられる。

5. まとめ

本報では、PAC を用いた膜天井放射空調の膜での交換空気量・放射効果について実験により知見を得た。

今後は膜の検討や、室内環境を簡易に予測するための熱収支モデルを作成していく所存である。

【記号表】

C_a : 膜上濃度 [-] C_i : 対象空間濃度 [-]
 c_p : 空気の定圧比熱 [J/kg · K] M : 発生量 [m³/h] n : 壁番号
 R_m : 放射計上ドームと膜との正味放射熱流束 [W/m²]
 T_d : 上ドーム温度 [K]
 T_m : 膜表面温度 [K] T_{wn} : 各壁表面温度 [K]
 q_{PAC} : PAC の処理熱量 [W] Q_{PAC} : PAC の風量 [m³/h]
 α_r : 放射熱伝達率 [W/m² · K]
 ΔR : 放射計上ドームと壁・膜との正味放射熱流束 [W/m²]
 ΔR_h : 人体と膜との正味放射熱流束 [W/m²]
 Δt : 測定間隔 [h]
 ε : 壁と膜の放射率 [-] ε_h : 人体の放射率 [-]
 θ_m : 膜表面温度 [°C] θ_r : PAC の吸込み空気温度 [°C]
 θ_s : PAC の吹出し温度 [°C] ρ : 空気の密度 [kg/m³]
 σ_b : ステファンボルツマン定数 (=5.67×10⁻⁸W/m² · K⁴)
 ϕ_{md} : 放射計上ドーム (微小面) に対する膜からの形態係数 [-]
 ϕ_{mh} : 人体に対する膜からの形態係数 [-]
 ϕ_{wnd} : 放射計上ドーム (微小面) に対する壁からの形態係数 [-]

【謝辞】

本研究は、(株)竹中工務店との共同研究であり、関係者各位に謝意を表します。

【参考文献】

- 1) 北風晴都, 山中俊夫, 甲谷寿史, 蔵永真理, 前田龍紀, 中野諒: PAC を用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究 (その1) 冷房時における室内温熱環境特性, 日本建築学会近畿支部研究報告集, 2018.6 掲載予定
- 2) P. O. Fanger: Thermal Comfort Analysis and Applications in Environmental Engineering, pp.180-pp.181)
- 3) 空気・調和衛生工学会編: 「空気調和衛生工学便覧第14版1 基礎編」(pp.89)

サーマルグリッド空調システムの省エネルギー効果に関する研究

—遺伝的アルゴリズムを用いた熱融通パターンの最適化—

Study on energy-saving effect of the thermal grid air conditioning system

-Estimation of the best pattern of interchange chilled water or hot water by the genetic algorithm optimization-

○桐山 哲也 (大阪市立大学)
中尾 正喜 (大阪市立大学)
石那田 将 (大阪市立大学)

鍋島 美奈子 (大阪市立大学)
小林 陽一 (安井設計事務所)

Tetsuya KIRIYAMA^{※1} Minako NABESHIMA^{※1} Masaki NAKAO^{※1}
Youichi KOBAYASHI^{※2} Masashi ISHINADA^{※1}

^{※1}Osaka City University ^{※2}Yasui Architects & Engineers,INC.

In the thermal grid system of the heat interchange system where the demonstration test is conducted in the exhibition holl, a high efficiency heat source machine and a loop piping have been introduced into the existing heat source equipment. The energy saving effect was proved by use of the high efficiency heat source machine preferentially. In this paper we optimized the pattern of interchange chilled water by the genetic algorithm. As a result the cooling load was reduced by 14% compared with the real operating.

1 研究背景・目的

近年、低炭素化社会の実現が求められている。その中でオフィスビル等におけるエネルギー消費量の約4割を空調エネルギーが占めている。この削減策としてサーマルグリッドシステム(Figure 1)という建物間を配管で連結し熱の融通を行うシステムが提案され、大阪の国際展示場で実証試験が行われた。サーマルグリッドの導入を検討した当時(2013 年)の展示場全体の冷暖房負荷は全熱源機容量の6%程度であったことから、新規に導入する高効率熱源機の容量が決定された(Table1)。中尾ら¹⁾、石那田ら²⁾は2016年度に実測されたデータを用いサーマルグリッドの削減効果の内訳を明らかにした。しかし、高効率熱源機は全容量の6%であるため施設全体の冷暖房負荷が大きい時、既存の熱源機(劣化した熱源機)も運転することになる。現状では、それらの熱源機の組合せは現場の管理者によって決められており、エネルギー消費の観点から最適な運転になっていない可能性が高い。そこで本研究では、遺伝的アルゴリズム(以下GAという)を用いて最適な熱源機の組合せを求めた場合、現状の運転方法に比べてどの程度エネルギー消費量を削減できるかを明らかにすることが目的である。

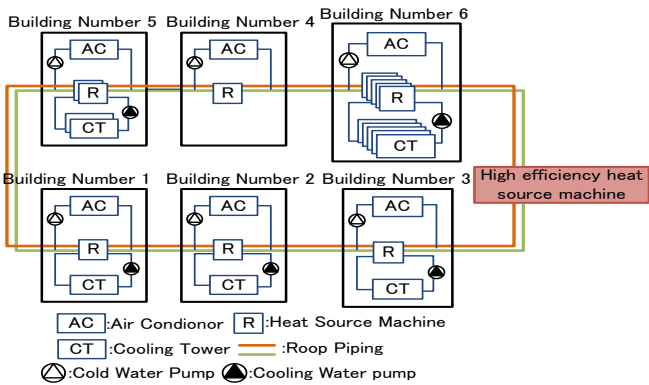


Figure 1 Outline of air-conditioning equipment in exhibition holl

Table 1 Performance of heat source equipment

	Equipment Numnber	Equipment Name	Refrigerating Capacity USRT
Building Number 1	R101	Direct Fired Absorption Heater Chiller	600
Building Number 2	R201	Direct Fired Absorption Heater Chiller	800
Building Number 3	R301	Direct Fired Absorption Heater Chiller	600
Building Number 4	R401~R404	Heat Pump Chiller	102
Buiding Number 5	R501	Direct Fired Absorption Heater Chiller	550
	R502	Direct Fired Absorption Heater Chiller	280
	R601	Direct Fired Absorption Heater Chiller	1,000
	R602	Direct Fired Absorption Heater Chiller	1,000
	R603	Direct Fired Absorption Heater Chiller	300
	R604	Direct Fired Absorption Heater Chiller	1,249
Addition	R605	Direct Fired Absorption Heater Chiller	1,249
	R606	Turbo Refrigerating Machine	500

A-17

2 GA を用いた最適化計算

2.1 GA の原理と本研究における位置づけ

GA とは生物界において両親から子供が受け取った遺伝子の組合せは生息環境に適しているものだけが生き残り、適さないものは排除されるという考え方である。本研究では国際展示場における各熱源機の負荷率を遺伝子とした組合せを複数作成し、一次エネルギー消費量が最小になる組合せを見つける問題となる。

2.2 GA を用いた最適化計算の概要

GA では熱源機負荷率の組合せを 50 組作成し、それぞれの評価関数を算出し、その値が最小となる組合せを選択し効果を検証する。ここで、評価関数とはサーマルグリッド全体の熱源機、補機類、搬送にかかる一次エネルギー消費量、ペナルティの合計値となる。ペナルティとは配管を流れる流量が最大流量を超えたときや、遺伝子の組合せによって製造された熱量が建物群で必要な熱量に満たない場合に評価関数に加えられるものである。

本研究では 2016 年度 8 月 21 日、5 時～15 時の 1 時間ごとを定常状態と仮定して分析し、以下の与条件・制約条件下で評価関数を算出する。

- 1) 各時刻の与条件：各建物の冷房負荷、各熱源機の負荷率に対する COP の関係
- 2) 制約条件：

$$0 \leq \text{熱源運転能力（供給熱量）} \leq \text{熱源定格能力}$$
- 3) 変数：各熱源システムの運転能力

与条件の各熱源機の負荷率と COP の関係は、2016 年度の実測データを元に一次エネルギー換算システム COP を算出する(Figure 2)。これは熱源機が製造した熱量 (MJ) に対し、熱源機と補器類 (冷却塔、冷却水ポンプ、冷温水ポンプ) で消費した一次エネルギー (MJ) で除した値である。なお一次エネルギー消費量は 8/21 の気象条件と冷房負荷の実測値を用いて LCEM により算出した。熱源機モデルには現状の劣化率を考慮した。ただし、4 号館の空気熱源 HP はフロン冷媒規制の問題があり使用しないこととした。

2.3 熱源機負荷率の組合せの作成方法

1 時間ごとの建物群で必要な熱量をもとに、各熱源機負荷率の組合せを 50 組作成する。1 組目は負荷率が 1.0 のときシステム COP が大きい順に熱量を製造し、2 組目は部分負荷率に対するシステム COP が大きい順に熱量

を製造し各熱源機負荷率が決定される。また 3～50 組目については負荷率が 0～1 の乱数を用いて作成される。ただし合計負荷が合わない場合は調整する。

2.4 評価関数の算出

熱源機負荷率の組合せが決定されれば、次は各組合せにおける評価関数を算出する。評価関数を算出するにあたり Figure 3 のような建物間の熱融通例を用いて説明する。熱収支について建物 j の熱源機で製造された熱量は建物負荷に用いられ余分な熱量はサーマルグリッド配管へ供給され(Eq.1)、その熱量は建物 j-1 から入力された熱量と合わさって建物 j+1 へ供給される(Eq.2)という熱収支が各接点において成立している。評価関数については、製造熱量と与条件 1) から熱源一次エネルギー消費量を算出し (Eq.3)、搬送動力はヘーゼンウィリアムスの圧力損失計算式を用いて算出する (Eq.4.5)。最大流量に関するペナルティを Eq.6 で求め、最終的な評価関数は Eq.7 となる。変数の説明を Table 3 に示す。

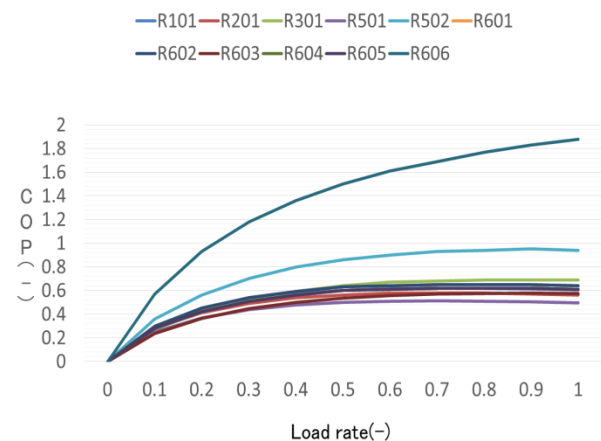


Figure 2 A curve of a graph that shows relation between load rate and COP

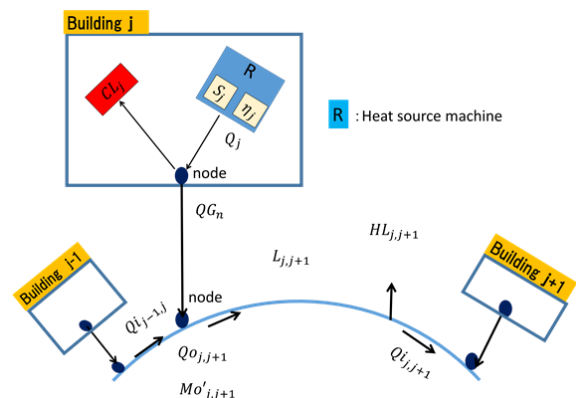


Figure 3 The example of the heat interchange

Table 2 Equation of the evaluation function

$(S_j \cdot \eta_j) - CL_j = QG_n$	Eq.1
$Q_{i_{j-1,j}} + Q_j = Q_{o_{j,j+1}}$	Eq.2
$E_j = (S_j \cdot \eta_j / f_j(\eta_j)) \times 3.6$	Eq.3
$P_j = (H_j \cdot Mo'_{j,j+1} / (\xi \cdot 6120)) \times 3.6$	Eq.4
$H_j = 10.67 \cdot L_{j,j+1} \cdot Mo'_{j,j+1}^{1.85} / (C^{1.85} \cdot d_{j,j+1}^{4.87})$	Eq.5
$p = (Mo_{max,j,j+1} - Mo_{j,j+1})^2 \times 1000$	Eq.6
$J = \sum E_j + \sum P_j + p$	Eq.7

Table 3 Description of the variable (Table 2)

S_i	The rated capacity of heat source machine(kw)	P_j	The primary energy consumption in the heat interchange(MJ)
η_j	The load factor of the heat source machine(-)	H_j	The lift in the buildingJ
CL_j	The cooling load in the buildingJ(kw)	$Mo'_{j,j+1}$	The flow rate from from buildingJ to buildingJ+1(m3/h)
QG_j	The production amount of heat to the thermal grid piping(kw)	ξ	The efficiency of pump =0.8(-)
$Q_{i_{j-1,j}}$	The supplying amount of heat from buildingJ-1 to buildingJ(kw)	$L_{j,j+1}$	The length of pipe from buildingJ to buildingJ+1(m)
Q_j	The production amount of heat of heat source machineJ(kw)	C	The coefficient of the flow rate=100(-)
$Q_{o_{j,j+1}}$	The supplying amount of heat from buildingJ to buildingJ+1(kw)	$d_{j,j+1}$	The diameter of the pipe between buildingJ and buildingJ+1(m)
E_j	The primary energy consumption of the heat source machine(MJ)	p	The penalty (MJ)
$f_j(\eta_j)$	The COP in the load factor of the heat source machine(-)	$Mo_{max,j,j+1}$	The max flow rate between buildingJ and buildingJ+1(m3/h)
		J	The evaluation function (MJ)

2.5 最適解の探索

ここで各組合せにおける評価関数を小さい順に並べ、最も小さいものが最適な組合せと考えることができる。しかし本研究では更なる最適解の精度を向上させるため以下に示す Step1～Step5 の操作により最適解の探索を行う。

Step1

50 個の遺伝子の組のうち上位 10 個を残し、新たに 40 個の遺伝子を作成する。残りの 40 個の遺伝子のうちランダムに 5 組ずつ計 10 組選択する(グループ a,b に分ける)。その後ランダムに遺伝子の組の切断位置を決め(切断位置は a,b で同じ)切断し、切断位置から前は a、後ろは b の遺伝子を組合せる。ただし、合計の負荷が合わない場合はランダムに調整する遺伝子を選び、調整する。

Step2

Step1 以外の遺伝子の組をランダムに 20 組選ぶ。その後、ランダムに遺伝子を選び、負荷率が 0～1 になるような乱数を用いて負荷率を変化させる。合計負荷が合わない場

合は同様にランダムに調整する遺伝子を選び、調整する。

Step3

Step1、Step2 以外で残った遺伝子の組(10 組)は削除し負荷率が 0～1 になるような乱数を用いて新たに 10 組作成する。ただし合計負荷が合わない場合は同様に調整する。

Step4

一次エネルギー消費量を計算し直して評価関数の小さい順に並べ直す。

Step5

本研究では Step1～Step4 を 300 回繰り返せば限りなく最適解に近づくと考え、300 回繰り返して評価関数を小さい順に並べたとき、最小となる組合せを最適解とする。

3 比較対象の説明

本章では、GA 用いた最適運転による効果がどの程度であるかを評価するために、比較対象として①、②の 2 つの運転方法を取り上げる。運転条件①サーマルグリッドを使用せず各建物の冷房負荷はその建物内に設置された熱源機で賄うことを想定した個別運転の推定値(4 号館の熱源機も運転する)、②サーマルグリッドによる運転実績値、③GA を用いた最適な組合せでの運転による一次エネルギー消費量の試算結果を比較する。また、分析対象日の 8/21 は全熱源機容量に対する 24%の冷房負荷があり、高効率熱源機のみでは建物群で必要な冷房負荷を賄いきれず既存熱源機も複数台運転していた日である。

4 比較結果

各時刻・各運転方法におけるシステム COP を求め、一次エネルギー消費量を比較した(Figure 5)。結果として①と②、③を比較すると②では 6%、③では 14%の削減率を示した。Figure 4 より、各時刻のシステム COP の値が概ね③の運転で最も大きくなっており、7 時における①～③のシステム COP 値はそれぞれ 0.55、0.54、0.85 になっていた。これらの結果から③による運転の削減効果が大きくなっていると考えられる。次に Table 4～Table 6 について説明する。Table 4 は各時刻における冷房負荷と①の熱源機台数を示す。Table 5、6 は②と③の各時刻における熱源機負荷率と熱源機台数を表す。これを用いて②と③を比較すると 10 時、12 時において③の熱源機台数は②よりも多く、集約されていない。

更に 10 時においては③のシステム COP 値が①、②よりも低くなっているため最適解が算出されていないと考え

A-17

ることができる。また③の熱源機の運転ではR201、R603、R604は1時間しか用いられていない。このような運転では熱源機の切り替えロスが発生するため、GAの評価関数の算出方法に改善の余地がある。

搬送動力について Figure 5 に示されるように②、③では、それぞれ 5.9、3.2 (MJ) となり、各運転に占める割合は 1.3%、0.75% となった。この原因として、②における熱融通は供給側の熱源機から需要側の建物に双方向に冷温水が供給されており、③における最短経路で熱融通が行われると仮定した搬送動力よりも大きい値を示したと考えられる。

しかし③を実際に国際展示場で用いると仮定し、搬送動力は②、③で等しくなると考えても省エネ効果あまり変化しない。結果、③では①、②に比べて運転する熱源機が概ね集約し、かつ高負荷で運転が行われる。また搬送動力を実測運転である②に合わせても省エネ効果が見込まれることから、GA を用いた最適運転は現場での運転管理方法としても有用性があると考えられる。

5 まとめ

- 本研究では遺伝的アルゴリズムによる最適計算を定式化した。
- 遺伝的アルゴリズムによる最適運転と各運転方法を比較したところ、概ねすべての時間帯でシステム COP 値が最も大きくなっていた。よって、最適運転では他の運転方法よりも削減効果が示された。
- 課題点として、熱源機の切り替えロスや、最適解が一部、算出されていないという課題点が見つかった。
- これらの課題点を改善することでGAを用いた最適運転は現場での運転管理方法としても有用性があると考えられる。

- 1) 中尾正喜ら「インテックス大阪(展示場)におけるサーマルグリッドの適用と効果検証(第5報)建物個別熱源運転方式とサーマルグリッド方式の比較」空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 pp.165-168, 2016年9月
- 2) 石那田ら「熱融通システムにおける一次エネルギー消費量削減効果に関する研究-高効率熱源機の共同利用運転-」空気調和・衛生工学会近畿支部学術発表会 A-88

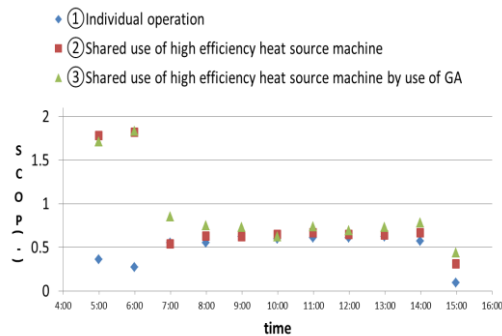


Figure 4 Comparison of system COP

Table 4 Heat consumption and the number of running R ①

Heat consumption[kW]	Building1 R101	Building2 R201	Building3 R301	Building4 R401~ R404	Building5 R501,R502	Building6 R601~R606	The number of operating units
5:00	306.9	0	0	0	0	0	1
6:00	172.6	543.8	7.8	267.3	0	110.3	5
7:00	207	557.7	458.9	131.6	638.3	1168.6	6
8:00	1163.6	1566	1301	774.9	0	5965.8	8
9:00	1016.6	1764.2	1467.7	881.7	0	7479	8
10:00	1131.1	1764.2	1438.8	1017.9	0	5135.7	8
11:00	1044.8	1778.2	1321.4	1059.3	0	5865.9	8
12:00	1084.8	1764.3	1306.4	1072.4	0	5958.7	8
13:00	1069.7	1746.6	1393.8	1017.8	0	5773.8	8
14:00	1139.2	1471.9	1177	820.2	0	3893.8	8
15:00	61.8	0	0	36.6	0	21.1	3

Table 5 The load factor and the number of running R ②

	R101	R201	R301	R501	R502	R601	R602	R603	R604	R605	R606	The number of running R
5:00	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	0.8	1
6:00	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	1.0	1
7:00	x	0.16	0.70	0.15	x	x	0.1	x	0.2	x	0.8	6
8:00	x	0.5	1.1	0.4	x	x	0.6	x	0.7	0.1	0.5	7
9:00	x	0.5	1.1	0.4	x	x	0.6	x	0.6	0.6	0.5	7
10:00	x	0.5	1.1	0.4	x	x	0.7	x	0.6	x	0.6	6
11:00	x	0.5	1.1	0.4	x	x	0.7	x	0.7	x	0.7	6
12:00	x	0.5	1.1	0.4	0.5	x	0.7	x	0.7	x	0.7	7
13:00	x	0.5	1.1	0.4	0.7	x	0.7	x	0.7	x	0.7	7
14:00	x	0.4	0.7	0.3	0.7	x	0.3	x	0.5	x	0.6	7
15:00	x	x	x	x	0.03	x	x	0	x	x	x	2

Table 6 The load factor and the number of running R ③

	R101	R201	R301	R501	R502	R601	R602	R603	R604	R605	R606	The number of running R
5:00	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	0.8	1
6:00	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	1.0	1
7:00	x	x	0.5	x	0.7	0.4	x	x	x	x	1.0	4
8:00	x	x	1.0	x	1.0	0.9	0.9	x	x	x	1.0	5
9:00	0.8	x	1.0	x	1.0	1.0	0.9	x	x	x	1.0	6
10:00	0.4	x	0.5	0.4	0.8	0.4	0.4	x	0.4	0.4	1.0	9
11:00	0.7	x	1.0	x	1.0	0.7	0.7	x	x	x	1.0	6
12:00	0.5	x	0.6	0.4	1.0	0.5	0.5	0.5	x	0.5	1.0	9
13:00	x	0.6	1.0	x	1.0	0.7	0.8	x	x	x	1.0	6
14:00	x	x	0.8	x	1.0	0.7	0.5	x	x	x	1.0	5
15:00	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	0.1	1

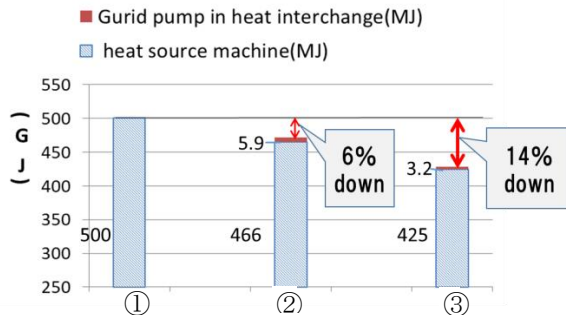


Figure 5 Comparison of primary energy consumption

氷蓄熱ビル用マルチエアコンの省エネルギーチューニングに関する研究
Study on Tuning Method for the Ice Thermal Storage Type Multi-split Air Conditioner

○山口 麻有 (関西電力) 山口 弘雅 (関西電力)
岸 本 卓 也 (関西電力) 藤 村 昌 弘 (アレフネット)
西 勇 樹 (アレフネット)

Mayu YAMAGUCHI*¹ Hiromasa YAMAGUCHI*¹ Takuya KISHIMOTO*¹
Masahiro FUJIMURA*² Yuki NISHI*²

*¹ The Kansai Electric Power Co., Inc. *² Aleph Networks Co.

Recently, the multi-split air conditioner (EHP) tends to be designed more efficient at partial load than at full load. On the other hand, the ice thermal storage type EHP (ice EHP) operates at full load during night time. This paper shows a **tuning method** for ice EHP which uses the load limiting function. And the effect of the tuning is verified by measurement of energy consumption.

はじめに
氷蓄熱ビル用マルチエアコン（以下、氷蓄熱 EHP）は、製氷時には概ね定格運転を行っていることが、室外機の電力量データ等から確認されている。しかしながら、近年の EHP 室外機は部分負荷運転時の効率が良くなるように設計されていることから、氷蓄熱 EHP の製氷時にも部分負荷運転を行った方が省エネルギーとなる可能性がある。また、機器の能力選定にあたっては、最大熱負荷に安全率を上乗せすることから、過剰な機器が選定される傾向にある。このため、昼間に定格運転を行う時間帯は限られているものの、これを回避することで効率化できる余地がある。そこで本研究では、EHP 室外機の出力制限機能を応用し、製氷時及び昼間の運転効率向上を目指したチューニングを検討した。本報では、現状分析と、チューニングの効果を確認するため、氷蓄熱 EHP の各種内部データと追加センサーによる計測値から理論 COP を求め、電力消費量と併せて定量的に評価した夏期の結果について報告する。

1. 対象システム

1.1 対象システム概要
本制御対象システムの概要を Table.1 に示す。本報で制御対象とする氷蓄熱 EHP は、事務所ビルの 1 階フロア南側を空調し、主に室内負荷を処理する室内機 2 台が接続されている。なお、同エリアには別系統の外気処理用空調機も設置されている。氷蓄熱 EHP には、外部から室外機の出力制限値を変更するために、メーカー製の外部制御アダプタを追加した。出力制限値は 70%, 40%, 0% の 3 段階から選択可能で、そのいずれかを固定値とし

て与える。今回は、PLC (Programmable Logical Controller) から出力制限指令を与えたが集中コントローラーから出力制限指令を与えることも可能である。

Table.1 Outline of ice EHP

能力	冷房 28.0kW (蓄熱利用) 23.1kW (蓄熱非利用) 暖房 25.0kW
消費電力	冷房 5.12kW (蓄熱利用) 5.81kW (蓄熱非利用) 暖房 5.81kW
定格 COP	冷房 5.47 (蓄熱利用) 3.98 (蓄熱非利用) 暖房 4.30
冷媒	R410A
蓄熱利用冷房時間	10 時間
蓄熱容量	240MJ

1.2 現状分析

近年の非蓄熱 EHP は部分負荷効率が良くなるように設計された機種が多い。当該建物の非蓄熱系統の EHP 室外機の運転データを計測して、冷房期における負荷率と COP の相関図を描いたものを Fig.1 に、冷房ピーク期および暖房ピーク期における代表日の運転状況を Fig.2 に示す。ここで、定格消費電力比とは、実測消費電力を定格消費電力で除した値である。

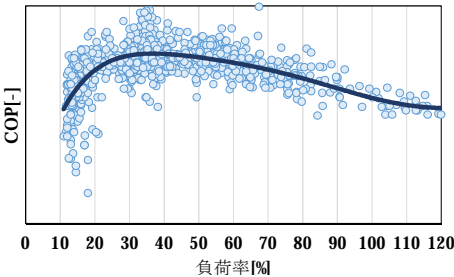


Fig.1 Interrelation between load factor and COP

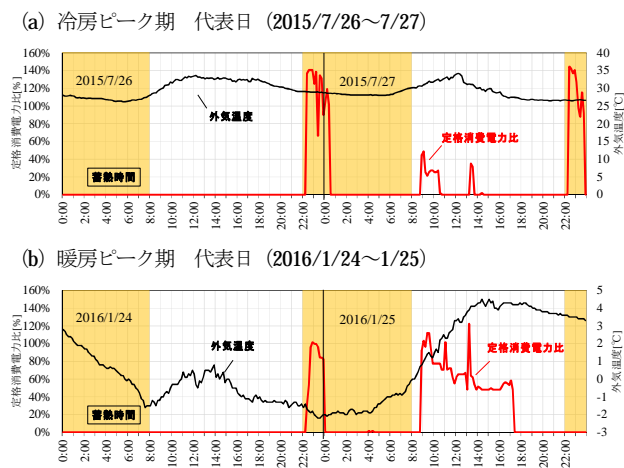


Fig.2 Energy consumption rate on the peak day

Fig.1 に示すように、EHP の COP は負荷率 40% 付近で最大となり、負荷率が高くなるにつれ低下する傾向が見られる。氷蓄熱 EHP においても、同様の傾向があると考えられる。Fig.2 に示すように、冷房期は蓄熱利用できることもあり、昼間の運転出力が低く抑えられている。夜間は定格出力で運転し、短時間で蓄熱が完了している。製氷時に出力制限を与えても運転時間を延長することで補える可能性が高い。暖房期は、空調立ち上がり直後の朝方にピークが発生している (1/25)。温水蓄熱をデフロスト運転に使用し、空調利用しないことも一因である。昼間運転時に出力制限を与えることで空調機の一斉立ち上がりによるデマンド上昇を緩和する効果が期待できる。

2. 計測概要

2017 年 9 月 1 日 (金) から 9 月 29 日 (金) までの約 1 か月間、機器内部のデータを取得できる計測装置及び温湿度計を設置し、室内温湿度、外気温湿度、冷媒温度、凝縮圧力、蒸発圧力、配管表面温度等を計測した。計測箇所の概要図を Fig.3 に、計測点を Table.2、Table.3 に示す。

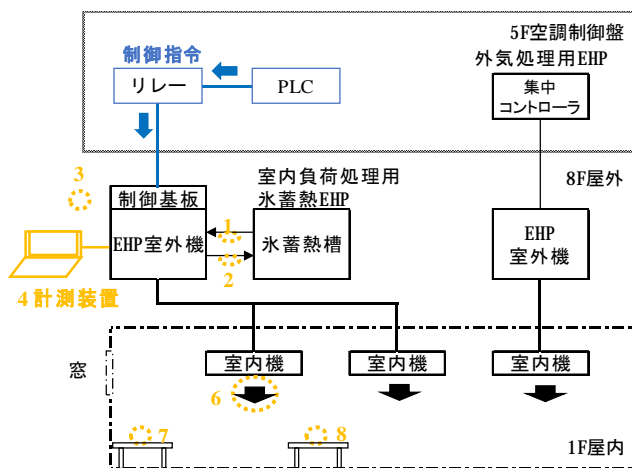


Fig.3 Layout of the measuring points

Table.2 The measuring points for the outdoor unit

No.	計測方法	計測内容
1	配管表面温度計	蓄熱槽出口冷媒温度
2		蓄熱槽入口冷媒温度
3	温湿度計	外気温湿度
4・5	計測装置	室外機消費電力 吐出管温度(INV) 過冷却熱交換管温度 アキュムレータ入口温度 凝縮圧力 蒸発圧力

Table.3 The measuring points for the indoor unit

No.	計測方法	計測内容
4・5	計測装置	運転/停止 状態 サーモON 状態 リモコン設定温度 吸い込み温度 温調モード 室内機蒸発温度
6		室内負荷処理用室内機 吹出温湿度
7	温湿度計	ペリメータ系統 室内温湿度
8		インテリア系統 室内温湿度

3. 計測結果

3.1 冷房期における運転実績

計測期間における室外機電力量、外気温度および出力制限値を Fig.4 に、室内機電力量および外気温度を Fig.5 に、代表日における昼夜別外気温度と室外機電力量の比較を Tab.4 に示す。

室外機電力量は、出力制限を厳しくするにつれ減少する傾向が見られた。一方、室内機電力量は計測期間を通して概ね一定であった。

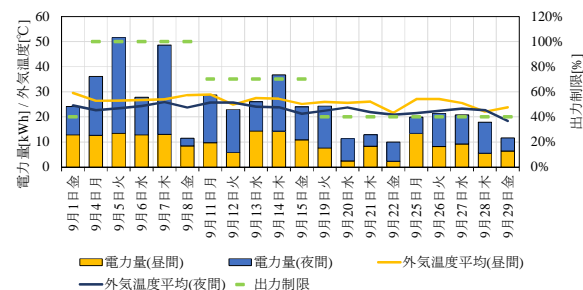


Fig.4 Energy consumption of the outdoor unit

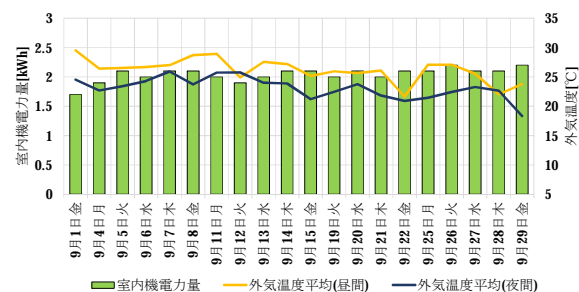


Fig.5 Energy consumption of the indoor unit

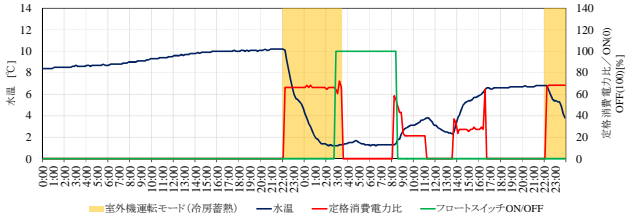
Table.4 Comparison of the energy consumption

出力制限	日付曜日	外気温度[°C]		室外機電力量[kWh]		合計	夜間平均[kWh]	夜間平均の比率
		昼間	夜間	昼間	夜間			
制限なし	9月4日 月	26.4	22.7	12.6	23.5	36.1	30.8	100%
	9月5日 火	26.5	23.4	13.5	38.1	51.6		
	9月11日 月	28.9	25.7	9.7	19	28.7		
	9月12日 火	24.9	25.8	5.8	17.1	22.9		
70%	9月25日 火	27.1	21.4	13.5	6.4	19.9	9.8	32%
	9月26日 火	27.1	22.4	8.2	13.2	21.4		

3.2 出力制限が蓄熱性能に与える影響

出力制限 70%および 40%の代表日における蓄熱運転状況を Fig.6 に示す。いずれの条件においても、22:00 に蓄熱運転を開始し、室外機の定格消費電力比は概ね出力制限値で安定している。出力制限 70%では 3:00 頃にフロートスイッチが OFF になっていることから、蓄熱が完了したと推定される。出力制限指令を与えることにより、蓄熱時間は長くなるが、夜間蓄熱時間内に十分な蓄熱を行うことができた。結果として、製氷運転が後ろ倒しとなり、放熱ロス低減効果も期待できる。なお、他の日においても、概ね同時刻付近までには蓄熱完了となっていることを確認した。一方、出力制限 40%では、フロートスイッチが ON のままであり、40%では蓄熱完了に至らないことがわかった。

(a)出力制限 70%代表日 (9/10~9/11)



(b)出力制限 40%代表日 (9/25~9/26)

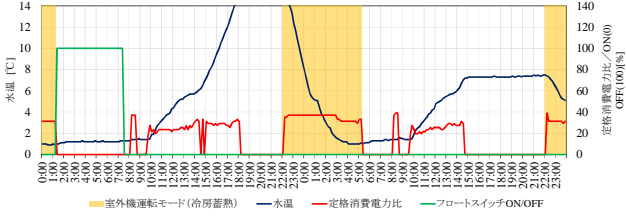


Fig.6 Energy consumption rate limited(70% and 40%)

3.3 出力制限が室内環境に与える影響

代表日における外気温度、室温および定格消費電力比を Fig.7 に示す。室温は、室内に設置した温度センサで計測した値であり、居住域傍の温度である。ペリメータ、インテリアとも設定温度の 26℃以下に維持できており、出力制限 70%としても制御なし同等の室内環境を維持している。以上のことから、出力制限による室内環境への影響は確認されなかった。

4. チューニング効果

4.1 効率の求め方

日本冷凍空調学会 冷媒技術分科会の「冷凍サイクル計算プログラムソフト(フルオロカーボン) Ver.2」冷媒 R410A 基本サイクル¹⁾を使用し、理論 COP を算出した。入力に使用した実測データを $p-h$ 線図上にプロットしたものを Fig.8 に、入力に使用した実測データを Table.5 に示す。配管や熱交換器による圧力損失や熱損失を評価に反映することが出来ないものの、出力制限による相対的な効率向上効果を評価することは可能であると判断した。

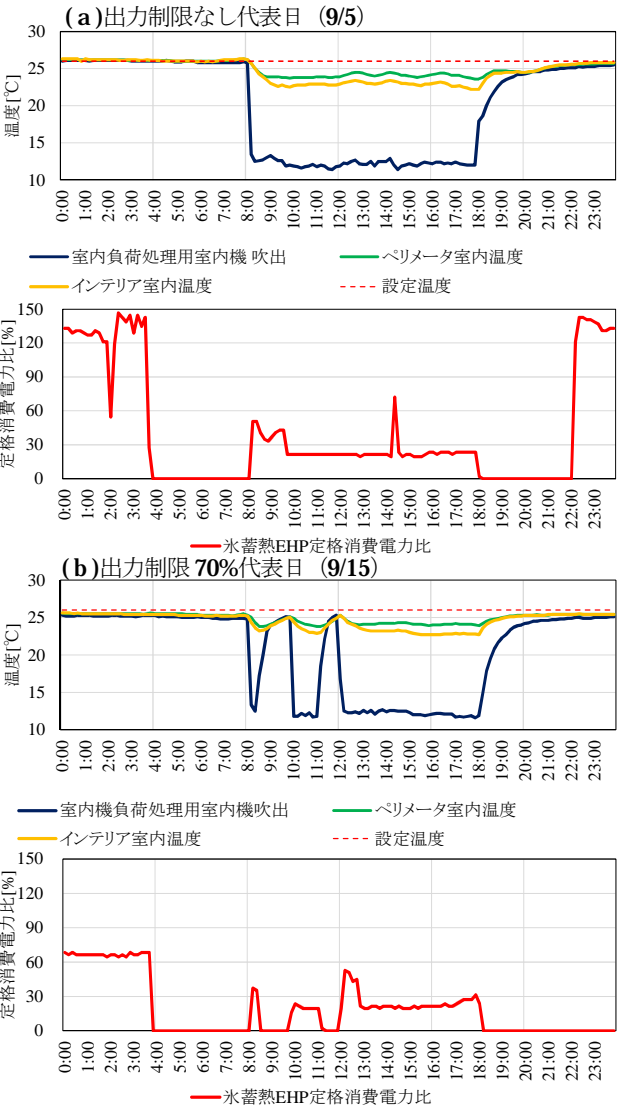


Fig.7 Indoor temperature and energy consumption rate

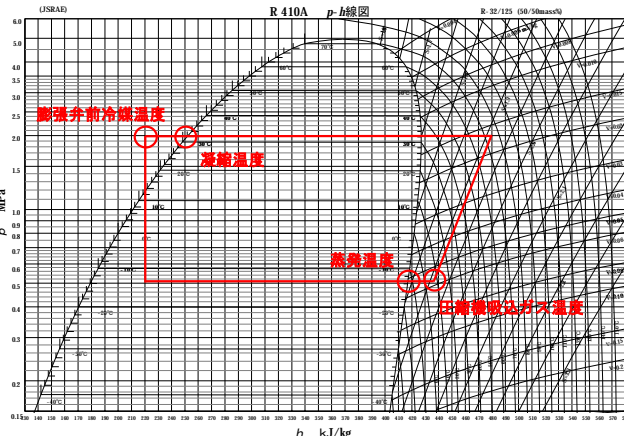


Fig.8 Input data on refrigerating cycle

Table.5 Input data

冷凍サイクルポイント名	使用ポイントデータ	備考
蒸発温度[°C]	低圧圧力ガス側(MPa)	計測した圧力から 計算した値
凝縮温度[°C]	高圧圧力ガス側(MPa)	
圧縮機吸込ガス温度[°C]	吸入管温度	計測値
膨張弁前冷媒温度[°C]	蓄熱槽出口冷媒温度	計測値

4.2 理論 COP の評価

出力制限なし（2017/9/6，外気温度平均 24.2℃）と出力制限 70%（2017/9/14，外気温度平均 23.9℃）の 23:00 における p - h 線図上の冷凍サイクルを Fig.9 に示す。出力制限 70%は，蒸発温度が上昇し，凝縮温度は低下した。この結果，蓄熱運転時平均理論 COP は出力制限なし 5.3，出力制限 70% 6.3（19%向上）と試算された。

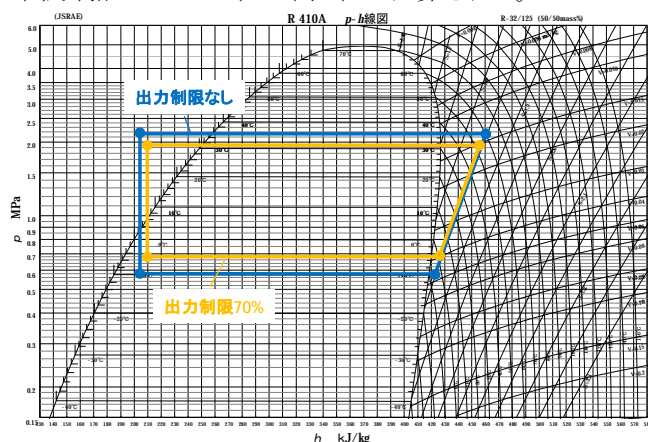


Fig.9 Comparison of refrigerating cycle unlimited and limited(70%)

4.3 本建物における冷房期削減効果の推定

2015 年度の冷房期（6 月～11 月）夜間の蓄熱電力量は合計で 565.5kWh であった。この期間中，出力制限 70%とすることで，夜間の理論 COP が 19%改善されるとして試算すると，冷房期電力削減量は 90.3kWh/年である。昼間は Fig.2 に示すように元々ほとんどの期間を出力 70%以下で運転しており，システム COP に差は生じない。そのため，期間全体としてのエネルギーコストの削減量は蓄熱電力量の削減量とほぼ同値となり，削減率は期間全体の電力量（783.5kWh）に対して 12%となる。蓄熱時の COP 向上と，蓄熱完了時刻の後ろ倒しによる省エネルギー化により，冷房期間の電力量削減が期待できる。

5. 水平展開

5.1 チューニングを行うにあたっての確認事項

前章までの検討で，氷蓄熱 EHP に出力制限を行うことにより，蓄熱時の省エネルギーチューニングが可能であることを確認した。一台あたりの省エネルギー量は大きくないが，設定変更のみで比較的容易に実施でき，普及性のある対策である。機器仕様上は 70%運転でも，蓄熱容量を満足できる場合が多いが，室内環境に影響がないことを確実にするためには，能力不足が生じないことをあらかじめ確認することが望ましい。能力不足が生じるか否かは，以下 2 点を確認することで，判定できる。判定フローを Fig.10 に示す。1 点目に，出力制限を行っても昼間の空調熱負荷を処理できるだけの能力を有することを確認する。昼間の運転出力（≒定格消費電力比）を計測し，その平均値が出力制限値以下であれば良とする。

出力制限値以上の運転出力が発生している場合は，その継続時間を確認する。長時間継続している場合は室内環境の悪化が懸念されるため，可能であれば実際に出力制限を行って問題がないかを確認する。2 点目に，出力制限を行っても夜間に氷蓄熱が完了することを確認する。蓄熱完了に必要な運転時間（必要蓄熱時間）は式(1.1)，式(1.2)で，出力制限時に満蓄までに必要な時間が夜間蓄熱時間内であるかを判定する。

必要蓄熱時間 t [h]

$$= \text{実測蓄熱時間[h]} \times \text{定格運転(100\%)} / \text{出力制限(70\% or 40\%)} \quad \dots (1.1)$$

$$\text{必要蓄熱時間 } t \text{ [h]} < \text{夜間蓄熱時間 10 [h]} \quad \dots (1.2)$$

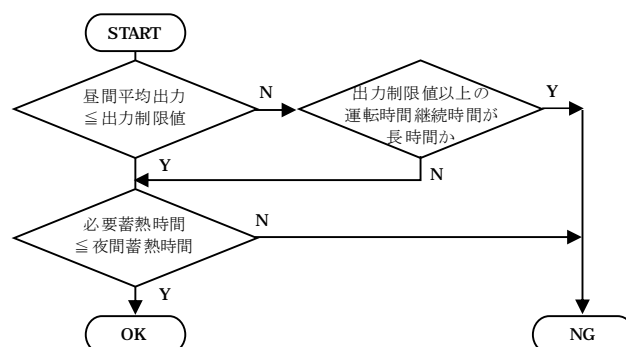


Fig.10 Checking flowchart for the tuning method

5.2 チューニング実施方法

EHP 室外機に制御機能を備えるメーカーは多く，その機能を利用して出力制限を行うだけで容易に効率向上とピーク電力削減を両立することが出来る。具体的には，以下のような方法が考えられる。

- (i) 制御基盤のディップスイッチによる制御
- (ii) 集中コントローラーによる制御
- (iii) 外部制御アダプタによる制御

今回は (iii) により出力制限値を与えたが，(i) であればメーカーサービス技術者 1 名が室外機制御基盤の設定変更作業を行うことにより，同様のチューニングが可能である。

6. まとめ

出力制限機能を応用した氷蓄熱 EHP の省エネチューニングを考案した結果，その省エネルギー性を確認した。また，能力不足が生じるか否かの判定フローについて整理を行った。氷蓄熱 EHP 一台あたりの省エネルギー量は大きくないが，普及性のある手法であり，他建物の氷蓄熱 EHP に対しても広く水平展開が期待できる。今後は，冬期のチューニングについて検証を行う予定である。

参考文献

- 1) 日本冷凍空調学会 冷媒技術分科会：「冷凍サイクル計算プログラムソフト（フルオロカーボン） Ver.2」
冷媒 R410A 基本サイクル

環境教育の実践を通じた中高生の省エネ意識と行動の変化

Changes in Energy-Saving Consciousness and Behavior by Environmental Education for Students

○深瀬 貢 佑 (立命館大学)

近 本 智 行 (立命館大学)

土 井 脩 史 (京都橘大学)

Kosuke FUKASE*¹ Tomoyuki CHIKAMOTO*¹ Shushi DOI*²*¹ Ritsumeikan University *² Kyoto Tachibana University

In R junior and high school campus, a lot of environment-friendly technology is built in the school building. However, there is a problem that students don't understand the contents of the environment-friendly technology.

In this research, we conducted environmental education for the students. The purpose of this research is to clarify changes in energy-saving consciousness and behavior by environmental education for students.

はじめに

近年、学校建築においてエコスクールの実現に向けて、様々な環境配慮技術が導入される事例が登場している。しかし、さらなる省エネを実現するためには、施設の利用者である生徒が施設に導入された環境配慮技術を理解するとともに、積極的にエネ行動を行うことが重要である。本研究の対象とする R 中学高等学校は京都府 N 市に位置する 2014 年に竣工した学校施設であり、大学の研究者や設計者との連携により、多くの環境配慮技術がキャンパス内に導入されている^{文1)}。しかし、生徒が環境配慮技術の内容を理解しないまま施設利用を行っているのが実態である。

本研究では、生徒が施設に導入された環境配慮技術の内容を理解した上で効果的に省エネに取り組めるよう環境教育を実施した。本研究は環境教育の実践を通じて生徒の省エネ意識と行動の変化を明らかにすることを目的とする。

1. 研究方法

本研究では、筆者自身が生徒に対して様々な環境教育の実践をした上で、その前後での対象者の意識・行動の変化を確認する研究方法をとっている (Fig.1)。

2016年度は短期的な取組みとして授業による環境教育を行い、2017年度は長期的な取組みとして部活動と連携した環境教育を行った。部活動と連携した環境教育は一方的に情報を生徒に与える授業形式の取組みではなく、生徒自身が省エネ問題に対して実感できるよう活動を計画した。例えば、身近な教室の照明測定によって必要な明るさを理解してもらう活動や実際に生徒がキャンパス内の照明の使用状況をパトロールする活動である。今後部活動から全校生徒に意識・行動変化を発信していくことを狙っており、本研究はそのための初動期の活動である。

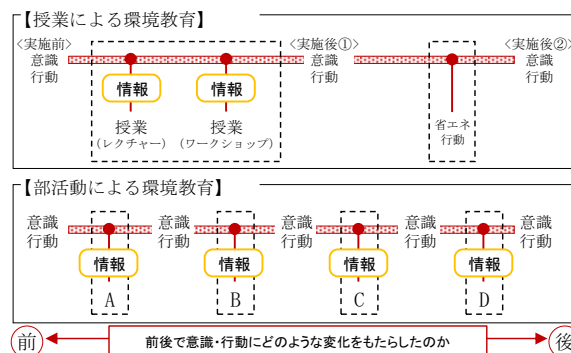


Fig.1 Research Method

Table.1 Research Process

時期	実施内容	調査内容
2016年11月	8日 レクチャー	アンケート調査 授業前) 【1回目】
	省エネ行動に関するホームワーク【1週間】	
	15日 ワークショップ	アンケート調査 授業後) 【2回目】
	省エネ行動実施期間【1週間】	
	22日	
2017年1月	24日	アンケート調査 省エネ行動実施後) 【3回目】
時期	実施内容	調査内容
2017年7月	14日 第1回) 導入	アンケート調査
2017年8月	25日 第2回) 教室の温熱環境測定	アンケート調査
2017年10月	23日 第3回) 照明パトロールの方法レクチャー	アンケート調査
2017年11月	10日 情報発信方法のレクチャー	
2017年12月	12日 第4回) 教室内の明るさ・照度分布の測定	アンケート調査
	15日 第5回) キャンパス内の環境配慮技術の見学	アンケート調査
2018年1月	19日 第6回) 環境配慮技術の啓発ポスターづくり	
	23日 環境配慮技術の啓発ポスターづくり	アンケート調査
	26日 第7回) 全体まとめ	アンケート調査
		ヒアリング調査

授業による環境教育では、高校3年生46名^{注1)}を対象に2016年11月に2回実施した。1回目は地球環境問題やキャンパス内の環境配慮技術に関するレクチャーを実施した。さらに、キャンパスに導入された環境配慮技術の見学を行った。2回目は環境配慮に関するワークショップを実施した。キャンパス内の環境配慮技術をまとめてポスターの作成を行い、また各グループ自分たちで実施できる省エネ行動を考え、授業後1週間で省エネ行動を実践してもらった。

部活動と連携した環境教育では、R中学高等学校のサイエンス部の生徒26名に対し省エネ意識及び行動に変化をもたらすよう2017年7月～2018年1月の期間で計7回の取組みを実施した (Table. 1)。

本研究では、アンケートにより生徒の意識及び行動の変化を調査している。またアンケート調査以外にも授業による環境教育では、授業前後の消費電力量の変化をBEMS^{注3)}を用いて調査し、部活動と連携した環境教育では、ヒアリング調査を行うことで省エネ意識・行動の変化を詳細に調査した (Table. 2)。

2. 授業による環境教育の意識・行動変化

2.1 環境配慮技術への理解

授業前と授業後と比較すると、生徒が知っているキャンパス内の環境配慮技術が増加している (Fig.2)^{注4)}。「自然換気窓」や「トップライトの日除けブラインド」など視覚的にわかりやすい項目が上昇する傾向がみられた。さらに、ワークショップでまとめた環境配慮技術は他の項目に比べ増加する割合が大きかった。また、授業前から知られている割合が高く、レクチャー内で説明しなかった「LED照明」については授業前後で変化がみられなかった。

2.2 地球環境問題省エネ意識の変化

Fig.3に授業前後の環境問題への関心の変化を示す。「関心がある」「ある程度関心がある」と回答した生徒が授業後で10%上昇した。授業によって環境問題に対する意識が向上したことが考えられる。Fig.4に授業前後の省エネに対するイメージの変化を示す。授業後では、「地球のために必要なこと」「エネルギーを無駄なく使用するのに必要」の割合が増加した。授業により省エネの意義を地球環境やエネルギーと関係づける割合が増加したことを示唆している。

2.3 授業による行動の変化

Fig.5に授業前後の学校において生徒が実施した省エネ行動を示す。授業後では多くの項目で増加していることがわかる。自宅での省エネ行動の変化にも同様の結果が得られた。行動変化のうち、特に「暖かい服装で過ごす」や「トイレのフタを閉める」といった個人でできる行動の上昇率が大きかった。

Table.2 Outline of Investigation

調査項目(2016年度)	
実施回	アンケート調査
1.2回目	環境問題、省エネ意識について 実施している省エネ行動について / 環境配慮技術の理解度
3回目	環境問題について / 実施した省エネ行動について
実施回	消費電力調査
—	授業前後の教室の消費電力量
調査項目(2017年度)	
実施回	アンケート調査(サイエンス部)
2～7回目	地球環境問題に対する関心度 省エネ行動の効果に対する理解度 / 省エネ行動に対する意欲 省エネ行動に対する意識 / 学校・自宅で実施している省エネ行動 キャンパスの環境配慮技術への関心度
実施回	ヒヤリング調査(サイエンス部)
7回目	全体を通した省エネ行動の変化 / 全体を通した省エネ意識の変化
実施回	アンケート調査(全校生徒)
—	サイエンス部の省エネパトロールを知っているか サイエンス部の活動による省エネ行動に対する意欲の変化 サイエンス部の活動による省エネ行動の変化

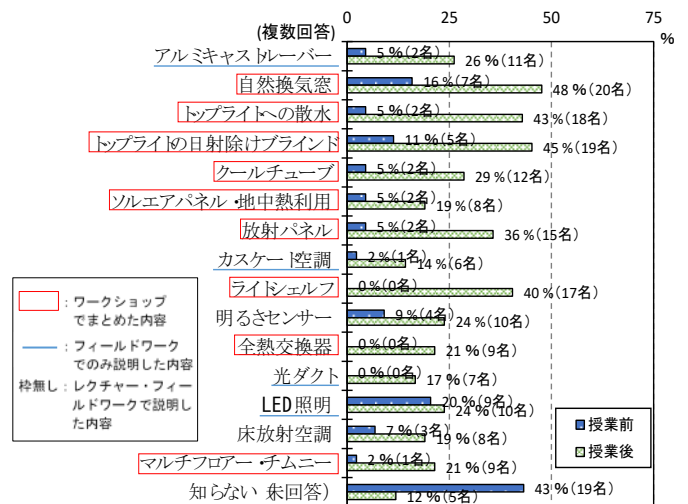


Fig.2 Changes in understanding of environment-friendly technology

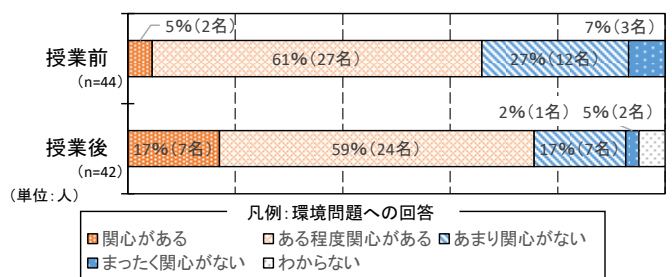
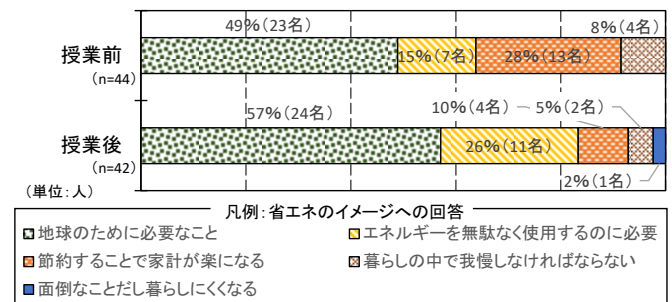


Fig.3 Change in consciousness to environmental problems



(単一回答)

Fig.4 Change in image for energy saving

2.4 授業前後による消費電力量

Fig.6は授業前後の1クラスの1週間の消費電力量を、教室使用状況で比較したものである。移動教室の利用等で教室を使用していない時間帯の消費電力量は、授業前後で変わらなかった。授業後でも、移動教室使用時に消灯していない可能性が考えられる。省エネ行動に対する意識が向上してもスイッチ操作等を生徒個人の意思だけでは判断できないケースがあるので、授業がすぐには効果に結びつきにくいと考えられる。

3. 部活動による環境教育の意識・行動変化

3.1 地球環境問題・省エネ意識の変化

Fig.7に部活動との連携活動のサイエンス部生徒全体の意識変化の平均を示す^{注5)}。地球環境問題への関心度、省エネに対する理解度、省エネ行動への意欲、キャンパスへの関心度の全ての項目で意識が上昇している。また、それらの意識変化を生徒の参加率ごとに分けて示した(Fig.8-10)。参加率が80%以上の生徒の意識が最も上昇している。キャンパスの環境配慮技術への関心度についても同様の結果が得られた。

3.2 個人の意識・行動変化

サイエンス部の中で参加率の高い(参加率70%以上)生徒を7名選出し、連携活動毎の個人の意識と行動の変化を調査した。また、この7名に対しては意識・行動が変化した理由をヒアリング調査で聞いている。選出した7名のうち4名は連携活動前後で自宅での省エネ行動の数が増えている。増えた省エネ行動の内容として、中間期の窓利用やカーテン利用による遮熱といった〈部屋の使い方〉と、こまめな消灯や自然光利用などの〈照明の使い方〉に対する項目が多かった。Fig.11に個人の自宅での省エネ行動と意識の変化の例を示す。省エネ行動の数は急激に上昇するわけではなく、連携活動の回を追うごとに増えていることがわかる。

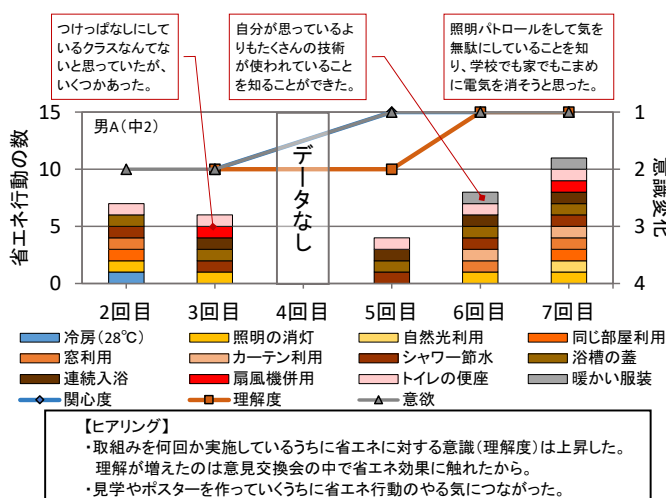


Fig.11 Change in consciousness and energy-saving behavior at home
(example of one student)

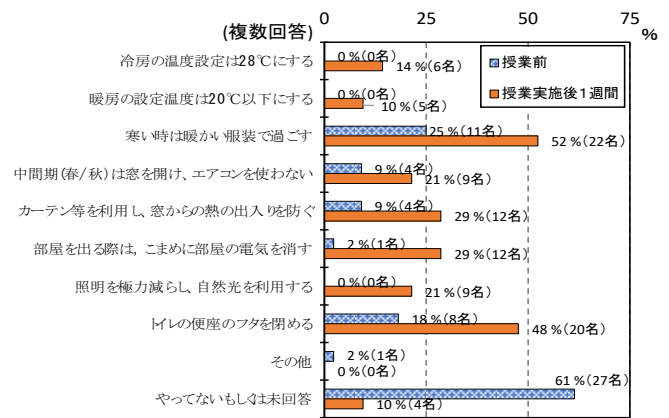


Fig.5 Changes in energy-saving behavior at school

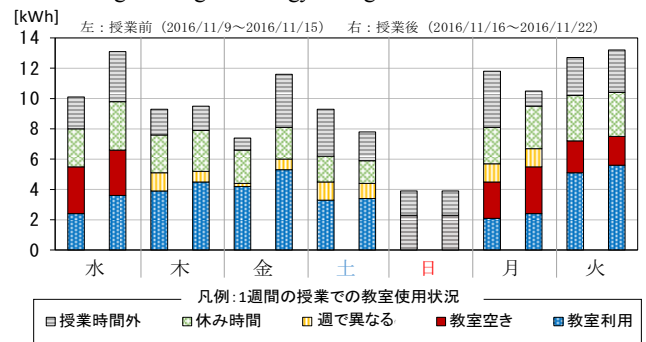


Fig.6 Power consumption of one week before and after class (H3-1)

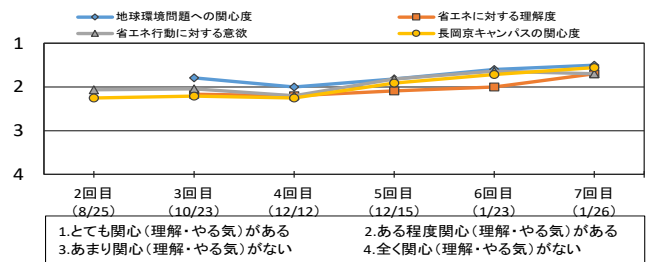


Fig.7 Change in consciousness before and after activities

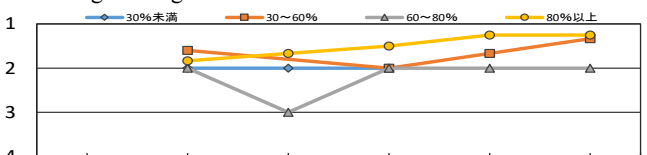


Fig.8 Interest in global environmental issues

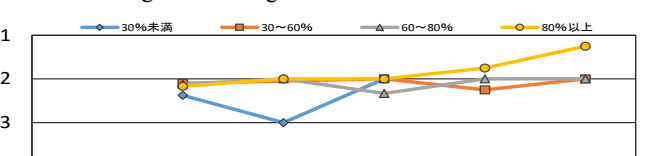


Fig.9 Understanding of energy conservation

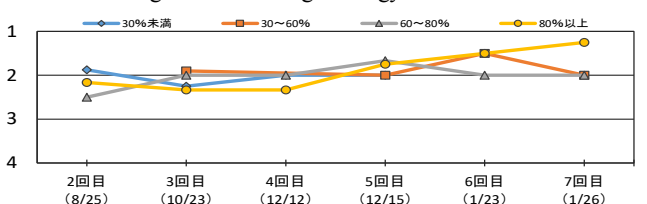


Fig.10 Motivation for energy conservation behavior

3.3 連携活動によるコメント分析

本研究では、アンケート内で気付きや意識の変化を自由記述として記入してもらった。また、7 回目の連携活動ではどの段階で意識・行動の変化があったのかを調査するためグループヒアリングを行った。Fig.12 に生徒のコメントをカテゴリー別に示す。気付き（理解）では、見学を行ったキャンパスの環境配慮技術に対する意見が最も多く、「理解できた」「面白い」といったコメントがでてきた。しかし、実際にその気付きが意識や行動に結び付いていない。ヒアリングを実施した際も、実際に行動に結び付いたという意見は出てこなかった。それに対し、実際に教室照明の明るさや使い方に関して取り上げた連携活動では、気付きだけでなく「照明の消灯」に関する意識及び行動が変化するという意見も出てきた。

3.4 他生徒に対する意識変化

連携活動では、サイエンス部の活動をポスターにして全校生徒に啓発を行った。Fig.13 にサイエンス部の活動に対する他生徒の認知状況を示す^{注6)}。ほとんどの生徒がサイエンス部の活動を「知らない」と回答している。いかに全校生徒に対しアプローチし、意識・行動変化を図れるかが今後の課題である。

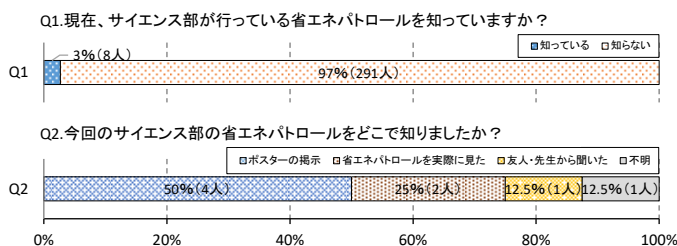


Fig.13 Cognitive situation of the activities of the science club

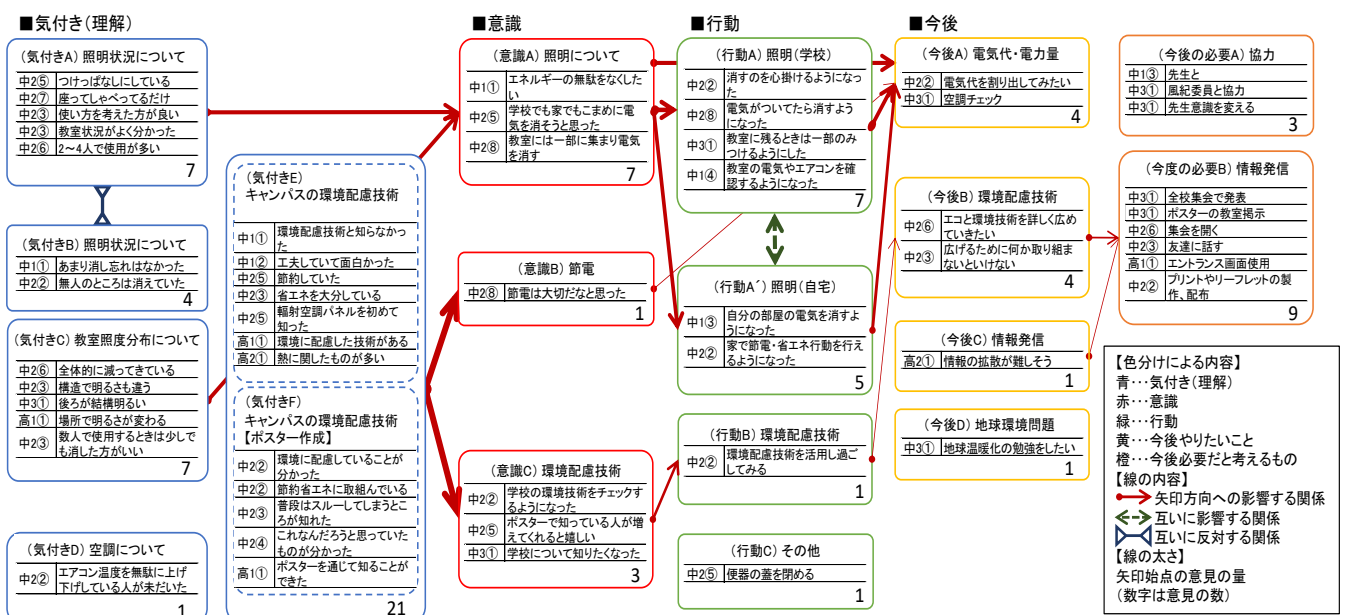


Fig.12 Students' opinions by each category

4. まとめ

1) 短期的な授業による環境教育では、生徒の環境問題・省エネに対する意識が上昇したものの、消費電力量の削減には結びつかなかった。学校における省エネ行動のメニューの少なさや内容の意思決定権が個人にないものが多く、実際に効果に結びつかなかったと考えられる。

2) 部活動による環境教育では、生徒の意識は上昇し、参加率の高い生徒は省エネ行動の実施数も回を追うごとに上昇した。また実際に省エネに取り組む内容の環境教育が意識・行動改善に有効であると示唆された。

本研究では、継続的に環境教育を実践する中で生徒の省エネ意識や行動が徐々に向上する様子が見られ、環境教育の実践プロセスの重要性を確認することができた。

今後省エネ行動を促進するためには、生徒たちが省エネ行動の効果を実感できる工夫、そして全校生徒に対し意識・行動変化を促す取組みが必要である。

参考文献

- 文 1) 須田ら：学校施設における効果的な改修計画立案に関する研究：(その2) エコスクール化に向けた学校における環境教育の実態調査と分析，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp1479~1482, 2012. 08
- 文 2) 小林ら：大学における環境配慮技術実験および環境教育実践の場の構築(その1)：検討主旨および建築概要(選抜梗概，新世代環境建築のシステム技術(3)，日本建築学会学術講演梗概集，pp1021-1024, 2015. 09
- 文 3) 宮崎ら：新建築・新設備立命館中学校・高等学校長岡京キャンパス、BE 建築設備，pp8~18, 2014. 09

注釈

- 注 1) 文系の高校 3 年生の選択科目「環境と化学」にて実施した。4 クラス合同授業であり、各クラス全ての生徒には実施していない。環境教育の授業は各 2 時限分 (100 分間) である。
- 注 2) 3 回目のアンケートは、授業の都合上 1 月に実施した。
- 注 3) BEMS データの内容は中間期で空調機の使用がなかったため照明のみの電力である。
- 注 4) 未回答を「わからない」とみなしている。
- 注 5) 3 回目のアンケートまでは回答項目に「どちらでもない」(値 2.5 として扱う) が含まれている。
- 注 6) アンケート調査の都合上、対象者は高校 1.2 年生の 313 名

詳細計測データを用いた大規模複合施設の エネルギー消費特性把握

Analyzing energy consumption structure in the large composite facility using detailed measurement data

○三嶋 洋介 (大阪大学) 又賀 祐樹 (大阪大学)
下田 吉之 (大阪大学) 田中 宏昌 (日建設計)
田辺 慎吾 (日建設計) 白石 かおり (日建設計)

Yosuke MISHIMA^{*1} Yuki MATAGA^{*1} Yoshiyuki SHIMODA^{*1}
Hiromasa TANAKA^{*2} Shingo TANABE^{*2} Kaori SHIRAISHI^{*2}

^{*1} Osaka University ^{*2} Nikken Sekkei.Ltd.

In recent years, the number of buildings that have introduced BEMS has increased owing to development of information technology. However, the energy efficiency methodology which analyze such detailed measurement data and utilize the result for energy efficiency measure has not been established. Methodologies for evaluating building energy performance are classified as follows: i) Analyzing patterns of major energy end-use categories at various time scales, ii) Benchmarking the whole building total energy use. iii) diagnosing HVAC equipment. The purpose of this study is analyzing energy consumption of office and revealing composition of energy consumption using BEMS data referring to procedure i).

はじめに

近年、計算機の記憶容量増大、計測機器の低コスト化など情報科学技術の発展により、BEMSを導入する大型建物が増加し、建物におけるエネルギー消費や室内環境に関する詳細な計測データが取得可能になってきた。しかし、現在このような大量のデータから建物のエネルギー消費特性、省エネルギー性能を評価する手法、各種フォルトなどを発見し省エネルギー化につなげる具体的な手法論は未だ確立していないと言える。Hong ら¹⁾は建物から得られる詳細な計測データから省エネルギー化につなげる手法論として以下の手法を述べている。

- ・ 主要なエネルギー用途における様々なタイムスケールでのエネルギー消費パターンの分析
- ・ 建物全体のエネルギー消費のベンチマーキング
- ・ 空調設備の診断

本研究では特に主要なエネルギー用途における様々なタイムスケールでのエネルギー消費パターンの分析に着目し、大規模複合施設オフィスエリアを対象としてエネルギー消費特性を把握し、エネルギー消費の成り立ちや発生メカニズムについて分析する。

1. 对象建物概要

分析対象建物を Table. 1 に示す。本研究ではオフィス部分を対象としており、分析期間は 2016 年 4 月 1 日～2017 年 3 月 30 日である。オフィス各フロアの平面図を Fig. 1

に示す。オフィス部分では1フロアが6つの空調機ゾーンに分割されており、ゾーン毎に運転・停止の切り替え、冷暖房の温度設定が可能である。照明、コンセントの電力消費も空調機ゾーンごとに計測されている。空調機ファンの消費電力は空調機毎に計測されている。ペリメータ用空調機による給気エリアは複数の空調機ゾーンをまたがっているため、VAVの風量を用いて対応する空調機ゾーン毎に案分している。外調機については8階と最上階に集中設置されているため、VAVの風量を用いて空調機ゾーン毎に按分して算出している。

Table. 1 Information of the building

Location	Osaka City ,Osaka Prefecture
Floor number	38 floors above ground 3 floors under ground
Office area	11 th through the 37 th
Office floor area	Approx. 73000m ²
Measurable data	Lighting Equipment Interior AHU(cold or hot) Perimeter AHU(cold or hot) OHU(cold or hot)
Period for investigation	April 1, 2016~March 30, 2017

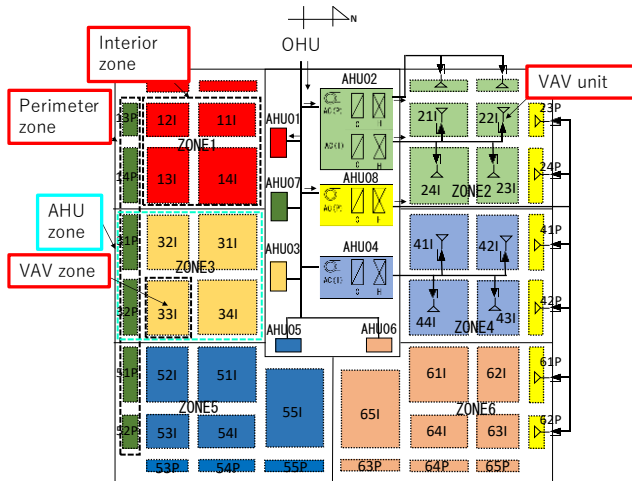


Fig. 1 Plan of target office area

2. オフィスエリアエネルギー消費分析

2.1 代表6フロア年間一次エネルギー消費量

代表6フロアの空調機ゾーン毎の用途別年間一次エネルギー消費量原単位を Fig. 2 に示す。ゾーン毎に年間一次エネルギー消費量原単位は大きくばらついており、最も小さいゾーンと最も大きいゾーンでは3倍以上異なっている。このように入居しているテナントによって年間一次エネルギー消費量原単位はばらつきがみられる。フロアBのゾーン2のコンセントの年間一次エネルギー消費量原単位は約 $1000[\text{MJ}/\text{m}^2]$ と大きい。通常同規模のオフィスであればコンセントの年間一次エネルギー消費量原単位は約 $360[\text{MJ}/\text{m}^2]$ であり、このゾーンにはサーバーが設置されている可能性がある。また、照明、コンセントのエネルギー消費量が各フロアのエネルギー消費量に大きな影響を与えていることが分かった。

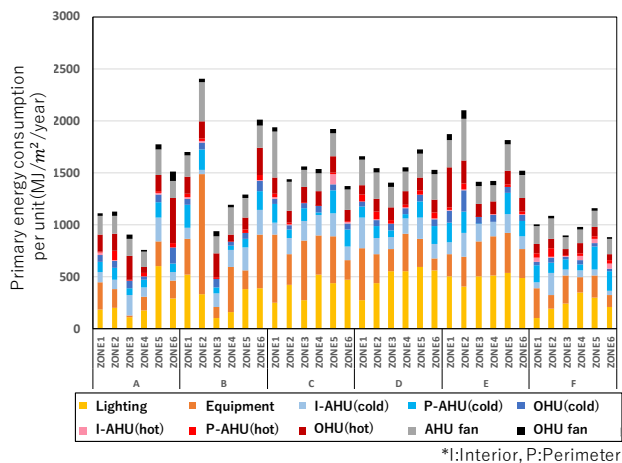


Fig. 2 Annual primary energy consumption per unit each zone

ゾーン毎の用途別年間一次エネルギー消費量原単位を Fig. 3 に示す。電力用途では照明の25%~75%区間の幅が約 $200\sim500[\text{MJ}/\text{m}^2]$ 、空調用途では、ペリメータ空調機冷水の25%~75%区間の幅が約 $60\sim175[\text{MJ}/\text{m}^2]$ とばらつ

きが大きい。また、外調機冷水は外れ値が多い。これは、外気温が極端に高い日や低い日が影響していると考えられる。

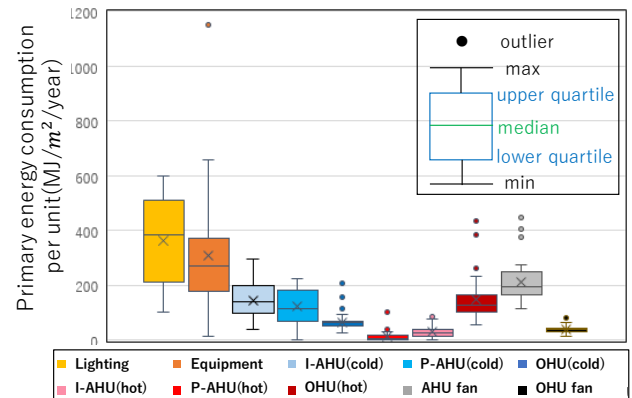


Fig. 3 Annual primary energy consumption per unit by use

2.2 フロアBにおける時刻別エネルギー消費量推移

夏季代表平日5日間におけるフロアBのゾーン毎の時刻別照明、コンセント電力消費量を Fig. 4、Fig. 5 に示す。ゾーン毎によって照明、コンセントの電力消費密度が大きく異なることが分かった。これは会議室、エントランス、広間など使い方による昼間のピーク電力の違いや、入居テナント属性による稼働時間の長さの違いが関係しているためである。

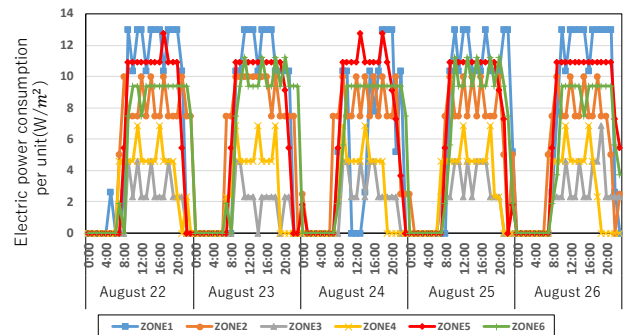


Fig. 4 Lighting power transition in summer

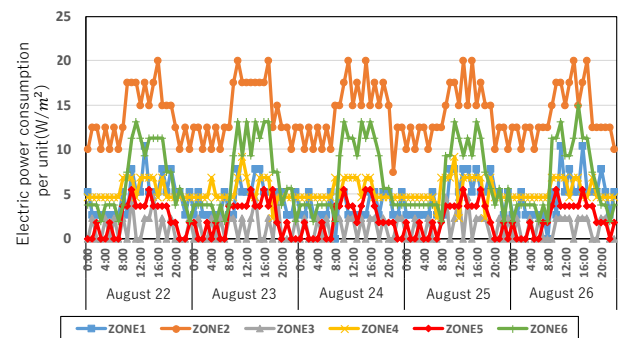


Fig. 5 Equipment power transition in summer

夏季代表平日5日間におけるフロアBのゾーン毎の時刻別冷熱消費量の推移を Fig. 6 に示す。冷熱消費の時刻別変動はゾーン毎で大きな差がある。多くのゾーンで立

ち上がりの 8:00 頃にピークを迎えていることから、夜中に内部発熱などで室内にたまった蓄熱負荷を処理するため、一日の初めの冷熱消費は大きくなると考えられる。また、日中の冷熱消費の大きさは外気温のみに影響されていない。これは外気温の他にゾーン照明機器や OA 機器の内部発熱やゾーンの位置する場所による日射の影響の差などの要因も関係していると考えられる。

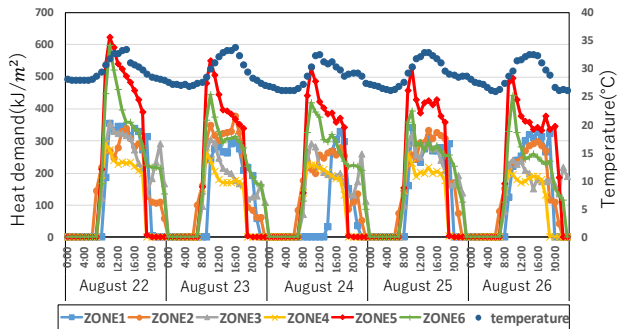


Fig. 6 Cold load transition in summer

2.3 電力消費要因分析

2.2 から照明、コンセントの年間一次エネルギー消費量原単位には年間平均ピーク電力と年間平均稼働時間が影響していると考えられた。そこで代表 6 フロアの各ゾーンの照明、コンセントの年間一次エネルギー消費量原単位に年間平均ピーク電力と年間平均稼働時間のどちらがより影響しているかを分析する。年間平均稼働時間は Fig. 7 に示すように年間時刻別電力推移のグラフを描き、電力消費量原単位の最小値に（最大値－最小値）×0.1 を加えた値を待機電力とし、待機電力より電力消費量が多い時間帯と定義する。

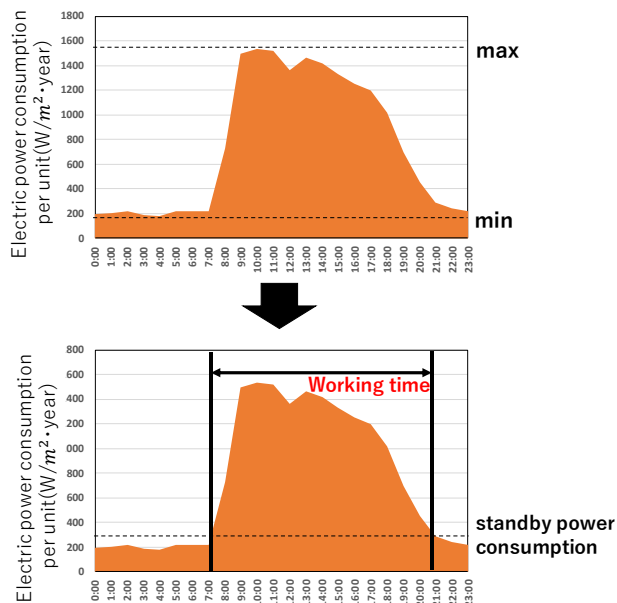


Fig. 7 Working time estimating method

ゾーン毎の照明、コンセントの年間一次エネルギー消

費量原単位と年間平均ピーク電力及び年間平均稼働時間の関係を Fig. 8 に示す。決定係数の大きさから照明、コンセントともに年間平均稼働時間よりも年間平均ピーク電力に影響を受けることが分かった。

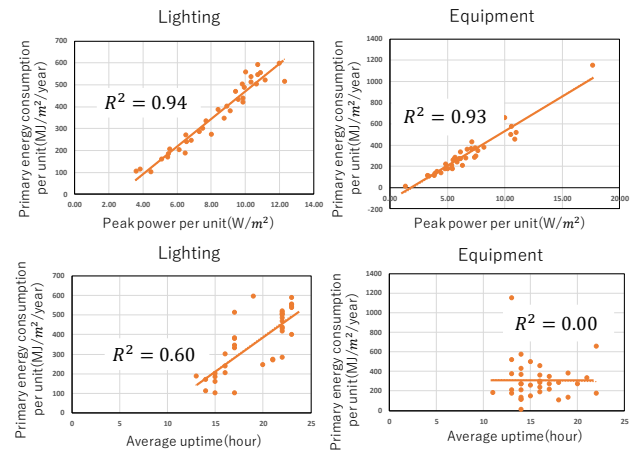


Fig. 8 Correlation between primary energy consumption and peak power, work time

3. オフィスエリア冷温水消費要因分析

3.1 空調方式概要

各フロアで採用されている空調方式は Fig. 9 に示すようなマルチゾーン空調方式である。この方式では、インテリア空調機が室内からの還り空気に含まれる室内負荷と外調機からの給気に含まれる外気負荷の残りを処理し、ペリメータ空調機が窓からの貫流熱や日射による外皮負荷を処理するように設計される。

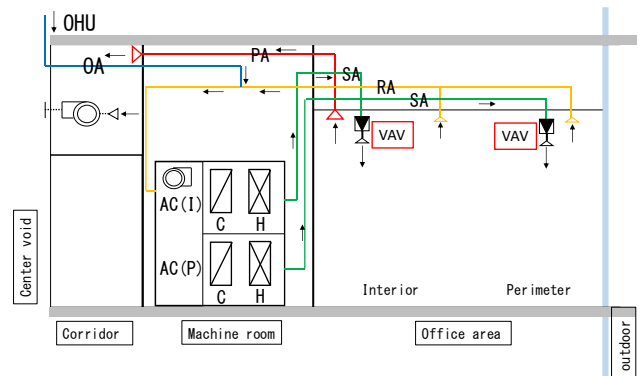


Fig. 9 Schematic diagram of multi zone air supply system

3.2 重回帰分析を用いた冷温水消費要因分析

オフィスエリアの全フロアを対象として、土日祝日を除く冷房期(5月1日～10月31日)の冷熱負荷と、暖房期(4月1日～4月31日、11月1日～3月31日)の温熱負荷を目的変数に選択し、日平均外気温と内部発熱(照明+コンセント)の日合計値を説明変数として重回帰分析し、各熱需要に外気温と内部発熱がどの程度影響するかを標準偏回帰係数を用いて評価する。冷房期、暖房期の結果を Table. 2 に示す。冷房期、暖房期の外気温と内部発熱のい

ずれも有意水準 1%以下で有意である。標準偏回帰係数の値から、冷房期の冷熱負荷には主に外気温が影響しているが、内部発熱も影響していることが分かった。また、温熱負荷には主に外気温が影響しており、内部発熱はほとんど影響しないことが分かった。

Table. 2 Results of multiple regression analysis

Objective value	Explaining value	Patial regression coefficient	P-value	Standard partial regression coefficient	Compensation coefficient of determination
Cold load	Constant number	-6800	<0.01		0.69
	Temperature	426	<0.01	0.75	
	Internal heat generation	4.3	<0.01	0.36	
Hot load	Constant number	5690	<0.01		0.67
	Temperature	-330	<0.01	-0.81	
	Internal heat generation	0.47	<0.01	0.06	

冷熱負荷を形成するインテリア空調機冷水、ペリメータ空調機冷水、温熱負荷を形成するインテリア空調機温水、ペリメータ空調機温水に関して同様に重回帰分析を行った結果を Table. 3 に示す。インテリア空調機冷温水の補正決定係数は小さく、標準偏回帰係数も小さいことから内部発熱が影響していないことが分かった。この要因としてここで考慮されていない在室者の発熱も考えられるが、一般的な常識とは反する結果となっている。ペリメータ空調機冷温水を目的変数に選択した場合、外気温と内部発熱の標準偏回帰係数が近く、ペリメータ空調機冷温水には主として外気温が影響するが内部発熱も影響していることが分かった。ペリメータ空調機冷水の内部発熱の標準偏回帰係数は正の値を取っており、インテリアゾーンで発生した内部発熱がペリメータゾーンにも流入し、冷水消費を増加させていると考えられる。またペリメータ空調機温水に対する内部発熱の標準偏回帰係数は負の値を取っており、インテリアゾーンで発生した内部発熱がペリメータゾーンに流入し、温水消費を減少させていると考えられる。

Table. 3 Results of multiple regression analysis

Objective value	Explaining value	Patial regression coefficient	P-value	Standard partial regression coefficient	Compensation coefficient of determination
I-AHU(cold)	Constant number	-400	<0.01		0.14
	Temperature	100	<0.01	0.34	
	Internal heat generation	0.9	<0.01	0.16	
P-AHU(cold)	Constant number	-2700	<0.01		0.54
	Temperature	147	<0.01	0.61	
	Internal heat generation	2.10	<0.01	0.41	
I-AHU(hot)	Constant number	230	<0.01		0.02
	Temperature	-10	<0.01	-0.14	
	Internal heat generation	0.03	0.31	0.02	
P-AHU(hot)	Constant number	1550	<0.01		0.36
	Temperature	-55	<0.01	-0.51	
	Internal heat generation	-0.87	<0.01	-0.38	

2.2 でペリメータゾーンにインテリアゾーンの内部発

熱が影響していると推察された。また 2.1 からゾーン毎でペリメータ空調機冷水のばらつきが大きいことが分かっている。そこで、代表 6 フロアの空調機ゾーン毎のペリメータ空調機冷水消費を決定する因子を特定する。冷房期を対象に、ゾーン毎のペリメータ空調機冷水消費を目的変数に、日平均外気温、内部発熱の日合計値、ゾーンの方角（北側を 0、南側を 1 でダミー変数化）を説明変数に選択し、重回帰分析を行った結果を Table. 4 に示す。補正決定係数が 0.22 と小さく回帰式の当てはまりは良くないが、すべての説明変数が有意水準 1%以下で有意であることから、これらの因子がペリメータ空調機冷水消費に影響を及ぼしていることが分かった。しかし、内部発熱、方角の標準偏回帰係数は外気温の標準偏回帰係数と比較して小さいことから、冷水消費に与える影響は小さいと考えられる。方角に関しては南側のゾーンの方が冷水需要が多いことが分かり、日射の影響が確認された。

Table. 4 Results of multiple regression analysis

Objective value	Explaining value	Patial regression coefficient	P-value	Standard partial regression coefficient	Compensation coefficient of determination
P-AHU(cold)	Constant number	-380	<0.01		0.22
	Internal heat generation	1.33	<0.01	0.25	
	Direction	26	<0.01	0.05	
	Temperature	23.4	<0.01	0.39	

4. まとめ

対象オフィスエリアのエネルギー消費実態の詳細分析から得た知見を以下に示す。

- 1) 各フロアのエネルギー消費に大きな影響を与える照明、コンセントのエネルギー消費量原単位は年間平均稼働時間よりも年間平均ピーク電力に影響されており、フロアの省エネルギーのためには照明機器や OA 機器の高効率化が重要である。
- 2) 設計段階ではペリメータ空調機が処理すべき負荷は外皮負荷のみと考えられていたが、データ分析により実際には外皮負荷とインテリアゾーンから流入する内部発熱が影響することが明らかになった

今後同種の建物を建築する際には照明機器、OA 機器の高効率化を重視し、内部発熱も考慮したペリメータ空調機の規模や設置場所を考える必要がある。

参考文献

- 1) Tianzhen Hong, Le Yang, David Hill, Wei Feng : Data and analytics to inform energy retrofit of high performance buildings, Applied Energy 126, pp90-106, 2014 年
- 2) 財団法人省エネルギーセンター：オフィスビルの省エネルギー、p5、2009 年

動物実験施設 ESCO 事業における計画と性能検証
Planning and Commissioning on ESCO Project
by the Animal Experimentation Facility

○千原 崇（三機工業） 中川 勇人（三機工業）
米田 彰（三機工業） 大塚 順基（三機工業）
Takashi Chihara*¹ Hayato Nakagawa*¹ Akira Yoneda*¹ Junki Otsuka*¹
*¹ Sanki Engineering Co Ltd.

The Animal Experimentation Facility introduced the energy-saving system mainly based on repair of the air-conditioning heat source and steam boilers in its ESCO project ,and succeeded in 33.4% reduction in energy consumption. This document reports outline of the project and the commissioning result at the first year.

1. はじめに

本報告で対象とする実験施設は、動物飼育室と動物実験室を主とした施設である。

2014 年 12 月に熱源設備とボイラー改修を条件としたギャランティード・セイビングス契約型 ESCO 事業の公募があった。2015 年度に工事を実施、2016 年 4 月から 2 年間を ESCO サービス期間として、性能検証を実施中である。

ESCO サービス期間 1 年目は 33.4%のエネルギー削減効果が得られた。

本稿では、計画の概要、試運転調整、1 年目の性能検証について報告する。

2. 建物概要と空調方式

動物実験棟は S 棟と N 棟の 2 棟で構成されており、延床面積は 1,079 ㎡、地上 2 階建である。竣工後 15 年以上が経過し、設備機器は経年劣化にて更新時期を迎えていた。

メインとなる動物飼育室の空調フロー図を図-1 に示す。温湿度条件は 23℃±2℃、50%±10%であり、空調機にて湿度制御と 1 次温度制御を行い、再熱コイルで各室の温度制御をするシステムである。また動物臭気等のクロスコンタミネーションを防止するために全外気方式となっており、外気負荷削減の為に顕熱交換器が設置されている。

ESCO 導入前の一次エネルギー消費量は 13,161MJ/(年・㎡)と床面積あたりのエネルギー消費量が非常に大きい施設であった。

3. 省エネルギー提案の着眼点と省エネルギーシステム概要

省エネルギー提案にあたり、以下の着眼点をもとに提案項目を抽出し、主に表-1 に示す省エネルギーシステムを導入した。

- 1) N 棟と S 棟の熱源の統合による効率的運転
- 2) 熱回収システムの導入（年間冷水・温水必要）

- 3) 温水熱源を蒸気からヒートポンプに切替
- 4) 搬送動力の削減
- 5) 蒸気の放熱ロス、リークの削減
- 6) 照明の LED 化

ESCO 提案時のエネルギー削減保証値は 16.3%であったが、2016 年度は 33.4%の削減ができた。

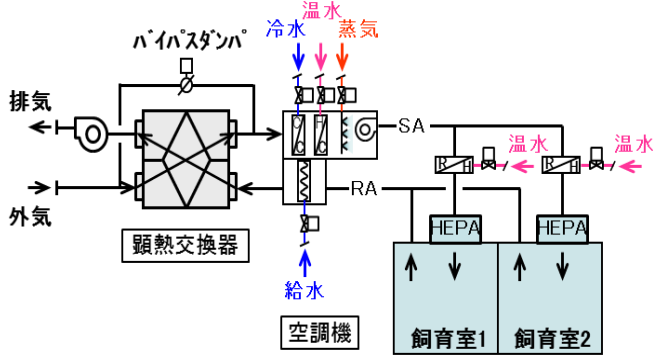


図-1 空調フロー図

表-1 省エネルギーシステム概要

項目	概 要		エネルギー削減量 (GJ/年)	
	改善前	改善後	保証値	2016年度 実績
熱源	・N棟・S棟単独熱源 ・冷水は空冷クーラー（定速） ・温水は蒸気	・N棟・S棟熱源統合 ・空冷クーラー（インバータ） ・熱回収クーラー	1,164	3,189
蒸気	・N棟・S棟単独蒸気ボイラー ・蒸気トラップのリーク大 ・未断熱箇所あり	・N棟・S棟蒸気ボイラー統合 ・低リーク型蒸気トラップ ・蒸気の断熱強化	628	
搬送	・ポンプシステム ・定速ポンプ	・変圧ポンプシステム ・インバータポンプ	357	584
その他		・LED照明 ・照明更新 ・低圧損型空調機への更新	170	970
合計			2,318	4,743
		削減率	16.3%	33.4%

B-1

チラーと比べて2倍以上であり、温水/蒸気熱交換器による温水供給をできるだけ抑える事がポイントとなる。

温水/蒸気熱交換器の温水出口温度設定値は熱回収チラーや空冷モジュールチラーの温水出口温度設定値より1.5℃下げた。

図-5 に 2016 年 10 月前半におけるN棟の冷水・温水負荷の変化を、図-6 に同時期における温水/蒸気熱交換器の蒸気二方弁開度の変化をそれぞれ示す。

空冷モジュールチラーは4月末から11月中旬までは冷房運転であり、温水熱源は熱回収チラーと温水/蒸気熱交換器である。熱回収チラーは冷水負荷よりも温水負荷が大きくなる場合には温水負荷を処理し切れず、温水/蒸気熱交換器からの温水供給が必要となる。10月1日、5日、6日以外は蒸気二方弁の開度はほぼゼロとすることができ、ほぼ計画通りの運転ができた。

(3) 熱源の電力量削減状況

図-8 に熱源の電力量を示す。2016 年度の夏期は予想値よりも約 20%削減できた。

予想値より削減ができた要因の一つとしては、図-9 に示すように空冷モジュールチラーの冷水運転時 COP (冷水生成熱量/電力量) が定格値よりも高かったことによるものが挙げられる。

もう一つの要因としては、既設の空冷チラー (冷専) にインバータは設置されておらず 0%-50%-100%の 2 段階切替運転であったので、低負荷時には頻繁に発停を繰り返し想定以上に効率が悪かったと考えられる。

図-10 に 4 月～10 月のN棟の冷水負荷帯ごとの出現頻度を示す。N棟の冷凍機能力は432MJ/hに対して、200MJ/h以下の低負荷の頻度は50%以上であった。

なお、空冷モジュールチラーの暖房時の COP は除霜運転の影響などにより定格 COP よりも低くなるので、削減エネルギーの計算の際には注意が必要である。

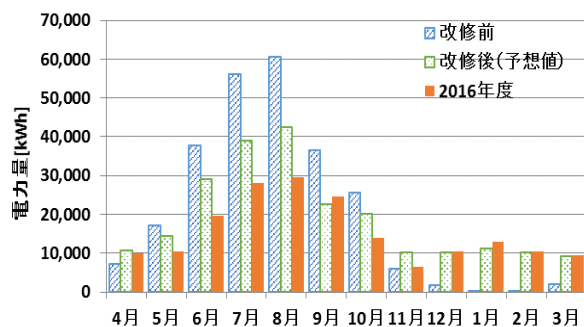


図-8 熱源の電力量

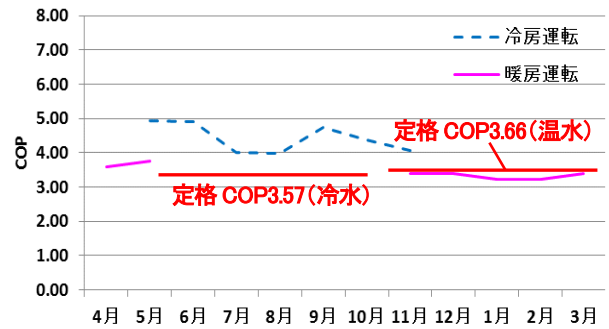


図-9 空冷モジュールチラーの COP

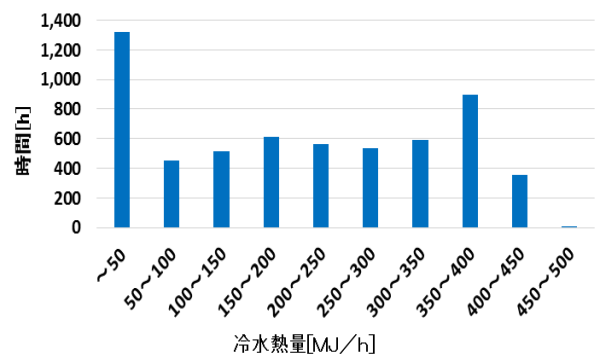


図-10 N 棟の 4 月～10 月の冷水熱量帯ごとの出現頻度

4.2 蒸気設備の省エネルギー

(1) 改修概要

蒸気は飼育ゲージなどの滅菌処理用と加湿・温水の空調用に使用されている。

図-2 に示すように改修前の蒸気ボイラーはS棟とN棟で単独の設置となっていたが、改修後は図-3 に示すように熱源と同様にS棟とN棟を配管で統合し、共通の蒸気ボイラーとした。

また、温水熱源において温水/蒸気熱交換器はバックアップ用とし、更に蒸気トラップを低リーク型蒸気トラップに更新、フランジ・バルブ類や温水/蒸気熱交換器などの蒸気配管の断熱未施工箇所を断熱し、蒸気量を削減した。

(2) ガス量削減状況

図-11 に改修前後のガス量を示す。冬期は加熱分と温水負荷の増加分によりガス量が増加する傾向にある。

冬期は改修後の計算値と実績値とはほぼ同じガス量であったが、夏期は計算値よりも約 25%削減できた。改修前は各棟単独に蒸気ボイラーを運転されていた為、負荷率の低い夏期においてボイラーは頻繁に発停し、効率の悪い運転をしていたものと思われる。

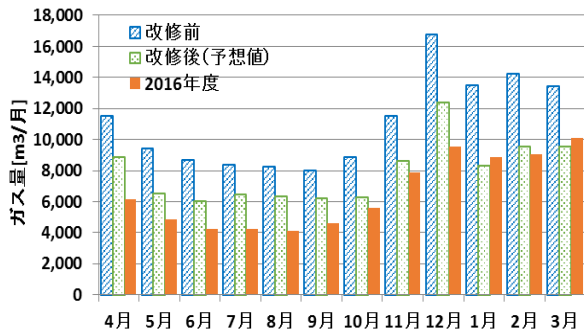


図-11 ガス消費量

4.3 空調2次ポンプ電力の削減

(1) 改修概要

図-12に改修後の空調2次ポンプのフロー図を示す。改修前は熱源側だけにポンプを設置し負荷側にも供給するワンポンプ方式であったが、負荷側の2次ポンプと熱源側の1次ポンプとに機能を分離したツーポンプ方式に改修した。

全ポンプにインバータを設置し、1次ポンプにおいては設定流量となるようにインバータ周波数を制御し、2次ポンプは負荷側の差圧でインバータ周波数を制御する。インバータ周波数の下限値(30Hz)となっても更に負荷側の差圧が設定値よりも高い場合には、バイパス弁を開く制御としている。

また、負荷流量が下がると負荷側の必要差圧は下がる為、図-13に示すように負荷流量に比例して差圧設定値を

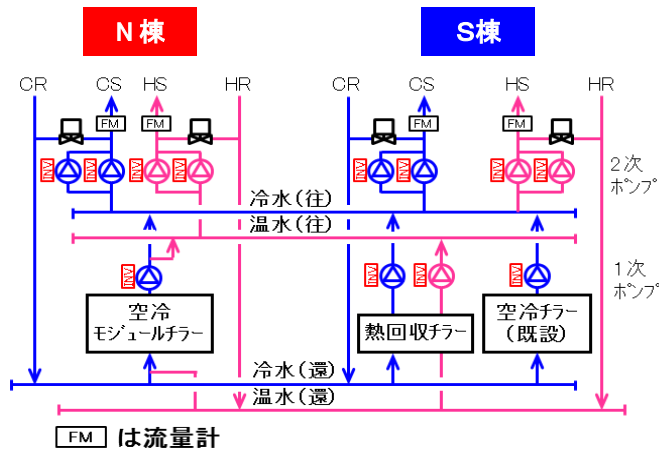


図-12 改修後の空調2次ポンプフロー図

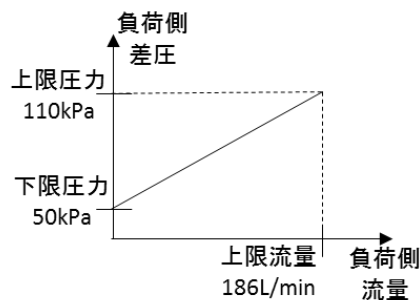


図-13 S棟の冷水2次ポンプ圧力設定値

下げる制御を導入した。

必要差圧の上限値は全空調機の二方弁を全開にした状態で2次ポンプ流量が空調機の定格流量の合計値となる時の差圧とし、下限値は全空調機の二方弁を全閉した状態で空調2次ポンプのインバータ制御周波数が30Hzで且つバイパス弁がわずかに開く差圧とした。

(2) 空調ポンプ電力量

図-14に空調ポンプ(1次ポンプと2次ポンプの合計値)の電力量を示す。改修前よりも74%削減でき、改修後の予想値よりも45%削減できた。

予想値よりも削減できた要因としては、改修後の空調2次ポンプはそれぞれ1台運転であったのに対し、改修前の7月～9月において冷水ポンプは2台運転、12月～3月において温水ポンプは2台運転と必要以上に運転されていた事と、負荷側の差圧設定値の上限圧力、下限圧力を想定より低く設定できたことによると考えられる。

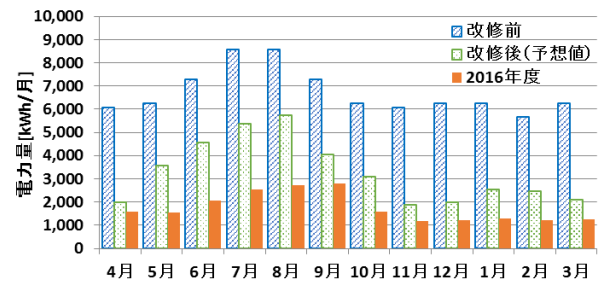


図-14 空調ポンプ電力量

5. まとめ

部分負荷時の効率の悪い運転状況に着目し、熱源・蒸気設備をS棟とN棟を統合して、空冷モジュールチラーや熱回収チラー、蒸気ボイラーを効率的に運転できた。また空調搬送ポンプをツーポンプ方式として、2次ポンプを変流量・変揚程インバータ制御をすることで搬送電力が大きく削減できた。

図-15に改修前後の一次エネルギー消費量の比較を示す。特に夏期が想定よりも削減効果が大きく、33.4%の一次エネルギー消費量の削減ができた。

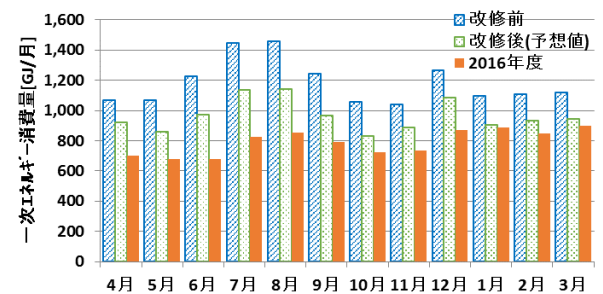


図-15 一次エネルギー消費量

謝辞

本 ESCO 事業にあたり奈良先端科学技術大学院大学様の多大なご支援を頂き、ここに深くお礼を申し上げます。